

Cezar Opreșan
Dumitru Leohchi Emil Budescu
Florentin Buium Eugen Merticaru

MECANISME
Îndrumar de proiectare

Editura Politehniun
2016

Prefață

În planul de învățământ disciplina Mecanisme este prevăzută cu ore de curs, de proiect și de laborator. La această disciplină, studenții realizează primul proiect în pregătirea lor, care se finalizează prin soluții constructive, diagrame privind variația unor parametri cinematici sau dinamici și prin realizarea unor desene de execuție pentru mecanismele cu camă sau pentru mecanismele cu roți dințate.

Lucrarea "Mecanisme. Îndrumar de proiectare", prin problematica prezentată, este structurată, astfel încât, să ajute studenții să înțeleagă ce înseamnă activitatea de proiectare și să contribuie la formarea și dezvoltarea unor competențe, privind utilizarea procedurilor de analiză și de sinteză.

Pentru a răspunde cerințelor impuse prin tema de proiectare, este necesar ca studenții să urmărească etapele de calcul stabilite de conducătorul de proiect, să găsească soluțiile constructive adecvate temei și să utilizeze modul de prezentare a rezultatelor obținute conform normelor în vigoare.

În prima parte a lucrării sunt prezentate câteva reguli generale pentru întocmirea unui proiect, iar în continuare sunt prezentate mai multe teme de proiectare posibile pentru mecanismele cu bare, pentru mecanismele cu came și pentru mecanismele cu roți dințate.

Metodele utilizate pentru calculul matematic sunt adecvate problemelor de proiectare prezentate și contribuie la stabilirea memoriului de calcul al proiectului.

Deoarece, utilizarea programelor de calcul în procesul de proiectare este frecventă, în lucrare sunt prezentate modalități de folosire a calculatorului, în rezolvarea unor probleme, prin aplicarea metodelor grafo-analitice și analitice, bineînțeles, având în vedere stadiul de pregătire al studenților din anul de studiu respectiv.

Majoritatea problemelor sunt rezolvate numeric, iar datele obținute, în general, sunt prezentate prin diagrame, ceea ce permite utilizatorilor acestui

îndrumar o verificare prin comparație, privind corectitudinea calculelor efectuate, dar și o imagine a funcționării mecanismelor analizate.

Aceasta lucrare se adresează studenților de la Facultatea de Mecanică, Facultatea de Construcții de Mașini și Management Industrial și Facultatea de Știința și Ingineria Materialelor de la Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, care au în programele de studii disciplina Mecanisme.

Colectivul de autori, prin această lucrare, aduce un omagiu în memoria foștilor dascăli care au contribuit la formarea școlii de Mecanisme la Iași: prof. dr. doc. Dumitru Mangeron, prof. dr. doc. ing. Corneliu Drăgan, conf. dr. Octavian Munteanu, prof. dr. ing. Dănuț Receanu și șef lucrări ing. Tudor Gheorghe. De asemenea, autorii prezintă alese mulțumiri domnilor profesori: prof. dr. ing. Vasile Merticaru, prof. dr. ing. Cezar Duca, prof. dr. ing. Virgil Atanasiu, prof. dr. ing. Adrian Popovici, asist. ing. Petru Țivlea care și-au închinat întreaga activitate dezvoltării disciplinei de Mecanisme prin elaborarea unor monografii, îndrumare pentru proiect și laborator, dar și prin cercetări de înalt nivel științific, ale căror rezultate au fost publicate în reviste de prestigiu din țară și din străinătate.

Autorii

Iași, 2017

Cuprins

1. Noțiuni introductive privind proiectarea	1
1.1. Etapele proiectării mecanismelor și mașinilor	1
1.2. Notății utilizate	2
1.3. Unități ale Sistemului Internațional.....	5
1.4. Scări grafice și coeficienți de scară	8
1.5. Scopul și problematica specifică proiectării didactice	10
1.6. Întocmirea pieselor scrise și a celor desenate ale proiectului.....	12
1.7. Bibliografie	14
2. Mecanisme cu bare	15
2.1. Analiza structurală.....	15
2.1.1. Analiza structurală a mecanismului patrulater articulat plan .	16
2.1.2. Analiza structurală a mecanismului manivelă-piston.....	18
2.1.3. Analiza structurală a mecanismului de șeping	19
2.1.4. Analiza structurală a mecanismului cu culisă de translație....	21
2.2. Sinteza dimensională.....	23
2.2.1. Sinteza dimensională a mecanismului patrulater articulat plan .	
Exemplul A.....	23
Exemplul B	27
Exemplul C	29
Exemplul D.....	31
2.2.2. Sinteza dimensională a mecanismului manivelă-piston.....	35
2.2.3. Sinteza unui mecanism de șeping după cursa h a portcuțitului și	
coeficientul k_v de variație a vitezei medii a acestuia.....	37
2.2.4. Sinteza unui mecanism cu cilindru oscilant	41
2.3. Analiza cinematică a mecanismelor cu bare	43
2.3.1. Analiza cinematică prin metoda grafo-analitică a mecanismului	
manivelă-piston	44
2.3.2. Analiza cinematică prin metoda analitică a mecanismului	
manivelă-piston	58
2.4. Analiza cinetostatică a mecanismelor cu bare.....	71
2.4.1. Analiza cinetostatică prin metoda grafo-analitică a	
mecanismului manivelă-piston.....	72
2.4.2. Analiza cinetostatică prin metoda analitică a mecanismului	
manivelă-piston	80
2.5. Echilibrarea mecanismelor	85
2.6. Modelare dinamică	87

2.7. Bibliografie	89
3. Mecanisme cu came	91
3.1. Elemente generale	91
3.2. Alegerea tipului de mecanism	91
3.3. Stabilirea legii de mișcare a tchetului.....	93
3.3.1. Legea de mișcare cu viteză constantă (uniformă)	95
3.3.2. Legea de mișcare cu accelerație constantă (uniform accelerată)	96
3.3.3. Legea de mișcare cu accelerație sinusoidală	98
3.3.4. Legea de mișcare cu accelerație cosinusoidală	99
3.3.5. Legea de mișcare polinomială de gradul 2-3	100
3.3.6. Legea de mișcare polinomială de gradul 3-4-5	101
3.3.7. Observații asupra legilor de mișcare	102
3.4. Calculul geometric al camelor.....	104
3.4.1. Mecanismul camă disc – tchet de translație cu rolă	104
3.4.2. Mecanismul camă disc – tchet oscilant cu rolă	107
3.4.3. Mecanismul camă disc – tchet de translație cu talpă	109
3.4.4. Mecanismul camă disc – tchet oscilant cu talpă.....	110
3.4.5. Mecanismul camă disc – tchet oscilant dublu	112
3.5. Determinarea parametrilor geometrici de bază	113
3.5.1. Mecanismul cu tchet de translație cu vârf sau cu rolă.....	114
3.5.2. Mecanismul cu tchet de rotație și rolă.....	117
3.5.3. Mecanismul cu tchet de translație cu talpă.....	118
3.6. Recomandări pentru alegerea unghiului de presiune admisibil.....	119
3.7. Recomandări privind alegerea unor mărimi constructive	122
3.8. Bibliografie	125
4. Mecanisme cu roți dințate	127
4.1. Angrenaje	127
4.2. Angrenaje cilindrice cu dinți dreți.....	127
4.2.1. Elemente de bază.....	127
4.2.2. Parametrii geometrici ai unei roți dințate cilindrice cu dinți dreți.....	131
4.2.3. Parametrii geometrici ai unui angrenaj cilindric	133
4.2.4. Calculul parametrilor geometrici pentru angrenaje cilindrice cu dinți dreți	135
4.3. Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați	168
4.3.1. Cremaliera de referință. Parametrii geometrici ai unei roți cilindrice cu dinți înclinați.....	168

4.3.2. Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați.....	170
4.3.3. Calculul parametrilor geometrici ai angrenajului cilindric și roți dințate cu dinți înclinați.....	171
4.4. Angrenaje cu roți conice.....	207
4.4.1. Noțiuni de bază.....	207
4.4.2. Parametrii geometrici ai roților dințate conice exterioare....	208
4.4.3. Parametrii geometrici ai angrenajului conic exterior.....	210
4.5. Angrenaje melcate.....	230
4.5.1. Elemente de bază.....	230
4.5.2. Parametrii angrenajului melcat.....	232
4.6. Mecanisme planetare.....	240
4.6.1. Definiții. Clasificare. Cinematică.....	240
4.6.2. Determinarea numărului de sateliți.....	253
4.6.3. Condiția de montaj.....	254
4.6.4. Condiția de vecinătate.....	255
4.7. Bibliografie.....	257
5. Mecanisme cu mișcare intermitentă.....	259
5.1. Mecanisme cu cruce de Malta.....	259
5.2. Soluție constructivă.....	260
5.3. Exemplu numeric.....	262
5.4. Bibliografie.....	264
Anexa 1 – Indicatorul în desenul tehnic.....	265
Anexa 2 – Formate în desenul tehnic. Plierea desenelor.....	267
Anexa 3 – Programe pentru proiectarea camelor.....	271
A3-1. Programe pentru trasarea diagramelor cinematice.....	271
A3-2. Programe pentru trasarea profilurilor.....	275
Anexa 4 – Angrenaje.....	283
A4-1. Calculul funcției involuta.....	283
A4-2. Calculul argumentului funcției involuta.....	283
Anexa 5 – Angrenaje. Desene de execuție.....	321
Anexa 6 – Angrenaje cilindrice.....	323
Anexa 7 – Angrenaje conice.....	341
Anexa 8 – Angrenaje melcate.....	349

Capitolul 1

NOȚIUNI INTRODUCATIVE PRIVIND PROIECTAREA

1.1. Etapele proiectării mecanismelor și mașinilor

Îmbunătățirea continuă a calității mașinilor este un obiectiv ce trebuie urmărit încă din stadiul de proiectare.

Activitatea de proiectare este o activitate prin care se iau în considerare un număr de cerințe, de cele mai multe ori contradictorii (încărcarea dinamică, viteza ridicată de lucru, siguranța în funcționare mare, mentenabilitate și durabilitate crescută, gabarit și mase reduse, costuri de fabricație reduse).

O mașină proiectată trebuie să asigure parametrii tehnologici ceruți, să fie productivă, sigură în funcționare, nepoluantă, ergonomică și să corespundă cerințelor estetice.

O primă și foarte importantă etapă de proiectare este alegerea și proiectarea schemelor cinematice ale mecanismelor componente.

Aceasta etapă este urmată de efectuarea calculelor de rezistență și stabilirea dimensiunilor și materialelor organelor de mașini componente.

În sfârșit, ultima etapă este stabilirea tehnologiei de fabricație.

Având în vedere cerințele beneficiarului, prima etapă - alegerea și proiectarea schemelor cinematice ale mecanismelor componente – este constituită din următorii pași:

- alegerea unui anume tip de mecanism (cu șurub, cu bare articulate, cu came, cu roți dințate, mecanisme intermitente sau mecanisme combinate);
- stabilirea schemei structurale a mecanismului (felul și numărul cuplelor și elementelor cinematice);
- proiectarea schemei cinematice (sinteza dimensională pe baza cerințelor de efectuare a mișcărilor sau a traiectoriilor impuse, raport de transmitere, unghi de presiune, randament mecanic mediu, momente de inerție etc.);
- determinarea forțelor din mecanism și analiza dinamică finală a mecanismului.

În general, toate etapele de proiectare sunt procese de optimizare care au ca rezultat alegerea unei soluții de compromis [1.1], [1.2].

1.2. Notății utilizate [1.1], [1.2]

Structura mecanismelor

Numărul elementelor cinematice	n
Numerotarea elementelor cinematice	$1, 2, 3, \dots, i, j, \dots, n$
Notarea cuplelor cinematice	A, B, C, \dots
Numărul cuplelor cinematice de clasă 1, 2, 3, 4, 5	c_1, c_2, c_3, c_4, c_5
Gradul de libertate al lanțului cinematic	L
Gradul de mobilitate al mecanismului	M

Parametri cinematici

Deplasarea unui punct	s
Punctul B pe elementul cinematic i	B_i
Unghiul de rotație a elementului cinematic i	φ_i
Unghiul de rotație a elementului i în raport cu elementul j	φ_{ij}
Distanța dintre punctele B și C ale unui element, lungimea elementului i	$l_{BC}; l_i$
Viteza punctelor (de ex. B și C)	$\bar{v} (\bar{v}_B; \bar{v}_C)$
Viteza punctelor (absolută, relativă, de transport)	$\bar{v}_a; \bar{v}_r; \bar{v}_t$
Viteza punctului B al elementului i	\bar{v}_{Bi}
Viteza punctului C în raport cu punctul B	\bar{v}_{CB}
Viteza punctului C_i al elementului i în raport cu punctul C_j al elementului j	\bar{v}_{CiCj}
Viteza unghiulară a elementului i în raport cu baza (batiul)	ω_i
Viteza unghiulară a elementului i în raport cu elementul j	ω_{ij}
Coordonata generalizată	$q; \varphi_1$

Raport de transmitere	$i_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n}$
Accelerația punctelor (de ex. B și C)	$\bar{a} (\bar{a}_B; \bar{a}_C)$
Accelerația punctului (absolută, tangențială, normală, relativă, Coriolis)	$\bar{a}_a; \bar{a}_t; \bar{a}_n; \bar{a}_r; \bar{a}_c$
Accelerația tangențială a punctului C al elementului i	$\bar{a}_C^t; \bar{a}_{C_i}^t; \bar{a}_{C_iC_j}^t$
Accelerația normală a punctului C al elementului i	$\bar{a}_C^n; \bar{a}_{C_i}^n; \bar{a}_{C_iC_j}^n$
Accelerația Coriolis a punctului C _i al elementului i în raport cu punctul C _j al elementului j	$\bar{a}_{C_iC_j}^c$
Accelerația unghiulară a elementului i	ε_i
Polul angrenării, centrul instantaneu de rotație al elementului i în raport cu elementul j	$C; C_{ij}$
Scara lungimii, vitezei, accelerației	$\mu_l; \mu_v; \mu_a$
Coeficientul de scară al lungimii, vitezei, accelerației	$k_l; k_v; k_a$
Polul planului vitezei, accelerației	$p; p_v; p_a$
Timpul	t

Parametri dinamici ai mecanismelor

Forța	\bar{F}
Forța care acționează pe elementul i	\bar{F}_i
Forța care acționează asupra elementului j din partea elementului i	\bar{F}_{ij}
Greutatea elementului i	\bar{G}_i
Componentele reacțiunii \bar{F}_{ij} în raport cu axa elementului	$\bar{F}_{ij}^n; \bar{F}_{ij}^t$
Forța de frecare	F_f
Forța de frecare pe elementul i din partea elementului j	\bar{F}_{fij}
Momentul unei forțe \bar{F} în raport cu punctul E	$\bar{M}_E(\bar{F})$

Momentul unui cuplu care acționează pe elementul i	\overline{M}_i
Moment motor, moment rezistent	$\overline{M}_m ; \overline{M}_r$
Momentul unei forțe în raport cu axele x, y, z	$\overline{M}_x(\overline{F}) ; \overline{M}_y(\overline{F}) ; \overline{M}_z(\overline{F})$
Momentul de frecare pe elementul i din partea elementului j	$\overline{M}_{fij} ; \overline{M}_{f23}$
Lucrul mecanic al unei forțe care acționează asupra elementului i, la sfârșitul deplasării	L_i
Lucrul mecanic al forței F_i , al momentului M_i , al forțelor de greutate, al forțelor de frecare la sfârșitul deplasării	$L_{Fij} ; L_{Mij} ; L_{Gij} ; L_f$
Masa elementului cinematic i	m_i
Momentul de inerție mecanic al elementului i în raport cu axa centrală	$J_{Mi} ; J_{M2}$
Coeficientul frecării de alunecare	μ
Centrul de masă al elementului i	M_i
Energia cinetică a elementului i	E_{ci}
Puterea	$P ; P_i$
Raza cercului de frecare	r_f
Randamentul mecanic mediu	η
Unghiul de frecare	φ_f
Coeficientul neuniformității mersului mecanismului sau mașinii	δ
Forța redusă (motoare, rezistentă, de greutate, de frecare)	$F_{red} (F_{redm}, F_{redr}, G_{red}, F_{redf})$
Momentul redus (motor, rezistent)	M_{redm}, M_{redr}
Momentul redus rezultat	M_{red}
Momentul de inerție mecanic redus al mecanismului	J_{red}

Proiectarea mecanismelor

Coeficientul de variație a vitezei medii a elementului condus	$k_v ; k_\omega$
Unghiul de presiune admisibil	α_a

Excentricitatea axei	e
Unghiurile fazelor în mecanismele cu came (de lucru, de îndepărtare, de apropiere)	$\varphi_1 ; \varphi_2 ; \varphi_3 ; \varphi_4$
Modulul unei roți dințate (angrenaj)	m
Unghiul profilului de referință	α_0
Unghi de angrenare	α_w
Unghiul de înclinare a dintelui	β
Diametrul de divizare al roții dințate	d
Diametru de cap al roții dințate	d_a
Diametrul de picior al roții dințate	d_f
Diametrul de început al profilului în evolventă	d_e
Diametrul de început al profilului activ	$d_{A1} ; d_{E2}$
Diametrele cercurilor de rostogolire	$d_{w1} ; d_{w2}$
Distanța dintre axe	a_w
Coeficientul deplasării de profil	x
Grad de acoperire (total, frontal, axial)	$\varepsilon ; \varepsilon_\alpha ; \varepsilon_\beta$
Jocul radial al angrenajului	c
Grosimea dintelui pe un cerc oarecare y	s_y
Înălțimea capului dintelui	h_a
Înălțimea piciorului dintelui	h_f
Coeficientul sumat al deplasărilor de profil	x_s
Cursa unghiulară a elementului de ieșire	ψ
Lungimea relativă a elementului i	λ_i

1.3. Unități ale Sistemului Internațional [1.1], [1.2]

Calculule se fac exprimând mărimile în unități de măsură SI (Sistem Internațional), așa cum sunt prezentate în standardele ISO 80000-3:2006 și SR ISO 80000-4:2010.

Tabelul 1.1. Unități SI fundamentale [1.1], [1.2]

Mărimea	Denumirea	Simbolul
lungime	metru	m
masă	kilogram	kg
timp	secunda	s

intensitatea curentului electric	amper	A
temperatura termodinamică	kelvin	K
cantitate de substanță	mol	mol
intensitate luminoasă	candela	cd

Trebuie menționat că submultiplii uzuali ai metrului sunt:

- decimetrul: $1m = 10dm$;
- centimetrul: $1m = 100cm$;
- milimetrul: $1m = 1000mm$;
- micrometrul: $1m = 10^6 \mu m$.

Multiplii uzuali ai metrului sunt:

- decametru: $1dam = 10m$;
- hectometru: $1hm = 100m$;
- kilometru: $1km = 1000m$.

În ceea ce privește kilogramul, menționăm că:

- 1 kg = 10 hectograme (hg)
- 1 kg = 100 decagrame (dag)
- 1 kg = 1.000 grame (g)
- 1 g = 10 decigrame (dg)
- 1 g = 100 centigrame (cg)
- 1 g = 1.000 miligrame (mg)

Multiplii kilogramului sunt:

- 1 q = 100 kg
- 1 t = 1000 kg
- 1 v = 10.000 kg

Tabelul 1.2. Unități SI derivate, exprimate în funcție de unitățile fundamentale [1.1], [1.2]

Mărimea	Denumirea	Simbolul
arie	metru patrat	m^2
volum	metru cub	m^3
viteza	metru pe secundă	m/s
acelerație	metru pe secundă la pătrat	m/s^2
densitate	kilogram pe metru cub	kg/m^3
densitate de curent	amper pe metru pătrat	A/m^2
câmp magnetic	amper pe metru	A/m

concentrație (a cantității de substanță)	mol pe metru cub	mol/m ³
volum masic	metru cub pe kilogram	m ³ /kg
luminanță luminoasă	candela pe metru patrat	cd/m ²

Tabelul 1.3. Unități SI suplimentare [1.1], [1.2]

Mărimea	Denumirea	Simbolul
unghi plan	radian	rad
unghi solid	steradian	sr

Tabelul 1.4. Unități SI derivate cu denumiri speciale [1.1], [1.2]

Mărimea	Denumirea	Simbol	Expresia în alte unități SI	Expresia în unități fundamentale
frecvența	hertz	Hz		s ⁻¹
forța	newton	N		m·kg·s ⁻²
presiune, tensiune mecanică	pascal	Pa	N/m ²	m ⁻¹ ·kg·s ⁻²
energie, lucru mecanic, cantitate de caldură	joule	J	N·m	m ² ·kg·s ⁻²
putere, flux energetic	watt	W	J/s	m ² ·kg·s ⁻³
cantitate de electricitate, sarcina electrică	coulomb	C		s·A
potențial electric, tensiune electrică, tensiune electromotoare	volt	V	W/A	m ² ·kg·s ⁻³ ·A ⁻¹
capacitate electrică	farad	F	C/V	m ⁻² ·kg ⁻¹ ·s ⁴ ·A ²
rezistența electrică	ohm	Ω	V/A	m ² ·kg·s ⁻³ ·A ⁻²
conductanță	siemens	S	A/V	m ⁻² ·kg ⁻¹ ·s ³ ·A ²
fluxul inducției magnetice	weber	Wb	V·s	m ² ·kg·s ⁻² ·A ⁻¹
inducție magnetică	tesla	T	Wb/m ²	kg·s ⁻² ·A ⁻¹
inductanța	henry	H	Wb/A	m ² ·kg·s ⁻² ·A ⁻²

temperatura Celsius	grad Celsius	°C		K
flux luminos	lumen	lm		cd·sr ⁽¹⁾
iluminare	lux	lx	lm/m ²	m ⁻² ·cd·sr ⁽¹⁾

(1) În aceste două expresii, steradianul (sr) este considerat unitate fundamentală.

Tabelul 1.5. Exemple de unități SI derivate care se exprimă cu ajutorul unităților suplimentare [1.1], [1.2]

Mărimea	Denumire	Simbol
viteza unghiulară	radian pe secundă	rad/s
acelerație unghiulară	radian pe secundă la pătrat	rad/s ²
intensitate energetică	watt pe steradian	W/sr
luminanța energetică	watt pe metru pătrat-steradian	W·m ⁻² ·sr ⁻¹

Tabelul 1.6. Unități folosite împreună cu Sistemul Internațional [1.1], [1.2]

Denumirea	Simbolul	Valoarea în unități SI
minut	min	1 min = 60 s
ora	h	1 h = 60 min = 3600 s
zi	d	1 d = 24 ore = 86400 s
grad	°	1 ° = (π/180) rad
minut	'	1 ' = (1/60) ° = (π/10800) rad
secunda	"	1 " = (1/60) ' = (π/648000) rad
litru	l	1 l = 1 dm ³ = 10 ⁻³ m ³
tona	t	1 t = 10 ³ kg

1.4. Scări grafice și coeficienți de scară

Pe desen, orice mărime poate fi reprezentată printr-un segment de o anumită lungime, exprimată în mm. Acest segment se numește **segment reprezentativ** al mărimii respective.

Raportul dintre **segmentul reprezentativ** și **valoarea mărimii reprezentate** se numește **scara grafică**, notată prin litera grecească μ cu indicele corespunzător mărimii reprezentate:

- scara forțelor,

$$\mu_F = \frac{\text{lungimea segmentului reprezentativ, mm}}{\text{valoarea fortei reprezentate, N}}, [\mu_F] = \frac{\text{mm}}{\text{N}};$$

- scara temperaturii Celsius,

$$\mu_t = \frac{\text{lungimea segmentului reprezentativ, mm}}{\text{valoarea temperaturii reprezentate, } ^\circ\text{C}}, [\mu_t] = \frac{\text{mm}}{^\circ\text{C}};$$

- scara vitezelor,

$$\mu_v = \frac{\text{lungimea segmentului reprezentativ, mm}}{\text{valoarea vitezei reprezentate, m/s}}, [\mu_v] = \frac{\text{mm}}{\text{m/s}};$$

- scara lungimilor,

$$\mu_l = \frac{\text{lungimea segmentului reprezentativ, mm}}{\text{valoarea lungimii reprezentate, m}}, [\mu_l] = \frac{\text{mm}}{\text{m}}.$$

Raportul invers, dintre **valoarea mărimii reprezentate** și **segmentul reprezentativ** se numește **coeficient de scară**, notat cu litera k afectată de indicele corespunzător mărimii reprezentate:

- coeficientul de scară a forțelor,

$$k_F = \frac{\text{valoarea fortei reprezentate, N}}{\text{lungimea segmentului reprezentativ, mm}}, [k_F] = \frac{\text{N}}{\text{mm}};$$

- coeficientul de scară a temperaturii Celsius,

$$k_t = \frac{\text{valoarea temperaturii reprezentate, } ^\circ\text{C}}{\text{lungimea segmentului reprezentativ, mm}}, [k_t] = \frac{^\circ\text{C}}{\text{mm}};$$

- coeficientul de scară a vitezelor,

$$k_v = \frac{\text{valoarea vitezei reprezentate, m/s}}{\text{lungimea segmentului reprezentativ, mm}}, [k_v] = \frac{\text{m/s}}{\text{mm}};$$

- coeficientul de scară a lungimilor,

$$k_1 = \frac{\text{valoarea lungimii reprezentate, } m}{\text{lungimea segmentului reprezentativ, } mm}, [k_1] = \frac{m}{mm}.$$

Valoarea numerică a scării grafice sau a coeficientului de scară trebuie indicat pe toate desenele sau reprezentările grafice.

Valoarea scării grafice se alege astfel încât desenul să încapă pe suprafața de hârtie disponibilă și să poată fi citit cu ușurință.

1.5. Scopul și problematica specifică proiectării didactice [1.1], [1.2]

Scopul proiectării didactice este de a forma studenților deprinderi privind utilizarea metodelor de proiectare și de studiu ale mecanismelor și anume:

- efectuarea calculelor și utilizarea calculatorului programabil;
- aplicarea metodelor analitice, analitico-grafice sau grafice în rezolvarea problemelor ingineresti;
- alegerea tipului de mecanism și a schemei structurale a acestuia;
- sinteza dimensională;
- analiza cinematică, cinetostatică și dinamică a funcționării mecanismelor.

Proiectele didactice vor conține teme referitoare atât la mecanisme cu bare articulate cât și mecanisme cu came, cu roți dințate și mecanisme combinate. Totodată, temele de proiect se vor referi la mecanisme reale utilizate în practica industrială.

De asemenea, proiectarea didactică urmărește să aducă la cunoștință studenților:

- modul de întocmire a pieselor scrise și a celor desenate care compun un proiect tehnic,
- conținutul și exigențele documentației tehnice în construcția de mașini.

În acest sens, sunt prezentate mai jos standarde referitoare la întocmirea desenelor tehnice și a documentației tehnice în construcția de mașini [1.6]:

1. SR ISO 14617-7:2008 - Simboluri grafice pentru diagrame. Partea 7: Componente mecanice de bază.
2. SR EN ISO 3952-1...4:2001 - Scheme cinematice. Simboluri grafice. Părțile 1...4.
3. SR ISO 128:2009 - Desene tehnice
4. SR ISO 10209:1996 - Documentația tehnică de produs. Vocabular.

5. STAS 4659-87 - Documentația tehnică în construcția de mașini. Borderoul documentației de bază.
6. STAS 5013/1-82 - Desene tehnice. Roți dințate cilindrice. Indicarea elementelor danturii.
7. STAS 5013/2-82 - Desene tehnice. Cremaliere. Indicarea elementelor danturii.
8. STAS 5013/3-82 - Desene tehnice. Roți dințate conice. Indicarea elementelor danturii.
9. STAS 5013/4-82 - Desene tehnice. Melci și roți melcate cilindrice. Indicarea elementelor danturii.
10. SR EN ISO 2203:2002 - Desene tehnice. Reprezentarea simplificată a angrenajelor.
11. SR EN ISO 6410:2002 - Desene tehnice. Filete și piese filetate.
12. STAS 6269-90 - Documentația tehnică în construcția de mașini. Clasificare.
13. STAS 6857/1-85 - Documentația tehnică în construcția de mașini. Condiții generale pentru desene de execuție.
14. STAS 6857/2-85 - Documentația tehnică în construcția de mașini. Condiții generale pentru documente scrise.
15. STAS 7075-90 - Documentația tehnică în construcția de mașini. Reguli de efectuare a modificărilor în documentația de bază.
16. STAS 7299-78 - Documentația tehnică în construcția de mașini. Duplicatele și copiile documentației de bază.
17. STAS 10851-82 - Documentația tehnică în construcția de mașini. Cartea tehnică a produsului.
18. SR EN 61160:2006 - Revizuire a proiectării.

În funcție de numărul de ore prevăzute prin planul de învățământ pentru proiectul la disciplina Mecanisme, se pot rezolva următoarele probleme:

1. Proiectarea schemelor structurale și cinematice ale mecanismelor cu bare și analiza cinematică și cinetostatică.
2. Determinarea legii de mișcare a elementului conducător sub acțiunea unor forțe cunoscute, inclusiv alegerea motorului de acționare.
3. Proiectarea mecanismelor cu roți dințate cu axe fixe și a mecanismelor planetare, inclusiv geometria și cinematica angrenării.
4. Proiectarea mecanismelor cu came.

1.6. Intocmirea pieselor scrise și a celor desenate ale proiectului [1.5]

Din punct de vedere al *formeii de prezentare*, proiectul didactic va cuprinde două părți: partea scrisă și partea grafică.

Partea scrisă va fi redactată respectând prescripțiile standardelor în vigoare: STAS 6857/2-85 Documentația tehnică în construcția de mașini. Condiții generale pentru documente scrise; STAS 6443-88 Prezentarea articolelor din publicațiile științifice și tehnice și din alte publicații similare.

Proiectul didactic se va redacta pe coli albe de format A4, cu marginile 30 mm stânga, 20 mm dreapta, sus și jos, font Times New Roman cu mărimea caracterelor de 12 pt, la 1 rând distanță, aliniat la ambele capete (stânga-dreapta). Va fi utilizat un antet de 15 mm care va conține scris cu Arial 10 titlul lucrării și un subsol de 15 mm care va cuprinde paginația, la mijloc, cifre arabe, Arial 10.

Coperta va cuprinde: la partea superioară, UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" DIN IAȘI apoi FACULTATEA DE MECANICĂ; la mijloc PROIECT LA MECANISME, apoi numele și prenumele studentului, urmat de îndrumător, gradul, titlul științific, numele și prenumele cadrului didactic îndrumător; la partea inferioară, anul elaborării.

Prima pagină a părții scrise (care constituie subcoperta), va fi la fel cu coperta dar la mijloc va fi scris și titlul temei proiectului. **Pagina a doua** va conține *rezumatul* (maxim 1 pagină) care reprezintă o redactare concisă și precisă a conținutului proiectului, a ideilor esențiale, urmată de o scurtă sinteză a rezultatelor și concluziilor. (Times New Roman 12 pt, la 1 rând). **Pagina a treia** a proiectului va conține cuprinsul lucrării, folosind numerotarea zecimală. (Times New Roman 12 pt, la 1 rând). În continuare urmează **conținutul propriu-zis** al proiectului (Times New Roman 12 pt, la 1 rând), care se va redacta sistematic, concis și clar, evitând repetarea unor formule, explicații simple etc. **Relațiile și figurile** se vor numerota pe capitole, în ordine crescătoare, recomandându-se ca după numărul figurii, să se specifice conținutul acesteia.

De exemplu :

Fig. 2.4. Schema instalației.

Fig. <nr. capitol>.<nr. figură>. Caractere Times New Roman 10 pt bold
Denumire figură. Caractere Times New Roman 10 pt

Figurile vor avea dimensiunile corespunzătoare încadrării în pagină și vor fi poziționate central, la fel ca numerotarea și conținutul.

Ecuțiile se vor scrie cu editorul de ecuații. Se vor poziționa central și se vor numerota între paranteze rotunde la marginea din dreapta, (<nr. capitol>.<nr. ecuație>).

Referințele bibliografice se vor menționa în cadrul părții scrise prin inserarea numărului de identificare între paranteze pătrate (numărul de ordine care indică poziția publicației citate în bibliografia de la sfârșitul proiectului)

Partea grafică va cuprinde elemente specifice temei.

Numărul concret și volumul planșelor se vor stabili de comun acord cu conducătorul proiectului.

Desenele vor fi întocmite respectând standardele fundamentale pentru reprezentările grafice inginerești:

- SR EN ISO 5457:2002 Documentația tehnică de produs. Formate și prezentarea elementelor grafice ale planșelor de desen;
- SR 74: 1994 Împăturirea planșelor de desen;
- SR ISO 7200: 1994 Indicator
- SR ISO 7573:1994 Tabela de componență
- SR EN ISO 126 20 2002 Principii generale de reprezentare. Convenții de bază pentru linii;
- SR ISO 3096: 1993 Desene tehnice. Scriere
- SR EN ISO 5455: 1997 Scări în desenul tehnic
- SR EN ISO 10209: 2002 Desene tehnice de produs. Sisteme de proiecție.
- STAS 614:84 Dispunerea proiecțiilor în desenul tehnic industrial.

În Anexa 1 și 2 sunt prezentate conform standardului în vigoare forma indicatorului și dimensiunile, precum și dimensiunile formatelor și împăturirea desenelor.

Bibliografie. Aceasta conține lista lucrărilor consultate, numerotate, prezentate în ordine alfabetică, după numele primului autor.

Se vor respecta prescripțiile SR ISO 690:1996 – Documentație. Referințe bibliografice. Conținut, formă și structură. Se vor introduce în listă numai acele lucrări care au fost direct utilizate în proiect și care într-un mod oarecare au contribuit la realizarea lucrării. (Aprox. 1-2 pagini).

Proiectul didactic se poate redacta, după caz, la calculator sau scris de mână cu cerneala sau pasta (culoarea albastră sau neagră).

Conținutul propriu-zis al proiectului trebuie să corespundă succesiunii lucrului la proiect.

Toate lucrările aferente proiectului trebuie să fie rezultatul muncii proprii a fiecărui student. Aceasta se referă și la redactarea pieselor scrise sau desenate.

1.7. Bibliografie

- [1.1]. Merticaru V., Duca C., Atanasiu V., Popovici A., Receanu D., *Mecanisme. Indrumar*, I.P. Iași, 1980
- [1.2]. Merticaru V., Duca C., Atanasiu V., Popovici A., Tivlea P., Receanu D., Oprișan C., Leohchi D., Popovici E., *Mecanisme. Indrumar pentru proiectare*, I.P. Iași, 1989
- [1.3]. Merticaru V., Duca C., Atanasiu V., Popovici A., Oancea I., Receanu D., Tivlea P., Oprișan C., *Mecanisme. Indrumar pentru laborator*, I.P. Iași, 1984
- [1.4]. Duca C., Atanasiu V., Doroftei I., Leohchi D., Oprișan C., Popovici A., Ciaușu V., Budescu E., Buium Fl., Merticaru E., *Mecanisme. Indrumar de laborator*, Universitatea Tehnica "Gh. Asachi" Iași, 2004
- [1.5]. www.mec.tuiasi.ro/ghiddipl.doc - *Ghid pentru elaborarea proiectului de licență*
- [1.6]. ASRO - CATALOGUL STANDARDELOR ROMÂNE 2012
- [1.7]. Dubbel, *Manualul inginerului mecanic*, Editura Tehnică, București, 1998.
- [1.8]. Crețu S., Balan M., Benchea M., Tufescu A., Stamate C., *Organe de mașini. Lucrări*, Editura Tehnopress, Iași, 2013.
- [1.9]. Oprișan C., Popovici A., *Mecanisme*, Editura Tehnica-Info, Chișinău, 2001.
- [1.10]. Budescu E., *Mecanisme-curs*, Editura Tehnopress, Iași, 2004.
- [1.11]. Rothbart H. A., Brown T. H. jr., *Mechanical Design Handbook*, McGraw-Hill Education, Europe, United States, 2006.
- [1.12]. Rothbart H.A., *Cam Design Handbook*, McGraw-Hill, 2001.
- [1.13]. Walsh Ronald A., *Electromechanical Design Handbook*, McGraw-Hill, 2000.

Capitolul 2

MECANISME CU BARE

2.1. Analiza structurală

Analiza structurală se ocupă cu studiul structurii unui mecanism (stabilirea numărului de elemente cinematice, a cuplelor și felul acestora, a familiei mecanismului, calculul gradului de mobilitate, descompunerea în grupe structurale).

Elementul cinematic este un corp solid considerat rigid.

Cupla cinematică este legătura directă și mobilă între două elemente cinematice.

Clasa unei cuple cinematice este egală cu numărul de restricții introduse de cuplă.

Lanțul cinematic este un ansamblu de elemente cinematice legate între ele prin cuple cinematice.

Mecanismul este un caz particular de lanț cinematic, cu următoarele caracteristici:

- elementul de referință (considerat fix) face parte din mecanism; elementul fix se mai numește baza sau batiu;
- are un număr de cuple conducătoare stabilit astfel încât mișcarea tuturor elementelor mecanismului este complet determinată.

Gradul de mobilitate este egal cu numărul de parametri cinematici independenți care definesc complet poziția mecanismului (este egal cu numărul de elemente conducătoare din mecanism).

Familia mecanismului este dată de numărul restricțiilor comune impuse mișcărilor tuturor elementelor mobile ale mecanismului.

Grupa structurală este cel mai simplu lanț cinematic cu grad de libertate egal cu zero.

2.1.1. Analiza structurală a mecanismului patrulater articulată plan

In fig. 2.1 este prezentată schema structurală.

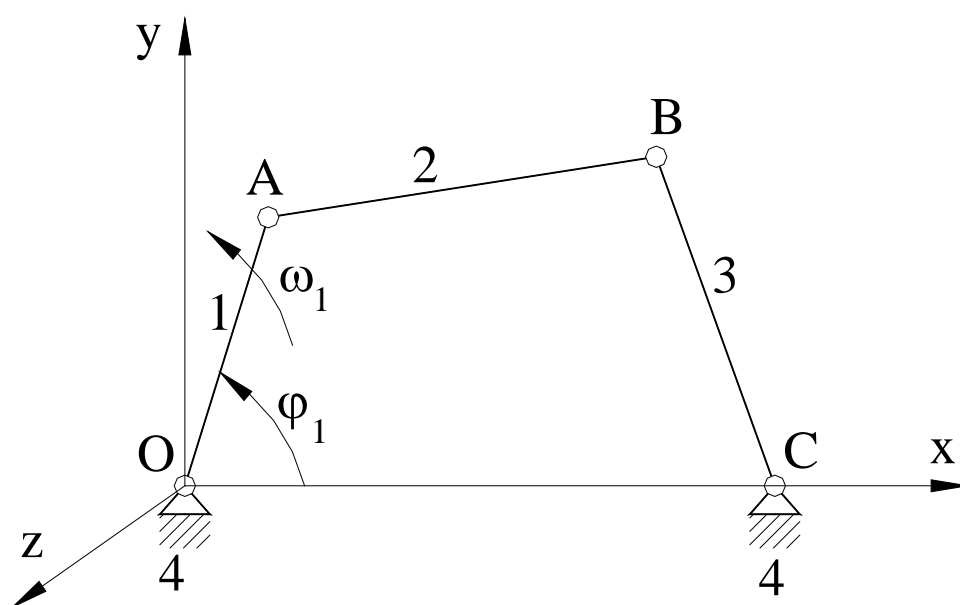


Fig. 2.1. Schema structurală a mecanismului patrulater articulată plan.

a). Determinarea familiei mecanismului

In tabelul de mai jos sunt trecute mișcările elementare ale elementelor mobile.

	ω_x	ω_y	ω_z	v_x	v_y	v_z
1	-	-	+	-	-	-
2	-	-	+	+	+	-
3	-	-	+	-	-	-
	↓	↓				↓

Se observa din tabel coloanele marcate cu săgeată în jos, care conțin restricțiile comune celor trei elemente mobile. Sunt trei astfel de coloane, deci familia mecanismului este: $f=3$.

b). Determinarea gradului de mobilitate

Deoarece mecanismul este de familie 3, relația gradului de mobilitate este:

$$M=3 \cdot (n-1) - 2 \cdot c_5 - c_4$$

unde: n este numărul total de elemente, $n=4$

c_5 este numărul de cuple de clasă 5, $c_5=4$ (O, A, B, C)

c_4 este numărul de cuple de clasă 4, $c_4=0$.

Introducând datele numerice se obține:

$$M=3 \cdot (4-1) - 2 \cdot 4 - 0 = 9 - 8 - 0 = 1.$$

c). Descompunerea în grupe structurale

Pentru descompunerea mecanismului se îndepărtează elementul fix (4) și elementul conducător (1). Rezultă o grupă conducătoare și o grupă Assur, așa cum este arătat în fig. 2.2.

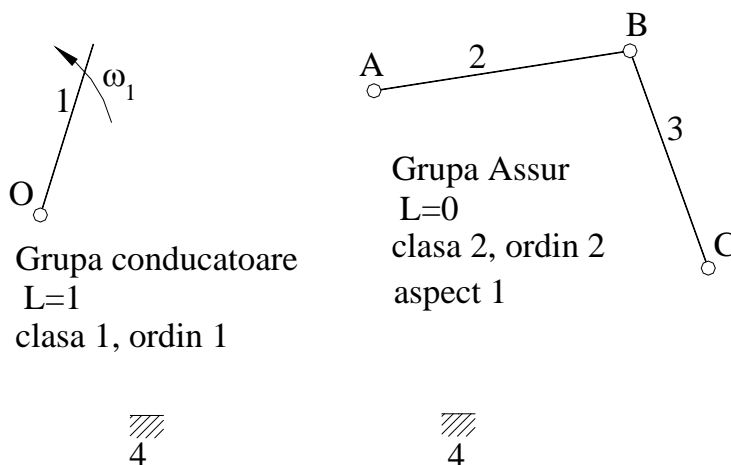


Fig. 2.2. Descompunerea în grupe structurale a mecanismului patrulater articulată plan.

2.1.2. Analiza structurală a mecanismului manivelă-piston

In fig. 2.3 este prezentată schema structurală.

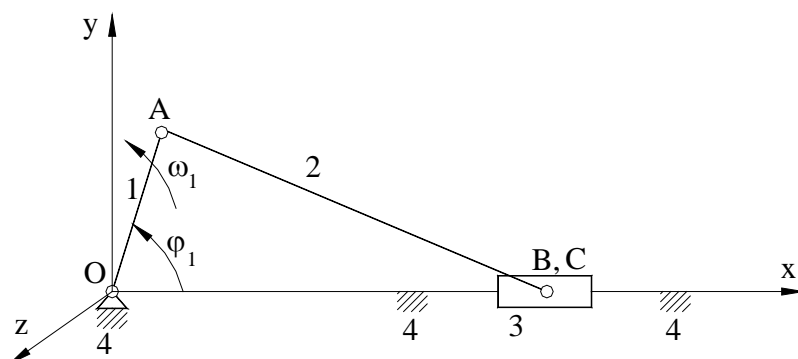


Fig. 2.3. Schema structurală a mecanismului manivelă-piston.

a). Determinarea familiei mecanismului

Aplicând definiția familiei mecanismului, din tabelul de mai jos, rezultă $f=3$.

	ω_x	ω_y	ω_z	v_x	v_y	v_z
1	-	-	+	-	-	-
2	-	-	+	+	+	-
3	-	-	-	+	-	-
	↓	↓				↓

b). Determinarea gradului de mobilitate

Mecanismul din fig. 2.3 este de familie 3. In acest caz, gradul de mobilitate se calculează cu relația:

$$M=3 \cdot (n-1) - 2 \cdot c_5 - c_4$$

unde: n este numărul total de elemente, $n=4$

c_5 este numărul de cuple de clasă 5, $c_5=4$ (O, A, B, C)

c_4 este numărul de cuple de clasă 4, $c_4=0$.

Introducând datele numerice se obține:

$$M= 3 \cdot (4-1) - 2 \cdot 4 - 0 = 9 - 8 - 0 = 1.$$

c). Descompunerea în grupe structurale

Pentru descompunerea mecanismului se îndepărtează elementul fix (4) și elementul conducător (1). Rezultă o grupă conducătoare și o grupă Assur, așa cum este arătat în fig. 2.4.

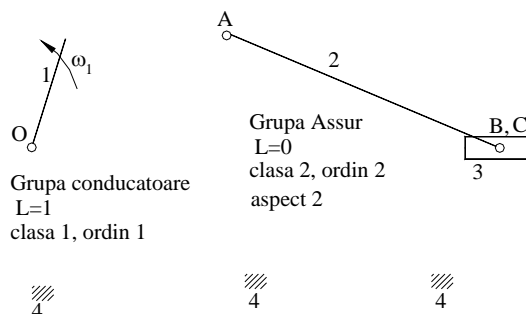


Fig. 2.4. Descompunerea în grupe structurale a mecanismului manivelă-piston.

2.1.3. Analiza structurală a mecanismului de șeping

În fig. 2.5 este prezentată schema structurală.

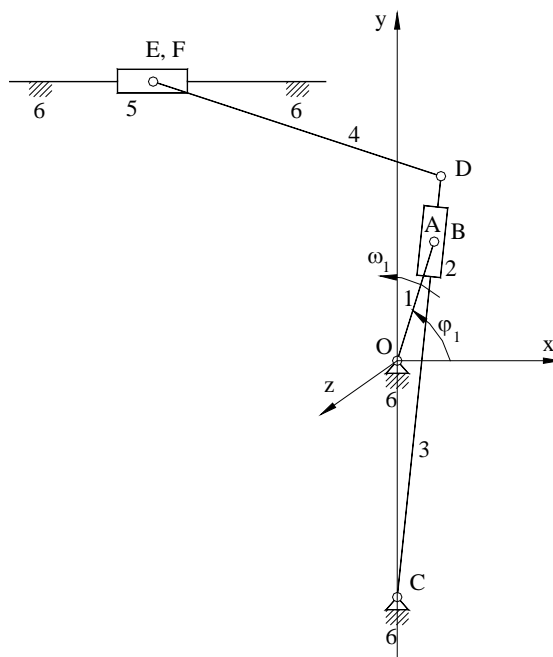


Fig. 2.5. Schema structurală a mecanismului de șeping.

a). Determinarea familiei mecanismului

Se întocmește tabelul cu elementele mobile și mișcările elementare:

	ω_x	ω_y	ω_z	v_x	v_y	v_z
1	-	-	+	-	-	-
2	-	-	+	+	+	-
3	-	-	+	-	-	-
4	-	-	+	+	+	-
5	-	-	-	+	-	-
	↓	↓				↓

Se observă din tabel coloanele marcate cu săgeată în jos, care conțin restricțiile comune celor trei elemente mobile. Sunt trei astfel de coloane, deci familia mecanismului este: $f=3$.

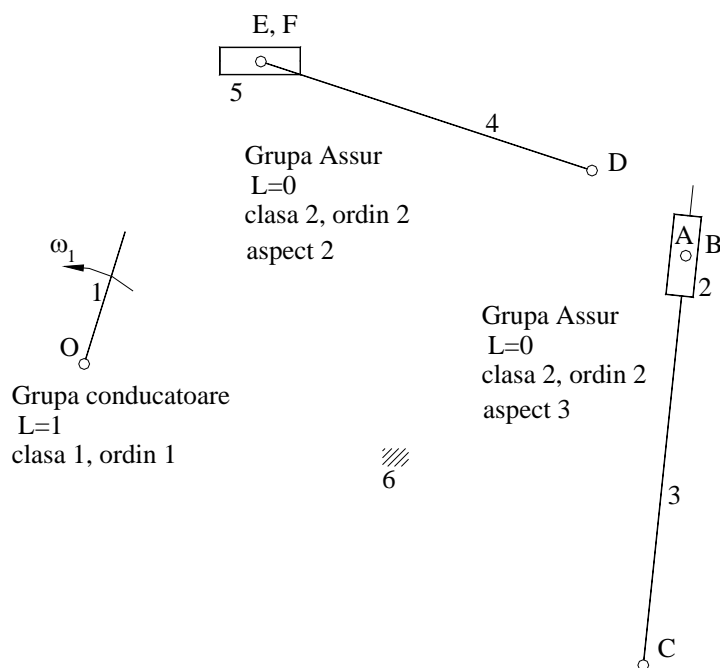


Fig. 2.6. Descompunerea în grupe structurale a mecanismului de șeping.

b). Determinarea gradului de mobilitate

Mecanismul are familia $f=3$, deci relația gradului de mobilitate este:

$$M=3 \cdot (n-1) - 2 \cdot c_5 - c_4$$

unde: n este numărul total de elemente, $n=6$

c_5 este numărul de cuple de clasă 5, $c_5=7$ (O, A, B, C, D, E, F)

c_4 este numărul de cuple de clasă 4, $c_4=0$.

Prin înlocuirea valorilor, obținem:

$$M=3 \cdot (6-1) - 2 \cdot 7 - 0 = 15 - 14 - 0 = 1.$$

c). Descompunerea în grupe structurale

Pentru descompunerea mecanismului se îndepărtează elementul fix (6) și elementul conducător (1). Rezultă o grupă conducătoare și două grupe Assur, așa cum este arătat în fig. 2.6.

2.1.4. Analiza structurală a mecanismului cu culisă de translație

În fig. 2.7 este prezentată schema structurală.

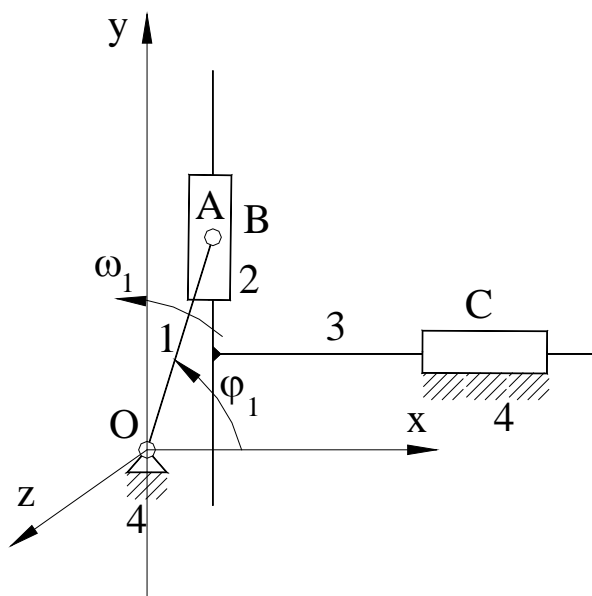


Fig. 2.7. Schema structurală a mecanismului cu culisă de translație.

a). Determinarea familiei mecanismului

Se întocmește tabelul cu elementele mobile și mișcările elementare:

	ω_x	ω_y	ω_z	v_x	v_y	v_z
1	-	-	+	-	-	-
2	-	-	+	+	+	-
3	-	-	-	+	-	-
	↓	↓				↓

Se observă din tabel coloanele marcate cu săgeată în jos, care conțin restricțiile comune celor trei elemente mobile. Sunt trei astfel de coloane, deci familia mecanismului este: $f=3$.

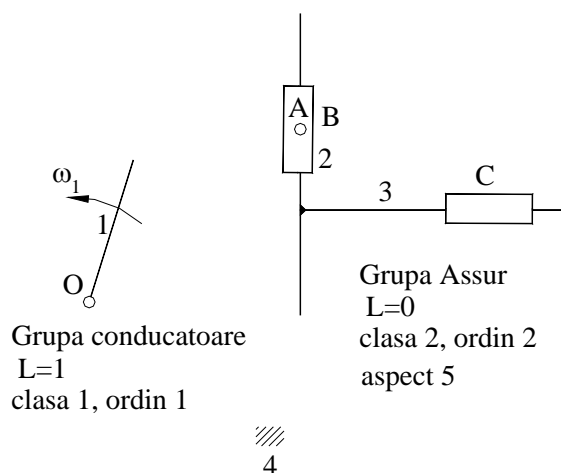


Fig. 2.8. Descompunerea în grupe structurale a mecanismului cu culisă de translație.

b). Determinarea gradului de mobilitate

Mecanismul este de familie $f=3$, iar gradul de mobilitate se calculează cu relația:

$$M=3 \cdot (n-1) - 2 \cdot c_5 - c_4$$

unde: n este numărul total de elemente, $n=4$,

c_5 este numărul de cuple de clasă 5, $c_5=4$ (O, A, B, C),

c_4 este numărul de cuple de clasă 4, $c_4=0$.

Făcând înlocuirile, se obține:

$$M= 3\cdot(4-1)-2\cdot4-0=9-8-0=1.$$

c). Descompunerea în grupe structurale

Pentru descompunerea mecanismului se îndepartează elementul fix (4) și elementul conducător (1). Rezultă o grupă conducătoare și o grupă Assur, așa cum este arătat în fig. 2.8.

2.2. Sinteza dimensională

Sinteza unui mecanism urmărește proiectarea acestuia astfel încât să fie îndeplinite condițiile impuse de procesul tehnologic pe care mecanismul trebuie să îl execute.

Exemple de sinteză:

- sinteza pe baza condiției de existență a manivelei;
- sinteza pe baza pozițiilor extreme;
- sinteza pe baza unor poziții impuse;
- sinteza unui mecanism cu ghidare a unui punct pe o traiectorie impusă;
- sinteza pe baza unghiului de presiune.

2.2.1. Sinteza dimensională a mecanismului patrulater articulat plan

Exemplul A. Să se proiecteze un mecanism patrulater, care acționează o ușă de cuptor termic de înălțime $h = 1$ m, cunoscându-se cele două poziții ale ușii (închis sau deschis) conform fig. 2.9 și pozițiile cuplelor de rotație A și D de legătură cu batiul: $A(0.73, 0.01)$ și $D(-0.06, -0.08)$ [2.1], [2.2].

Partea caldă a ușii nu trebuie să ajungă în spațiul de lucru la încărcarea și descărcarea cuptorului, deci simpla rotire a ușii nu este o soluție. Acționarea ușii cu un mecanism patrulater înlătură acest inconvenient și oferă operatorului o platformă care facilitează procesul de lucru [2.1], [2.2].

Problema este una de sinteză a mecanismului patrulater pentru două poziții ale planului bielei E_1F_1 , respectiv E_2F_2 (fig. 2.10).

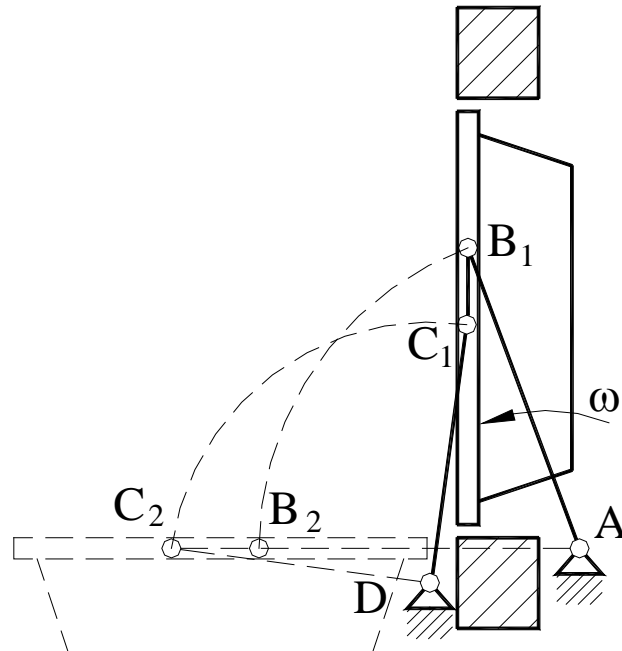


Fig. 2.9. Pozițiile ușii de cuptor închis-deschis.

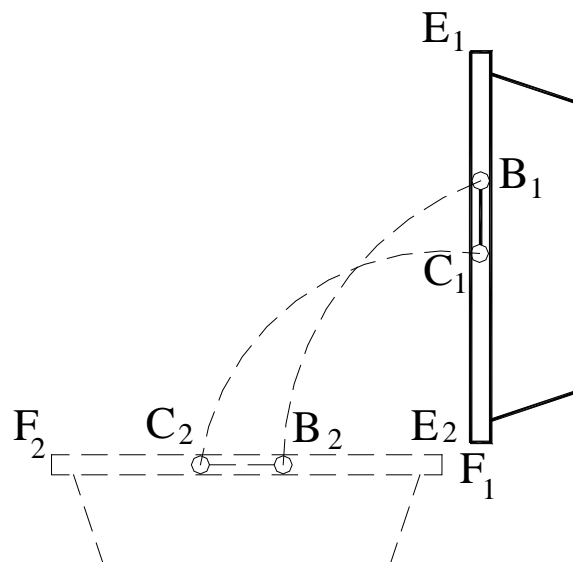


Fig. 2.10. Pozițiile planului bielei.

Această problemă are o dublă infinitate de soluții, singularizarea unei soluții făcându-se prin impunerea unor condiții suplimentare (în cazul de față se vor alege cuple de rotație B și C pe placa metalică a ușii) [2.1], [2.2].

Soluția grafică constă în trasarea mediatoarelor m_{12} și n_{12} ale segmentelor E_1E_2 respectiv F_1F_2 . Prin intersecția acestora rezultă polul relativ de rotație P_{12} (fig. 2.11).

Prin punctul P_{12} se duc două drepte Δ_1 și Δ_2 care fac unghiul $\frac{\alpha_{12}}{2}$ cu $P_{12}A$, respectiv cu $P_{12}D$ (unghiul $\frac{\alpha_{12}}{2}$ se măsoară în sens invers rotației inițiale, fig. 2.12).

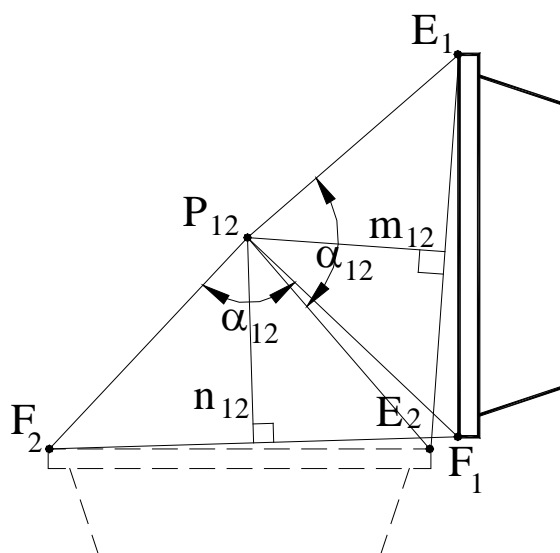


Fig. 2.11. Stabilirea polului relativ de rotație.

Conform teoremei izovizibilității, cuplele B respectiv C se găsesc pe dreptele Δ_1 și Δ_2 (și anume la intersecția dreptelor Δ_1 și Δ_2 cu poziția E_1F_1 a planului bielei – pentru condiția suplimentară impusă, fig. 2.12). (Teorema izovizibilității: din polul P_{12} cele două elemente legate la batiu – biela, respectiv balansierul – se văd sub același unghi, egal cu jumătatea unghiului de rotație relativă α_{12} .) [2.1], [2.2].

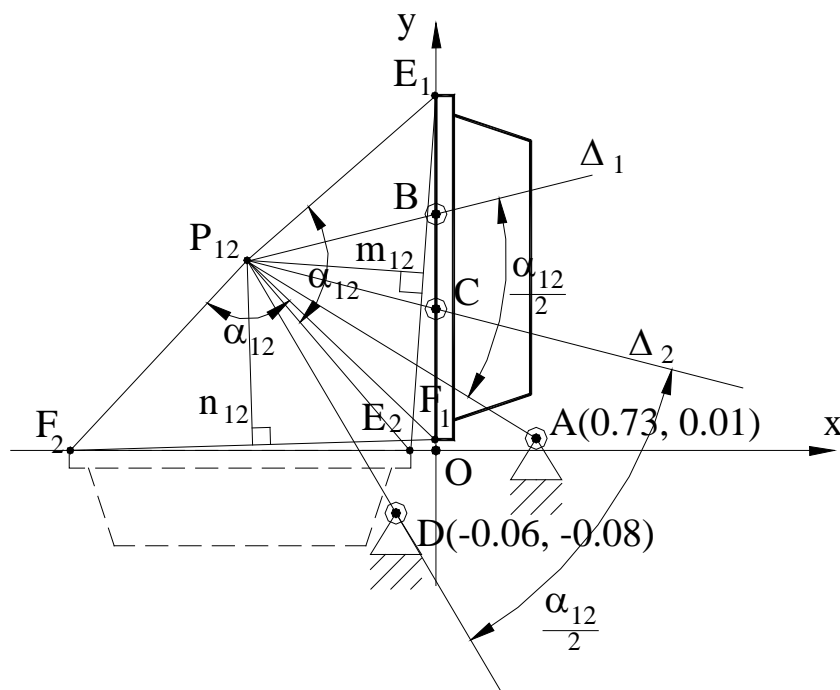


Fig. 2.12. Aplicarea teoremei izovizibilității.

Pe cale analitică, problema se rezolvă luând un sistem de axe xoy ca în fig. 2.12. Punctele $E_1(0, y_{E1})$, $E_2(x_{E2}, 0)$, $F_1(0, y_{F1})$, $F_2(x_{F2}, 0)$, $A(x_A, y_A)$, $D(x_D, y_D)$ pentru exemplul considerat vor fi:

$E_1(0, 1.04)$, $E_2(-0.08, 0)$, $F_1(0, 0.04)$, $F_2(-1.08, 0)$, $A(0.73, 0.01)$, $D(-0.06, -0.08)$.

Punctul $P_{12}(x_{12}, y_{12})$ situat la intersecția mediatoarelor m_{12} și n_{12} va fi de coordonate:

$$x_{12} = \frac{\frac{y_{F1}}{2} - \frac{y_{E1}}{2} + \frac{x_{E2}^2}{2 \cdot y_{E1}} - \frac{x_{F2}^2}{y_{F1}}}{\frac{x_{E2}}{y_{E1}} - \frac{x_{F2}}{y_{F1}}};$$

$$y_{12} = \frac{y_{F1}}{2} + \frac{x_{F2}}{y_{F1}} \cdot \left(x_{12} - \frac{x_{F2}}{2} \right);$$

sau:

$$x_{12} = -0.559;$$

$$y_{12} = 0.559.$$

Unghiul α_{12} ce reprezintă unghiul dintre pozițiile succesive ale planului bielei este dat de relația:

$$\alpha_{12} = \arctg\left(\frac{y_{E1} - y_{12}}{-x_{12}}\right) - \arctg\left(\frac{y_{12}}{x_{12} - x_{E2}}\right);$$

sau

$$\alpha_{12} = 85,2464^\circ.$$

Pantele dreptelor Δ_1 și Δ_2 sunt:

$$m_{\Delta_1} = \operatorname{tg}\left(\arctg\frac{y_A - y_{12}}{x_A - x_{12}} + \frac{\alpha_{12}}{2}\right);$$

$$m_{\Delta_2} = \operatorname{tg}\left(\arctg\frac{y_D - y_{12}}{x_D - x_{12}} + \frac{\alpha_{12}}{2}\right);$$

sau

$$m_{\Delta_1} = 0,0710669;$$

$$m_{\Delta_2} = -0,165147.$$

Cuplele de rotație B și C vor avea coordonatele:

$$B \begin{cases} y_B = y_{12} - m_{\Delta_1} \cdot x_{12}; \\ x_B = 0 \end{cases};$$

și

$$C \begin{cases} y_C = y_{12} - m_{\Delta_2} \cdot x_{12}; \\ x_C = 0 \end{cases};$$

sau

$$B(0, 0.0599) \text{ și } C(0, 0.467).$$

Lungimile elementelor patrulaterului sunt:

$$l_{BC} = y_B - y_C = 0,1322 \text{ m,}$$

$$l_{AB} = (x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 = 0,6039 \text{ m,}$$

$$l_{DC} = (x_D)^2 + (y_C - y_D)^2 = 0,5507 \text{ m.}$$

Exemplul B. Să se proiecteze un mecanism paralelogram pentru coborârea-ridicarea geamului la portiera mașinii (fig. 2.13). Cursa de ridicare-coborâre trebuie să fie $S=560$ mm și unghiul admisibil de presiune $\alpha_a=50^\circ$.

Așa cum se observă din fig. 2.13 și 2.14, unghiul de rotație față de axa orizontală a elementelor 1 și 3 este egal cu unghiul de presiune α . Deoarece mecanismul este paralelogram și AD este verticală, atunci și BC va fi în permanență verticală. Suportul FG pentru geam, va fi în permanență orizontal.

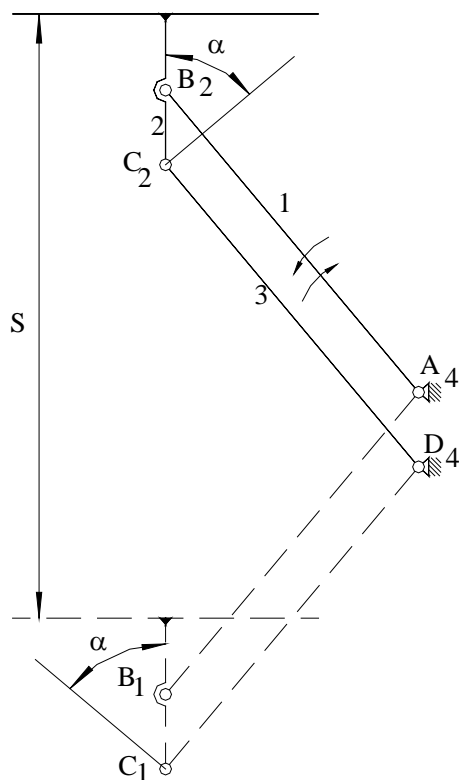


Fig. 2.13. Mecanism paralelogram pentru coborârea-ridicarea geamului la portiera mașinii.

Cursa S va fi egală cu segmentele B_1B_2 și C_1C_2 . Pozițiile AB_1C_1D și AB_2C_2D ale mecanismului sunt cele în care unghiul de presiune $\alpha = \alpha_a = 50^\circ$. Mecanismul paralelogram este dublă-manivelă. Rotirea în sens orar a manivelei 1 va fi limitată de ridicarea și oprirea geamului în rama portierei. Rotirea manivelei 1 în sens antiorar va fi limitată de marginea de jos a portierei.

Având în vedere că $B_1E = B_2E = \frac{S}{2} = B_2A \cdot \sin(\alpha)$ și $\alpha = \alpha_a = 50^\circ$,

rezultă:

$$B_2A = \frac{S}{2 \cdot \sin(\alpha_a)} = 365,5 \text{ mm.}$$

Rotunjim valoarea lungimii manivelei la $B_2A = 370 \text{ mm}$.

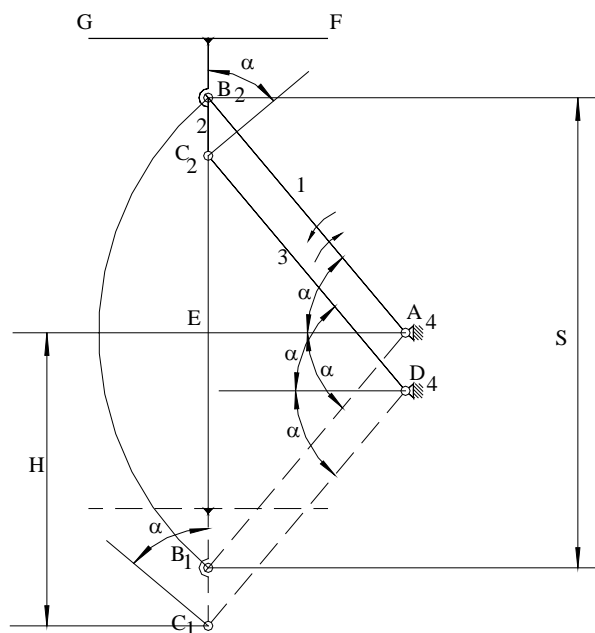


Fig. 2.14. Geometria mecanismului pentru coborârea-ridicarea geamului la portiera mașinii.

Lungimea BC a bielei 2 o vom determina din condiția ca rotirea manivelei 1 în sens antiorar să fie limitată de marginea de jos a portierei. Dacă spațiul disponibil până la marginea de jos a portierei este $H=350$ mm, atunci (Fig. 2.14):

$$H = EB_1 + B_1C_1 = 350 \text{ mm,}$$

$$EB_1 = B_2A \cdot \sin(\alpha_a) = 283,4 \text{ mm,}$$

$$B_1C_1 = AD.$$

și rezultă:

$$B_1C_1 = H - EB_1 = 67 \text{ mm.}$$

$$\text{Stabilim: } B_1C_1 = AD = 70 \text{ mm.}$$

Exemplul C. Să se proiecteze un mecanism patrulater pentru acționarea ștergătoarelor de parbriz, cunoscând următoarele date inițiale:

$\psi_1 = 45^\circ$, $CD = l_3 = 45$ mm, $AD = l_4 = 240$ mm, iar cursa unghiulară a balansierului 3 să fie $\psi = 100^\circ$ (fig. 2.15 și fig. 2.16).

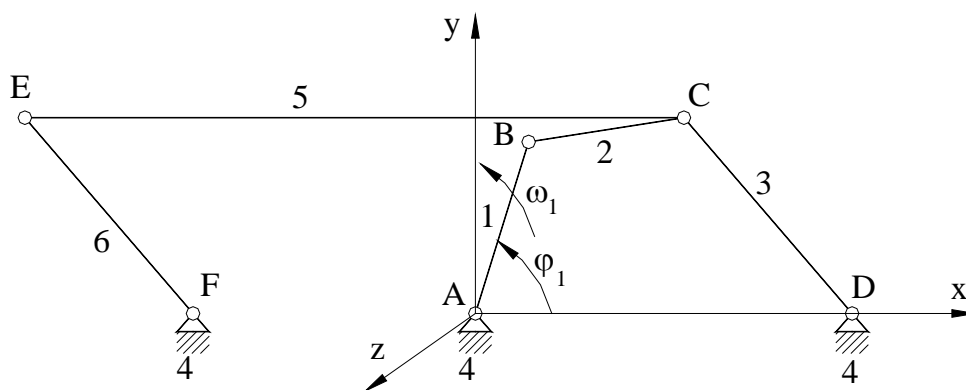


Fig. 2.15. Mecanism pentru acționarea ștergătoarelor de parbriz.

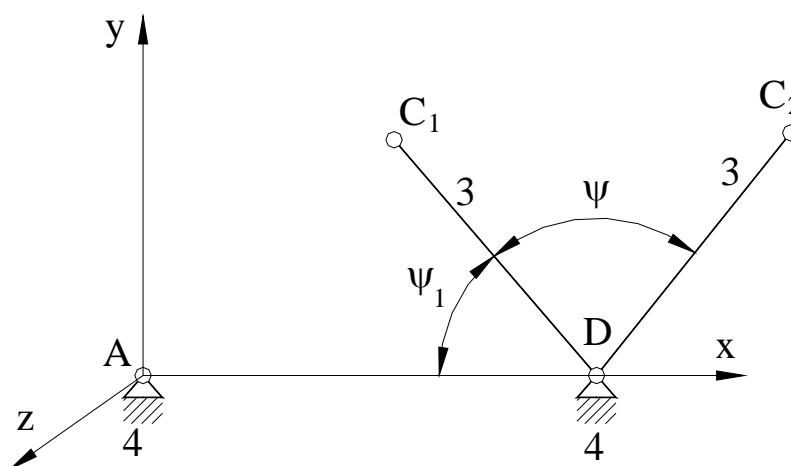


Fig. 2.16. Definirea problemei de sinteză.

Pozițiile extreme ale balansierului 3, C_1D și C_2D , se obțin când segmentul AC are valoare minimă, respectiv maximă, adică (Fig. 2.16 și Fig. 2.17):

$$AC_1 = AC_{\min} = l_2 - l_1 \text{ și } AC_2 = AC_{\max} = l_2 + l_1 .$$

Aplicăm teorema lui Pitagora generalizată în triunghiurile AC_1D și AC_2D (fig. 2.17) și obținem următoarele relații de calcul:

$$AC_1^2 = (l_2 - l_1)^2 = l_3^2 + l_4^2 - 2 \cdot l_3 \cdot l_4 \cdot \cos(\psi_1) ,$$

$$AC_2^2 = (l_2 + l_1)^2 = l_3^2 + l_4^2 - 2 \cdot l_3 \cdot l_4 \cdot \cos(\psi_1 + \psi) .$$

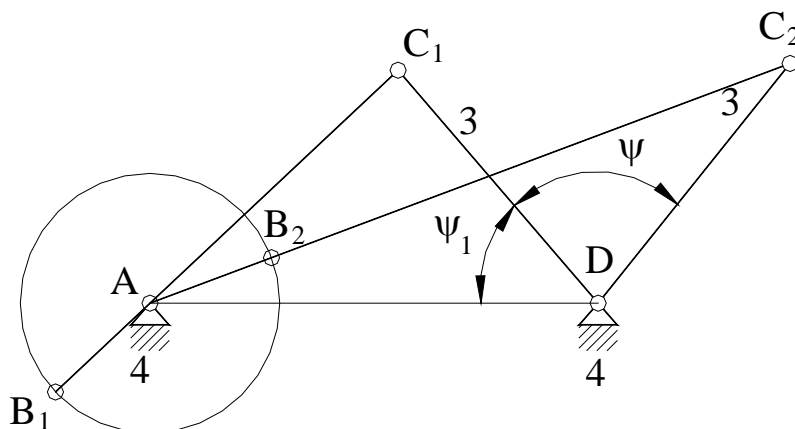


Fig. 2.17. Pozițiile extreme ale balansierului pentru patrulaterul ABCD.

Din aceste doua relații rezultă:

$$AC_1 = 210,6 \text{ mm si } AC_2 = 278,1 \text{ mm,}$$

respectiv,

$$l_1 = \frac{AC_2 - AC_1}{2} = 33,75 \text{ mm}$$

și

$$l_2 = \frac{AC_2 + AC_1}{2} = 244,35 \text{ mm.}$$

Rotunjim valorile astfel: $l_1 = 34 \text{ mm}$ și $l_2 = 244 \text{ mm}$.

Conturul FECD (fig. 2.15) se obține adăugând o grupă structurală de clasă 2, ordin 2, aspect 1 astfel încât FECD să fie un paralelogram, adică: $FE = CD = l_3 = 45 \text{ mm}$.

Lungimea segmentelor $EC = FD$ se alege din condiții constructive, astfel încât să fie egală cu distanța dintre punctele de articulație ale ștergătoarelor, de exemplu:

$$EC = FD = 500 \text{ mm.}$$

Exemplul D. Mecanism patrulater utilizat la acționarea unui transportor “pas cu pas”.

Mecanismul deplasează pe o bandă de transport, prin fața unor posturi automate de lucru, niște piese, în vederea efectuării unor operații (fig. 2.18) [2.1], [2.2].

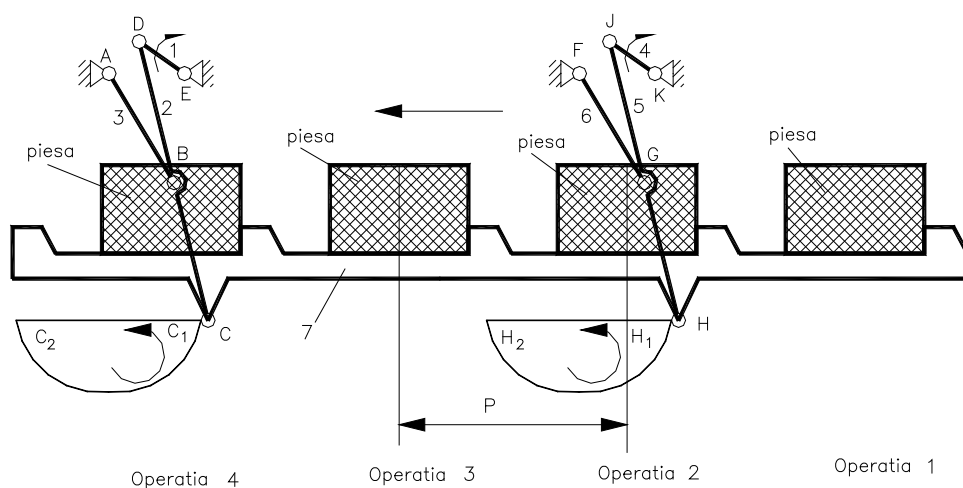


Fig. 2.18. Linie de transport automat pas cu pas [2.1].

Mecanismul este format din doua mecanisme patrulatere identice ABCDE și FGHJK ce au biелеle 2 și 5 cuplate prin biela secundara 7, în punctele C și H. Biela secundară 7 este și elementul de transport care deplasează piesele cu pasul P (fig. 2.18). Punctele C și H execută mișcări în sensul indicat de săgețile din figura 2.18, cu porțiunile de traiectorie C_1C_2 și H_1H_2 aproximativ rectilinii, paralele cu sensul de mișcare al pieselor [2.1], [2.2].

Acest tip de patrulater se mai numește și “patrulaterul lui Cebîșev”. Prin determinarea corectă a lungimilor elementelor mecanismului, punctul C de pe biela 2 execută o mișcare pe o traiectorie care are o porțiune aproximativ rectilinie (fig. 2.19).

Pentru ca punctul C să descrie pe porțiunea $C_1C_0C_2$ o traiectorie aproximativ rectilinie, trebuie ca lungimile $DB=AB=BC$. In acest caz, traiectoria punctului C este simetrică față de axa y care trece prin A și este perpendiculară pe axa AE (axa x).

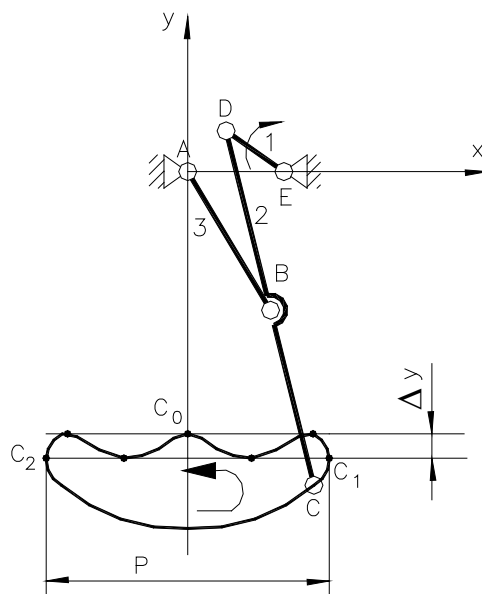


Fig. 2.19. Patrulaterul Cebîșev [2.1].

Abaterea de la liniaritate a porțiunii $C_1C_0C_2$ este Δy . În figura 2.19, distanța Δy a fost mărită pentru o mai mare claritate [2.1], [2.2].

Exemplu de calcul:

Se cere să se determine lungimile ED, DB, AB, BC și AE astfel încât pasul de deplasare $P = 600$ mm și $\Delta y = 1$ mm.

Rezolvare:

Se notează: $ED = r$, $DB = AB = BC = b$, $AE = a$.

Se calculează: $\Delta y_{rel} = \frac{\Delta y}{P} = \frac{1}{600} = 0,00166$.

În tabelul 2.1 sunt prezentați parametrii de liniarizare [2.1], [2.2].

În tabelul 2.1, parametrii P_{rel} și ρ reprezintă: $P_{rel} = \frac{P}{a}$ și $\rho = \frac{r}{a}$.

Tabelul 2.1

Δy_{rel}	P_{rel}	ρ
0,00000	0,000	0,333
0,00000	0,728	0,350
0,00012	1,440	0,400
0,00090	1,882	0,450
0,00221	2,218	0,500
0,00442	2,490	0,550
0,00786	2,715	0,600
0,01348	2,878	0,643

De asemenea, vom avea nevoie și de parametrul λ , care este definit astfel: $\lambda = \frac{b}{a} = 0,5(3 - \rho)$.

Cu ajutorul tabelului 2.1 s-au trasat diagramele din figurile 2.20 și 2.21.

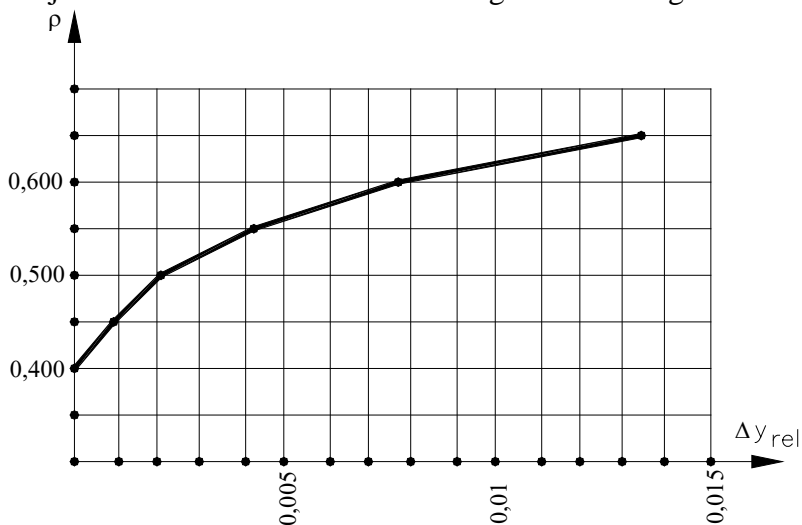


Fig. 2.20. Diagrama pentru determinarea parametrului ρ în funcție de Δy_{rel} [2.1].

Având: $\Delta y_{rel} = \frac{\Delta y}{P} = \frac{1}{600} = 0,00166$, din fig. 2.20 rezultă:

$$\rho = 0,48,$$

iar din fig. 2.21 se obține:

$$P_{rel} = 2,2.$$

Ca urmare, parametrul λ devine: $\lambda = 0,5(3 - \rho) = 1,26$ și în continuare sunt calculați parametrii a , r și b astfel:

$$a = \frac{P}{P_{rel}} = \frac{600}{2,2} = 272,72 \text{ mm}$$

$$r = \rho a = 130,9 \text{ mm}$$

$$b = \lambda a = 343,62 \text{ mm.}$$

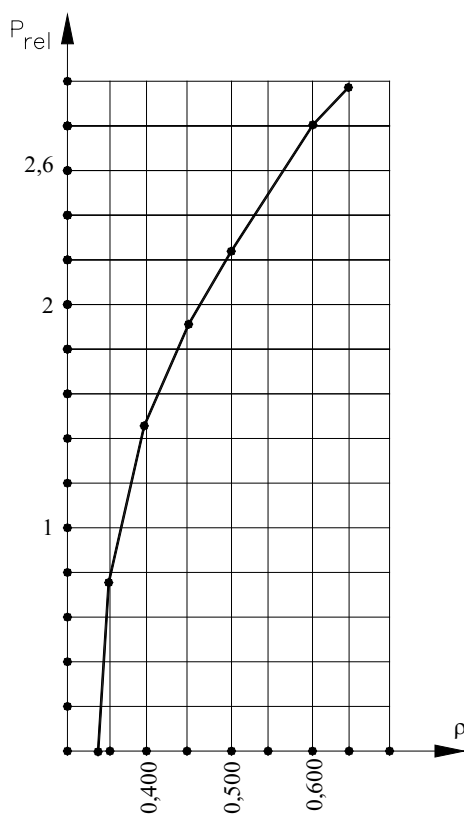


Fig. 2.21. Diagrama pentru determinarea parametrului P_{rel} în funcție de ρ [2.1].

2.2.2. Sinteza dimensională a mecanismului manivelă-piston

Să se proiecteze un mecanism manivelă-piston a cărui cursă a pistonului este $S=120$ mm și unghiul maxim de presiune $\alpha_{max} = 35^\circ$ (fig. 2.22).

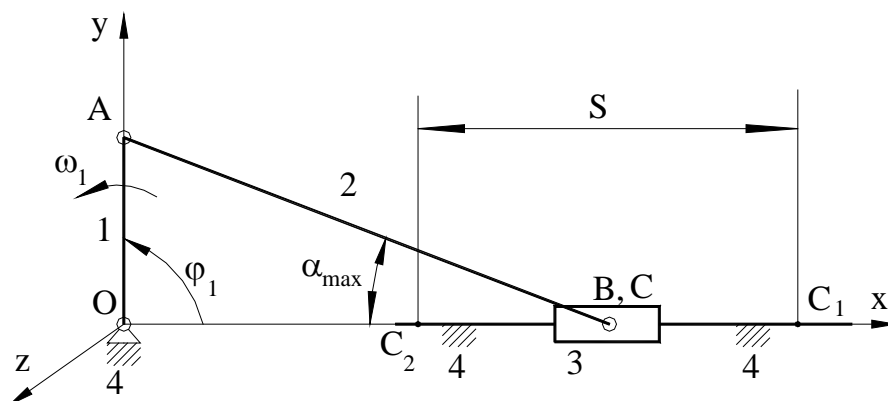


Fig. 2.22. Mecanism manivelă-piston.

Lungimea manivelei se determină cu ajutorul cursei pistonului.

Cursa S a pistonului este distanța între pozițiile extreme C_1 și C_2 ale pistonului.

Poziția C_1 se obține când manivela 1 și biela 2 sunt în prelungire, adică atunci când punctul A este între O și C și coliniar cu O și C (fig. 2.23).

Ca urmare: $OC_1 = l_1 + l_2$.

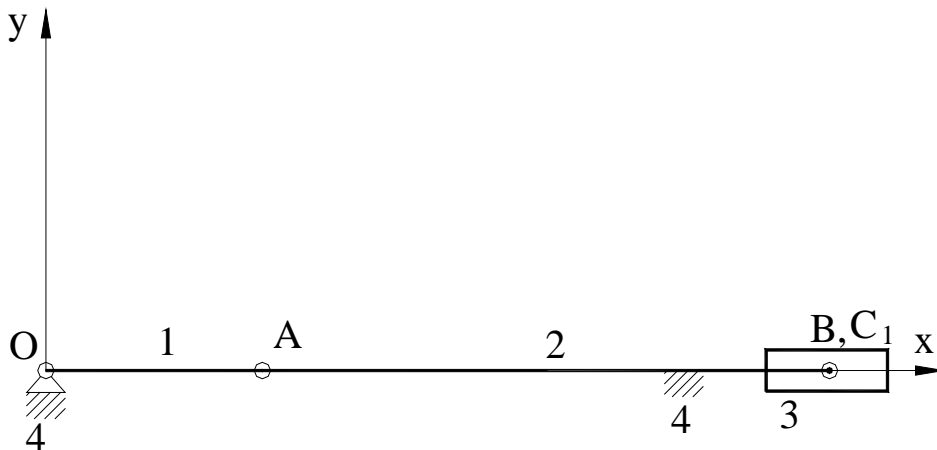


Fig. 2.23. Poziția mecanismului în punctul mort superior.

Poziția C_2 se obține când manivela 1 și biela 2 sunt suprapuse, adică atunci când punctul O este între A și C și coliniar cu A și C (fig. 2.24).

Ca urmare, mărimea OC_2 se calculează cu relația: $OC_2 = l_2 - l_1$.

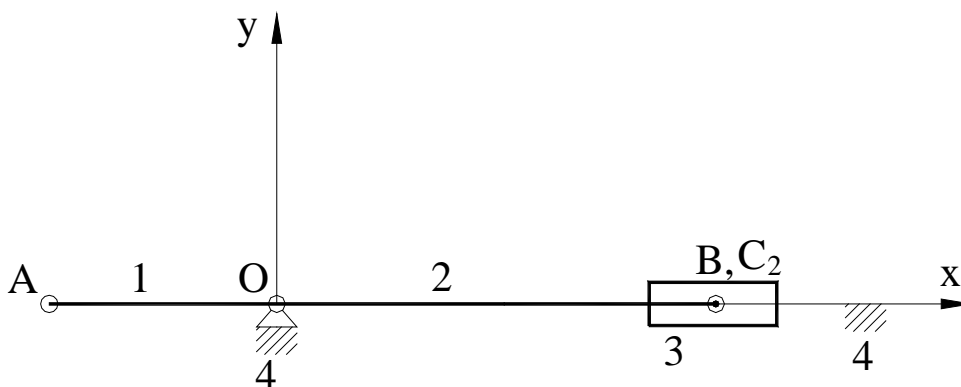


Fig. 2.24. Poziția mecanismului în punctul mort inferior.

În acest caz, cursa S este egală cu: $S = OC_1 - OC_2 = 2 \cdot l_1$ și de aici rezulta l_1 :

$$l_1 = \frac{S}{2} = 60 \text{ mm.}$$

Lungimea bieii se determină cu relația obținută geometric pentru poziția în care unghiul de presiune este maxim.

Unghiul de presiune α este unghiul format de biela cu direcția de deplasare a pistonului. Unghiul de presiune atinge valoarea maximă atunci când manivela este perpendiculară pe direcția de deplasare a pistonului (fig. 2.22). Din triunghiul dreptunghic OAC rezultă:

$$\sin(\alpha_{\max}) = \frac{OA}{AC} = \frac{l_1}{l_2} \Rightarrow l_2 = \frac{l_1}{\sin(\alpha_{\max})} \Rightarrow l_2 = 104,6 \text{ mm.}$$

Se adopta $l_2 = 105 \text{ mm.}$

2.2.3. Sinteza unui mecanism de șeping după cursa h a portcuțitului și coeficientul k_v de variație a vitezei medii a acestuia [2.9]

Date de intrare:

h - cursa portcuțitului (fig. 2.25);

$$k_v = v_{mi} / v_{md} > 1,$$

unde v_{mi} - este viteza medie a portcuțitului în cursa inversă; v_{md} - este viteza medie a portcuțitului în cursa directă.

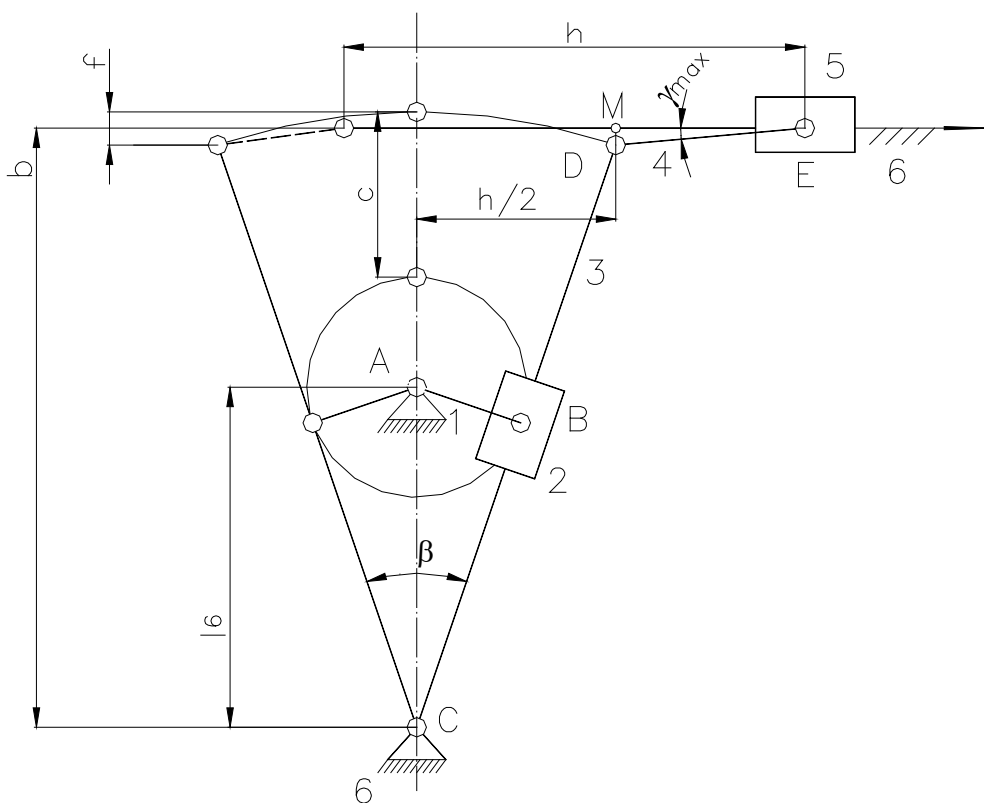


Fig. 2.25. Mecanism de șeping [2.9].

Date de ieșire:

$l_1; l_3; l_4; l_6; b; f$ (fig. 2.25).

Intre coeficientul k_v de modificare a vitezei medii a portcuțitului și cursa unghiulară β a culisei 3, există relația:

$$k_v = (h / t_i) / (h / t_d) = (\pi + \beta) / (\pi - \beta)$$

unde t_d - este timpul cursei directe; t_i - timpul cursei inverse.

Cursa unghiulară se calculează cu relația:

$$\beta = \pi (k_v - 1) / (k_v + 1)$$

Lungimea culisei 3 rezultă:

$$l_3 = l_{CD} = h / (2 \sin (\beta / 2))$$

Din figura 2.25 rezultă:

$$l_1 = l_6 \sin (\beta / 2)$$

și de asemenea

$$l_3 = l_6 + l_1 + c$$

unde c se adoptă constructiv după criteriul folosirii cât mai depline a lungimii culisei 3.

Ținând cont de ultimele trei relații, rezultă:

$$l_1 = (h - 2c \sin(\beta/2)) / (2(1 + \sin(\beta/2)))$$

și

$$l_6 = (h - 2c \sin(\beta/2)) / (2 \sin(\beta/2)(1 + \sin(\beta/2)))$$

Raportul dintre lungimile l_6 și l_1 devine:

$$l_6 / l_1 = 1 / \sin(\beta/2)$$

În mod obișnuit, acest raport trebuie să respecte următoarea condiție:

$$l_6 / l_1 \geq 2$$

ceea ce înseamnă,

$$\beta \leq 60^\circ.$$

Pentru rolul de element conducător al manivelei 1, unghiul de presiune la transmiterea forței de la piatra de culisă 2 la culisă 3

$$\alpha_{23} = 0,$$

ceea ce reprezintă un avantaj al mecanismului cu culisă.

Pentru a se asigura un unghi de presiune minim la transmiterea forței de la biela 4 la elementul condus 5, este rațional ca axa $x-x$ să se aleagă așa fel încât să împartă segmentul f în două părți egale. În acest caz, din triunghiul EDM

$$l_4 = f / (2 \sin \alpha_{\max})$$

unde

$$f = l_3 (1 - \cos(\beta/2)) = h (\cos(\beta/2)) / (2 \sin(\beta/2))$$

Pentru ca unghiul de presiune α_{\max} să fie mai mic, sau cel mult egal cu valoarea admisibilă α_a , este necesar ca:

$$l_4 \geq f / (2 \sin \alpha_a).$$

Distanța b dintre axa de rotație a culisei 3 (articulația din C) și ghidajul pistonului 5 este:

$$b = l_3 - f/2 = h (1 + \cos(\beta/2)) / (4 \sin(\beta/2))$$

În schema din fig. 2.25 se poate înlocui grupa cinematică de clasa a doua, ordinul doi, aspectul doi, formată din elementele 4, 5 (RRT) printr-o grupă cinematică de clasa a doua, ordinul doi, aspectul cinci, formată tot din elementele 4, 5 (RTT), ca în fig. 2.26. După criteriul unghiului de presiune, aceasta variantă este superioară față de precedenta [2.9].

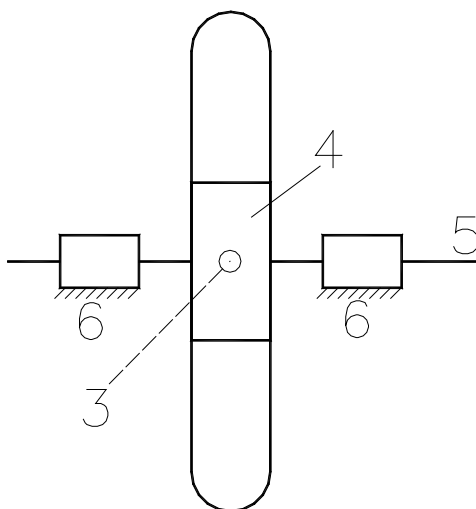


Fig. 2.26. Grupa de clasa 2, ordin 2, aspect 5.

Unghiul de presiune la transmiterea forței de la elementul 4 la elementul 5 este:

$$\alpha_{45} = 0.$$

Date numerice de intrare:

$$h = 300 \text{ [mm]} = 0,300 \text{ [m]};$$

$$k_v = 1,4;$$

$$c = 100 \text{ [mm]} = 0,100 \text{ [m]};$$

$$\alpha_a = 30^0 \text{ (} 0,524 \text{ radiani)}.$$

Cu aceste date numerice de intrare se obțin următoarele **rezultate**:

$$l_1 = 98,599 \text{ [mm]} = 0,098599 \text{ [m]};$$

$$l_3 = 579,555 \text{ [mm]} = 0,579555 \text{ [m]};$$

$$l_6 = 380,957 \text{ [mm]} = 0,380957 \text{ [m]};$$

$$f = 19,748 \text{ [mm]} = 0,019748 \text{ [m]};$$

$$l_4 \geq 19,748 \text{ [mm]} = 0,019748 \text{ [m]};$$

$$l_6 / l_1 = 3,864;$$

$$b = 569,682 \text{ [mm]} = 0,569682 \text{ [m]}.$$

Concluzii:

Creșterea lui c conduce la scăderea valorilor pentru l_1 și l_6 , l_3 rămânând neschimbat.

Micșorarea coeficientului k_v conduce la descreșterea unghiului β și a distanței f și la creșterea lungimilor l_1 , l_6 , l_3 și b .

Modificarea lui α_a are ca efect numai modificarea lungimii l_4 .

2.2.4. Sinteza unui mecanism cu cilindru oscilant

Să se proiecteze schema cinematică a mecanismului cu cilindru oscilant din fig. 2.27.

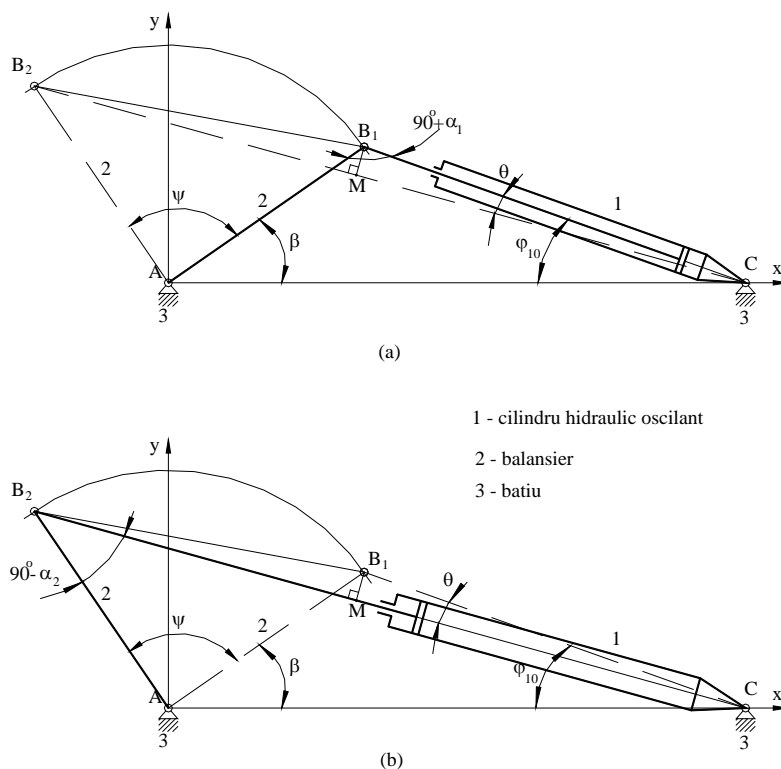


Fig. 2.27. Mecanism cu cilindru oscilant.

Cilindrul oscilant este cu acționare hidraulică și este folosit ca unitate de acționare în structura unui robot industrial.

Se cunosc următoarele date:

$\psi = 90^\circ$ - unghiul de cursă al balansierului 2;

$B_1B_2 = 0,3$ m - distanța dintre pozițiile extreme ale balansierului;

$k = \frac{l_{10}}{B_1B_2} = 1,2$; $l_{10} = CB_1$ - lungimea inițială a cilindrului hidraulic;

$\alpha_a = 50^\circ$ - unghiul de presiune admisibil.

Trebuie de aflat poziția punctului C de articulație a cilindrului oscilant cu batiul și cursa S a pistonului cilindrului oscilant.

Rezolvare:

În fig. 2.27.a este prezentat mecanismul în poziția în care cilindrul hidraulic este la lungimea minimă.

În fig. 2.27.b este prezentat mecanismul în poziția în care cilindrul hidraulic este la lungimea maximă.

Dacă: $k = \frac{l_{10}}{B_1B_2} = 1,2$ și $B_1B_2 = 0,3$ m, atunci:

$$l_{10} = CB_1 = k \cdot B_1B_2 = 0,36 \text{ m.}$$

Unghiul de presiune α este parametrul care influențează transmiterea forței și gabaritul mecanismului. Unghiul de presiune α este unghiul pe care îl face direcția de transmitere a forței (în acest caz BC) cu perpendiculară pe balansier în punctul B.

Astfel: $\angle AB_1C = 90^\circ + \alpha_1$ și $\angle AB_2C = 90^\circ - \alpha_2$ în care α_1 și α_2 sunt valorile unghiului de presiune corespunzătoare pozițiilor inițială și finală a mecanismului, care trebuie să respecte condițiile.

Trebuie ca:

$$\alpha_1 \leq \alpha_a$$

și

$$\alpha_2 \leq \alpha_a.$$

Se impune: $\alpha_2 = \alpha_a = 50^\circ$.

Din triunghiul isoscel AB_1B_2 se determină lungimea balansierului:

$$l_2 = AB_1 = AB_2 = \frac{B_1B_2}{2 \cdot \sin\left(\frac{\psi}{2}\right)} = 0,212 \text{ m}$$

Aplicând teorema sinusurilor în triunghiurile B_1MC și B_1B_2M rezultă:

$$\theta = \arcsin \left[\frac{\sin\left(\alpha_a - \frac{\psi}{2}\right)}{k} \right] = 4,16^\circ$$

Relațiile de calcul pentru unghiul $\angle AB_1C$ se pot scrie sub următoarele forme:

$$\angle AB_1C = 90^\circ + \psi - \theta - \alpha_a ,$$

$$\angle AB_1C = 90^\circ + \alpha_1 .$$

De aici rezultă:

$$\alpha_1 = \psi - \theta - \alpha_a = 35,84^\circ \leq \alpha_a \quad (\alpha_a = 50^\circ)$$

Din teorema cosinusului pentru triunghiul AB_1C rezultă:

$$\angle AB_1C = 90^\circ + \alpha_1 = 125,84^\circ$$

și

$$AC = \sqrt{l_2^2 + l_{10}^2 - 2 \cdot l_2 \cdot l_{10} \cdot \cos(\angle AB_1C)} = 0,513 \text{ m.}$$

Tot din triunghiul AB_1C rezultă:

$$\beta = \angle B_1AC = \arcsin \left[\frac{l_{10}}{AC} \cdot \sin(\angle AB_1C) \right] = 34,67^\circ$$

și

$$\varphi_{10} = 90^\circ - \beta - \alpha_1 = 19,49^\circ ,$$

iar din triunghiul AB_2C rezultă:

$$B_2C = \frac{AC \cdot \sin(\psi + \angle B_1AC)}{\sin(\angle AB_2C)} = 0,656 \text{ m.}$$

Cursa S a pistonului este:

$$S = B_2C - B_1C = B_2C - l_{10} = 0,296 \text{ m.}$$

2.3. Analiza cinematică a mecanismelor cu bare

Analiza cinematică are drept scop determinarea legilor de mișcare a elementelor conduse pornind de la legea de mișcare a elementului conducător în condițiile neglijării forțelor care acționează în mecanism.

Pentru a putea efectua analiza cinematică a unui mecanism, trebuie cunoscute anumite date:

- structura mecanismului;
- legea de mișcare a elementului conducător (poziții, viteze, accelerații);
- lungimile elementelor mecanismului.

În funcție de mijloacele de calcul și de timpul avut la dispoziție, analiza cinematică se poate efectua prin mai multe metode (fig. 2.28):

- metoda grafică;

- metoda analitică;
- metoda grafo-analitică.

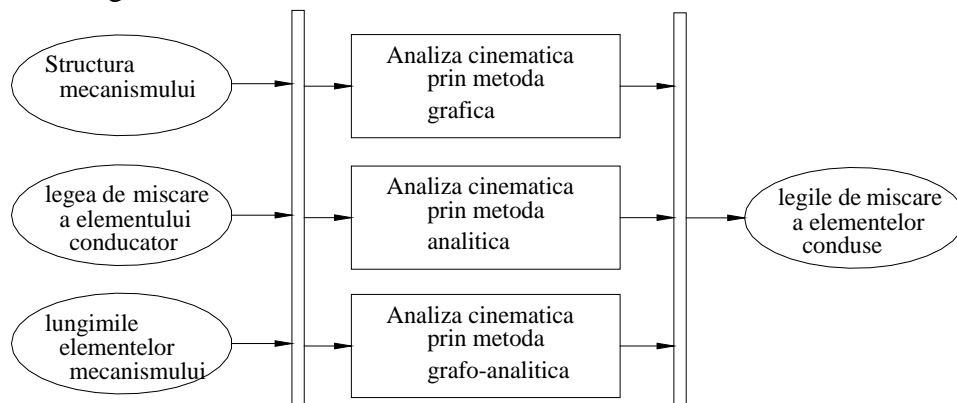


Fig. 2.28

Vom prezenta în continuare în scop ilustrativ, analiza cinematică efectuată prin metoda grafo-analitică și prin metoda analitică pentru un mecanism uzual.

2.3.1. Analiza cinematică prin metoda grafo-analitică a mecanismului manivelă-piston

Să luăm ca exemplu un mecanism manivelă-piston prezentat în fig. 2.29, folosit în construcția unui compresor.

Datele de intrare necesare analizei cinematice sunt:

- structura mecanismului (prezentată în fig. 2.29);
- legea de mișcare a elementului conducator:
 - turația manivelei 1: $n_1 = 3000$ [rot/min]
 - viteza unghiulară a manivelei 1: $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 314,16$ [rad/s]
 - accelerația unghiulară a manivelei 1: $\varepsilon_1 = 0$ [rad/s²]
 - poziția manivelei 1 pentru care se efectuează analiza cinematică:
 $\varphi_1 = 30^\circ$

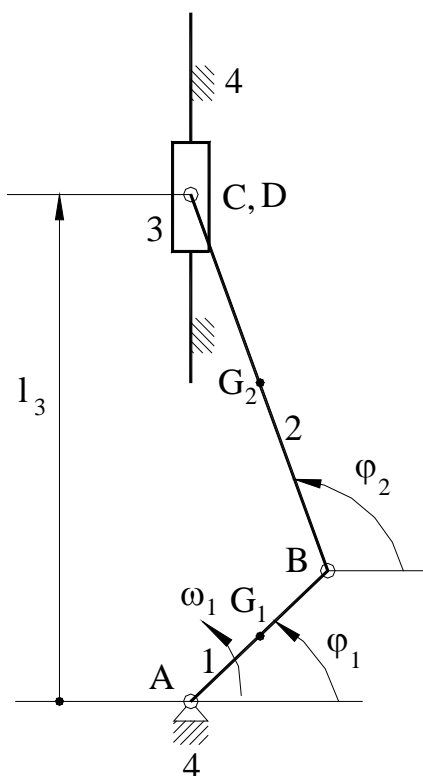


Fig. 2.29. Mecanism manivelă-piston.

- lungimile elementelor mecanismului:

$$AB = l_1 = 40\text{mm} = 0,04\text{m} ;$$

$$BC = l_2 = 200\text{mm} = 0,2\text{m} ;$$

- pozițiile centrelor de masă G_1 și G_2 pentru manivelă, respectiv bielă:

$$AG_1 = \frac{l_1}{2} = 20\text{mm} = 0,02\text{m}$$

$$BG_2 = \frac{l_2}{2} = 100\text{mm} = 0,1\text{m}$$

Datele de ieșire ce urmează a fi determinate în urma analizei cinematice:

- poziția, viteza unghiulară și accelerația unghiulară a bielei 2: $\varphi_2, \omega_2, \varepsilon_2$,
- poziția, viteza și accelerația pistonului 3: $l_3=AC, v_3=v_C, a_3=a_C$,
- poziția, viteza și accelerația punctelor G_1 și G_2 .

Pentru a efectua analiza cinematică prin metoda grafo-analitică, trebuie trasată schema cinematică a mecanismului la scară, în poziția specificată pentru care se efectuează analiza cinematică ($\varphi_1 = 30^\circ$), așa cum este arătat în fig. 2.30. În acest scop, stabilim coeficientul de scară de reprezentare astfel:

$$k_l = \frac{\text{lungimea reală (m)}}{\text{lungimea reprezentativă (mm)}} = \frac{AB}{AB_{\text{desen}}} = \frac{BC}{BC_{\text{desen}}}.$$

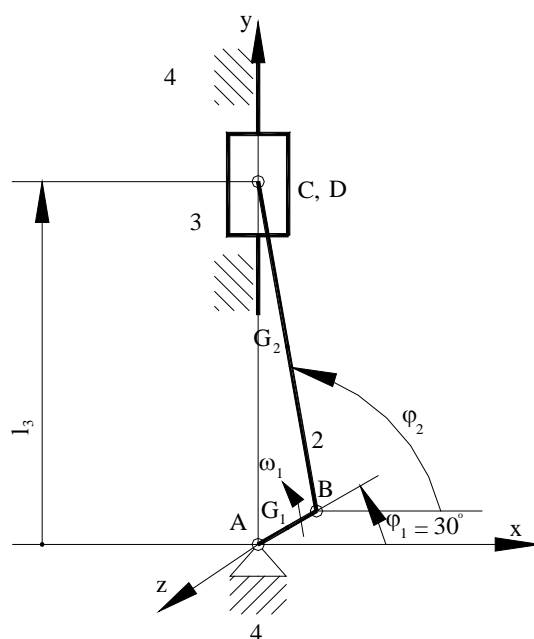
Dacă alegem să reprezentăm pe desen o lungime reală $AB=l_1=0,04\text{m}$ printr-un segment de $AB_{\text{desen}}=20\text{mm}$, atunci vom avea:

$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm}$$

și

$$BC_{\text{desen}} = \frac{BC}{k_l} = \frac{0,2 \text{ m}}{0,002 \text{ m/mm}} = 100 \text{ mm}.$$

Alegerea scării de reprezentare se face în funcție de spațiul disponibil pentru desen.



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm}$$

Fig. 2.30. Parametrii de poziție pentru mecanismul manivelă-piston.

În urma reprezentării la scară a schemei cinematice a mecanismului, **pozițiile** elementelor cinematice φ_2 și l_3 se determină prin măsurare direct de pe desen și trecerea lor prin scara de reprezentare (fig. 2.31):

$$\varphi_2 = 100^\circ,$$

$$l_{3\text{desen}} = 108,49 \text{ mm},$$

$$l_3 = k_l \cdot l_{3\text{desen}} = 0,216\text{m} = 216\text{mm}.$$

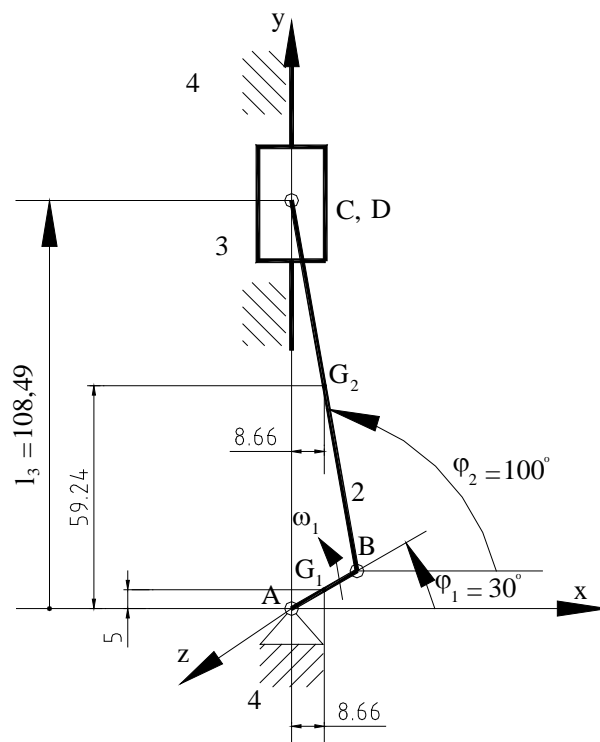
Pozițiile punctelor G_1 și G_2 :

$$x_{G1\text{desen}} = 8,66 \text{ mm și } x_{G1} = k_l \cdot x_{G1\text{desen}} = 0,017\text{m} = 17\text{mm},$$

$$y_{G1\text{desen}} = 5 \text{ mm și } y_{G1} = k_l \cdot y_{G1\text{desen}} = 0,01\text{m} = 10\text{mm},$$

$$x_{G2\text{desen}} = 8,66 \text{ mm și } x_{G2} = k_l \cdot x_{G2\text{desen}} = 0,017\text{m} = 17\text{mm},$$

$$y_{G2\text{desen}} = 59,24 \text{ mm și } y_{G2} = k_l \cdot y_{G2\text{desen}} = 0,118\text{m} = 118\text{mm}.$$



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm}$$

Fig. 2.31. Schema structurală la scară pentru mecanismul manivelă-piston.

În continuare, pentru a afla vitezele și accelerațiile, se vor scrie ecuații vectoriale de viteze și de accelerații care se vor rezolva pe cale grafică.

Problema vitezelor

Viteza punctului B se poate scrie:

$$\underline{v}_B = \underline{v}_A + \underline{v}_{BA}. \quad (2.1)$$

Punctul A este fix, deci:

$$\underline{v}_A = 0. \quad (2.2)$$

Punctul B efectuează mișcare de rotație în jurul lui A, deci:

$$\underline{v}_{BA} = \underline{\omega}_1 \times \underline{AB} = \begin{cases} \omega_1 \cdot l_1 = 12,5 \text{ m/s} & \text{—cunoscut,} \\ \text{sens} & \omega_1 & \text{—cunoscut,} \\ \perp & AB & \text{—cunoscut.} \end{cases} \quad (2.3)$$

Din ecuațiile (2.1), (2.2) și (2.3) rezultă:

$$\underline{v}_B = \underline{v}_{BA} \quad (2.4)$$

Punctul C aparține atât elementului 2 cât și elementului 3.

Viteza punctului C este scrisă în raport cu punctul B:

$$\underline{v}_C = \underline{v}_B + \underline{v}_{CB} \quad (2.5)$$

Punctul C descrie mișcarea de rotație față de B, deci:

$$\underline{v}_{CB} = \underline{\omega}_2 \times \underline{BC} = \begin{cases} \omega_2 \cdot l_2 & \text{—necunoscut,} \\ \text{sens} & \omega_2 & \text{—necunoscut,} \\ \perp & BC & \text{—cunoscut.} \end{cases} \quad (2.6)$$

Deci \underline{v}_{CB} este cunoscut doar ca direcție și anume $\perp BC$.

Punctul C aparține și elementului 3 care execută mișcare de translație pe verticală:

$$\underline{v}_C \parallel AC. \quad (2.7)$$

În consecință, ecuația (2.5) este formată din trei vectori. Vectorul \underline{v}_B este complet cunoscut (mărime, direcție și sens). Vectorii \underline{v}_C și \underline{v}_{CB} sunt cunoscuți doar ca direcție:

$$\begin{cases} \underline{v}_C \parallel AC, \\ \underline{v}_C \perp BC. \end{cases} \quad (2.8)$$

Pentru a rezolva grafic ecuația (2.5) se adoptă o scară de reprezentare grafică pentru viteze, ținând cont de mărimea singurului vector cunoscut:

$$v_B = 12,5 \frac{m}{s}.$$

Dacă alegem să reprezentăm această viteză prin 20 mm pe desen, atunci scara de reprezentare pentru viteze va fi:

$$k_v = \frac{12,5 \frac{m}{s}}{20mm} = 0,625 \frac{m/s}{mm}. \quad (2.9)$$

În continuare, se alege pe desen un punct p_v , numit **polul vitezelor**, din care se va începe reprezentarea grafică a poligonului de viteze corespunzător ecuației (2.5).

Punctul p_v se alege lângă schema cinematică trasată la scară (fig. 2.30, fig. 2.31, fig. 2.32). Din p_v se trasează mai întâi vectorul cunoscut $\overline{v_B}$ (fig. 2.32.a).

Apoi, conform cu ecuațiile (2.5) și (2.8), din vârful lui $\overline{v_B}$ se trasează o perpendiculară pe BC (fig. 2.32.b). În continuare, din polul vitezelor se trasează o paralelă la AC (fig. 2.32.c). Dreapta $\perp BC$ și dreapta $\parallel AC$ se intersectează în punctul E. Conform cu ecuația (5), $\overline{v_{CB}}$ și $\overline{v_C}$ vor avea vârful în E (fig. 2.32.d). Pe acest poligon de viteze se măsoară segmentele corespunzătoare vectorilor $\overline{v_{CB}}$ și $\overline{v_C}$. (fig. 2.32.d).

Rezultă:

$$v_{CBdesen} = 10,15 \text{ mm}, \quad (2.10)$$

$$v_{Cdesen} = 19,08 \text{ mm}. \quad (2.11)$$

Mărimea reală a vitezelor v_{CB} și v_C rezultă înmulțind valoarea segmentelor măsurate (ecuațiile (2.10) și (2.11)) cu scara de reprezentare a vitezelor (ecuația (2.9)):

$$v_{CB} = k_v \cdot v_{CBdesen} = 6,34 \frac{m}{s}, \quad (2.12)$$

$$v_C = k_v \cdot v_{Cdesen} = 11,92 \frac{m}{s}. \quad (2.13)$$

Conform cu ecuația (2.6), valoarea lui ω_2 va fi:

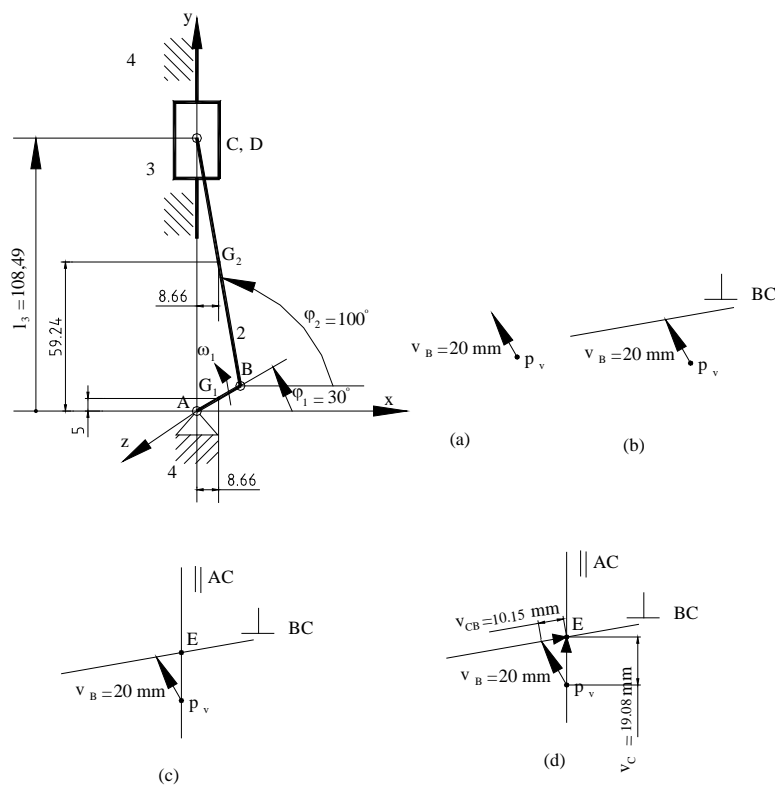
$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_2} = \frac{6,34 \frac{m}{s}}{0,2m} = 31,7 \frac{rad}{s}. \quad (2.14)$$

Sensul lui ω_2 rezultă din poligonul de viteze din fig. 2.32.d, în acord cu sensul lui $\overline{v_{CB}}$. Ca urmare, sensul lui ω_2 va fi (\curvearrowright) adică sens orar sau (-).

Vitezele punctelor G_1 și G_2 se află în mod asemănător cu cele descrise până acum.

Similar cu punctul B și cu ecuațiile (2.1), (2.2) și (2.3), pentru punctul G_1 se poate scrie:

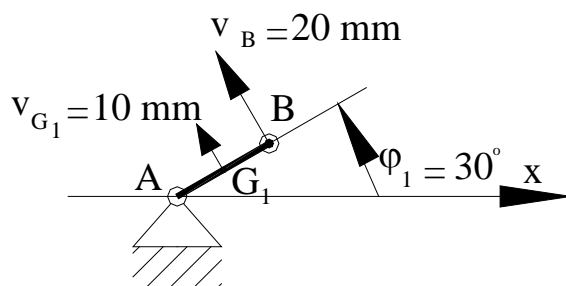
$$\overline{v_{G_1}} = \overline{v_A} + \overline{v_{G_1A}} = \overline{v_{G_1A}} = \overline{\omega_1} \times \overline{AG_1} = \begin{cases} \omega_1 \cdot \frac{l_1}{2} = 6,25 \text{ m/s} & \text{—cunoscut,} \\ \text{sens} & \omega_1 \text{ —cunoscut,} \\ \perp & AG_1 \text{ —cunoscut.} \end{cases} \quad (2.15)$$



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm} \text{ si } k_v = \frac{12,5 \text{ m/s}}{20 \text{ mm}} = 0,625 \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}$$

Fig. 2.32. Poligonul de viteze.

Conform cu ecuația (2.15), $\overline{v_{G1}}$ are aceeași direcție și același sens cu $\overline{v_B}$ și este ca mărime, jumătate din mărimea lui $\overline{v_B}$ (fig. 2.33).



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm} \text{ si } k_v = \frac{12,5 \text{ m/s}}{20 \text{ mm}} = 0,625 \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}$$

Fig. 2.33. Viteza centrului de masa G_1 .

La fel ca pentru punctul C și cu ecuațiile (2.5) și (2.6), pentru punctul G_2 se poate scrie:

$$\overline{v_{G2}} = \overline{v_B} + \overline{v_{G2B}}, \quad (2.16)$$

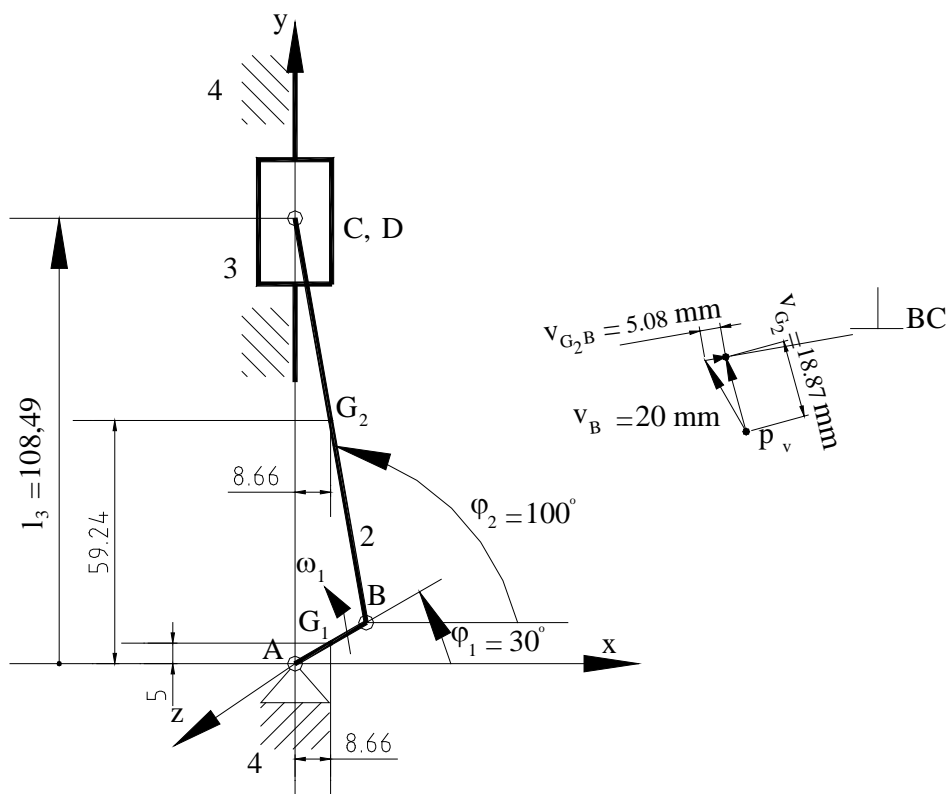
unde:

$$\overline{v_{G2B}} = \omega_2 \times \overline{BG_2} = \begin{cases} \omega_2 \cdot \frac{l_2}{2} = 31,7 \cdot 0,1 = 3,17 \text{ m/s} & \text{—cunoscut,} \\ \text{sens} & \omega_2 \text{ —cunoscut,} \\ \perp & \overline{BG_2} \text{ —cunoscut.} \end{cases} \quad (2.17)$$

În acord cu ecuația (2.17), $\overline{v_{G2B}}$ are aceeași direcție și același sens cu $\overline{v_{CB}}$ iar mărimea este jumătate din mărimea lui $\overline{v_{CB}}$.

Construind poligonul de viteze corespunzător ecuației (2.16), folosind scara de viteze dată de relația (2.9), se poate afla $\overline{v_{G2}}$ (fig. 2.34).

Pe acest poligon de viteze se măsoară segmentul corespunzător vectorului $\overline{v_{G2}}$.



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm} \text{ si } k_v = \frac{12,5 \text{ m/s}}{20 \text{ mm}} = 0,625 \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}$$

Fig. 2.34. Determinarea vitezei centrului de masa G_2 .

Rezultă:

$$v_{G_2 \text{ desen}} = 18,87 \text{ mm} \quad (2.18)$$

Modulul vectorului $\overline{v_{G_2}}$ va fi:

$$v_{G_2} = k_v \cdot v_{G_2 \text{ desen}} = 0,625 \cdot 18,87 = 11,79 \text{ m/s} . \quad (2.19)$$

Problema accelerațiilor

Rezolvarea problemei accelerațiilor decurge în mod asemănător cu rezolvarea problemei vitezelor.

Accelerația punctului B se poate scrie:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t} , \quad (2.20)$$

în care:

$$\overline{a_A} = 0 , \quad (2.21)$$

$$\overline{a_{BA}^t} = \overline{\varepsilon_1} \times \overline{AB} = 0 , (\varepsilon_1 = 0) , \quad (2.22)$$

$$\overline{a_{BA}^n} = -\omega_1^2 \cdot \overline{AB} = \begin{cases} \omega_1^2 \cdot l_1 = 314,16^2 \cdot 0,04 = 3947,86 & m/s^2 & -cunoscut, \\ & \text{sens} & B \rightarrow A & -cunoscut, \\ & \parallel & AB & -cunoscut. \end{cases} \quad (2.23)$$

Din ecuațiile (2.20), (2.21), (2.22) și (2.23) rezultă:

$$\overline{a_B} = \overline{a_{BA}^n} . \quad (2.24)$$

Accelerația punctului C se poate scrie:

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^t} , \quad (2.25)$$

în care:

$$\overline{a_{CB}^n} = -\omega_2^2 \cdot \overline{BC} = \begin{cases} \omega_2^2 \cdot l_2 = 31,7^2 \cdot 0,2 = 200,9 & m/s^2 & -cunoscut, \\ & \text{sens} & C \rightarrow B & -cunoscut, \\ & \parallel & BC & -cunoscut, \end{cases} \quad (2.26)$$

$$\overline{a_{CB}^t} = \overline{\varepsilon_2} \times \overline{BC} = \begin{cases} \varepsilon_2 \cdot l_2 & -necunoscut, \\ \text{sens} & \varepsilon_2 & -necunoscut, \\ \perp & BC & -cunoscut. \end{cases} \quad (2.27)$$

Deci $\overline{a_{CB}^n}$ este cunoscută complet (mărime, direcție și sens) iar $\overline{a_{CB}^t}$ este cunoscută doar ca direcție și anume $\perp BC$.

Punctul C aparține și elementului 3 (pistonul) care efectuează mișcare de translație pe verticală:

$$\overline{a_C} \parallel AC . \quad (2.28)$$

În consecință, ecuația (2.25) este formată din patru vectori: doi vectori cunoscuți complet ($\overline{a_B}$ și $\overline{a_{CB}^n}$) și doi vectori cunoscuți doar ca direcție ($\overline{a_{CB}^t} \perp BC$ și $\overline{a_C} \parallel AC$).

Pentru a rezolva grafic ecuația (2.25) se adoptă o scară de reprezentare pentru accelerații ținând cont de mărimea vectorului cu valoarea cunoscută cea mai mare și anume $a_B = a_{BA}^n = 3947,86 \frac{m}{s^2}$.

Dacă alegem să reprezentăm această accelerație prin 100 mm pe desen, atunci scara de reprezentare pentru accelerații va fi:

$$k_a = \frac{3947,86 \frac{m}{s^2}}{100 \text{ mm}} = 39,47 \frac{\frac{m}{s^2}}{\text{mm}} . \quad (2.29)$$

Conform acestei scări de reprezentare a accelerațiilor, $\overline{a_{CB}^n}$ va fi reprezentată pe desen printr-un segment cu lungimea:

$$a_{CBdesen}^n = \frac{a_{CB}^n}{k_a} = \frac{200,9 \frac{m}{s^2}}{39,47 \frac{\frac{m}{s^2}}{\text{mm}}} = 5 \text{ mm} . \quad (2.30)$$

În continuare, se alege pe desen un punct p_a numit **polul accelerațiilor** din care se va începe reprezentarea grafică a poligonului de accelerații corespunzător ecuației (2.25). Punctul p_a se alege lângă schema cinematică trasată la scară (fig. 2.35).

Din p_a se trasează mai întâi vectorul cunoscut $\overline{a_B}$ cu lungimea de 100 mm și din vârful acestuia se trasează vectorul cunoscut $\overline{a_{CB}^n}$ cu lungimea de 5 mm. Apoi, conform cu ecuația (2.25), din vârful lui $\overline{a_{CB}^n}$ se trasează o dreaptă $\perp BC$. Apoi, conform cu ecuația (2.28), din p_a se trasează o dreaptă $\parallel AC$. Cele două drepte se vor intersecta în punctul F. Conform cu ecuația (2.25) vom avea:

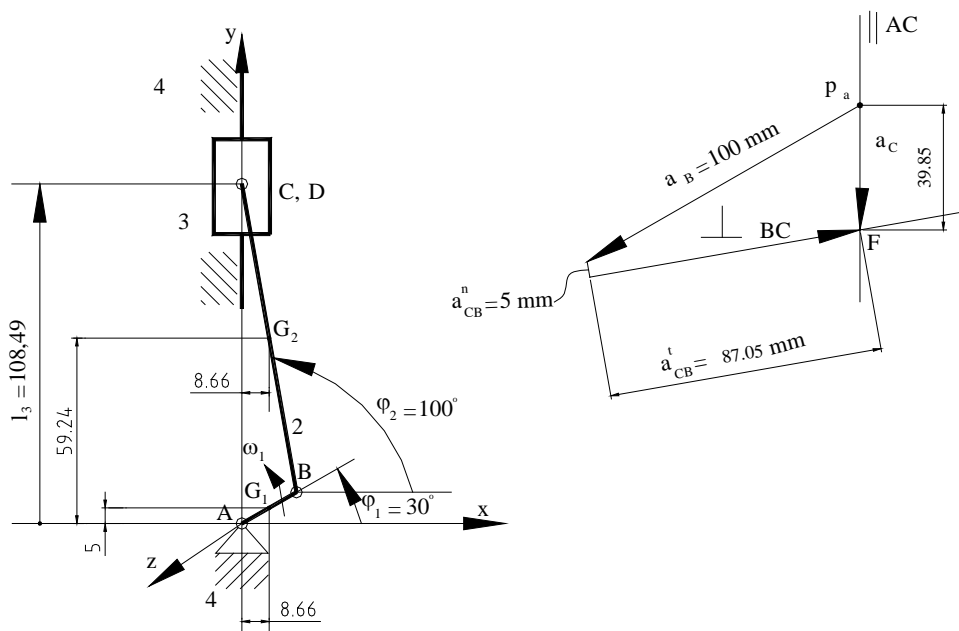
- $\overline{a_C}$ va avea originea în p_a și vârful în F;
- $\overline{a_{CB}^t}$ va avea originea în vârful lui $\overline{a_{CB}^n}$ și vârful în F.

Se măsoară lungimile segmentelor corespunzătoare:

$$a_{Cdesen} = 39,85 \text{ mm} , \quad (2.31)$$

$$a_{CBdesen}^t = 87,05 \text{ mm} . \quad (2.32)$$

Mărimea reală a acestor accelerații se obține înmulțind valoarea segmentelor măsurate (ecuațiile (2.31) și (2.32)) cu scara de reprezentare a accelerațiilor (ecuația (2.29)):



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm}, \quad k_a = \frac{3947,86 \text{ m/s}^2}{100 \text{ mm}} = 39,47 \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}$$

Fig. 2.35. Poligonul accelerațiilor.

$$a_C = k_a \cdot a_{Cdesen} = 39,47 \cdot 39,85 = 1578,8 \text{ m/s}^2, \quad (2.33)$$

$$a_{CB}^t = k_a \cdot a_{CBdesen}^t = 39,47 \cdot 87,05 = 3435,8 \text{ m/s}^2. \quad (2.34)$$

Conform cu ecuația (2.27), valoarea lui ε_2 va fi:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^t}{l_2} = \frac{3435,8 \text{ m/s}^2}{0,2 \text{ m}} = 17179 \text{ rad/s}^2. \quad (2.35)$$

Sensul lui ε_2 rezultă din poligonul de accelerații (fig. 2.35), în acord cu sensul lui a_{CB}^t . Ca urmare, sensul lui ε_2 va fi (↻) adică sens orar sau (-).

Accelerațiile punctelor G_1 și G_2 se află în mod asemănător cu cele descrise până acum.

Pentru punctul G_1 se poate scrie:

$$\underline{a_{G_1}} = \underline{a_A} + \underline{a_{G_1A}^n} + \underline{a_{G_1A}^t}, \quad (2.36)$$

în care:

$$\overline{a^t_{G1A}} = \overline{\varepsilon_1} \times \overline{AG_1} = 0, (\varepsilon_1 = 0) \text{ și } \overline{a_A} = 0 \quad (2.37)$$

și

$$\overline{a^n_{G1A}} = -\overline{\omega_1^2} \cdot \overline{AG_1} = \begin{cases} \omega_1^2 \cdot \frac{l_1}{2} = 1973,9 & m/s^2 & -\text{cunoscut}, \\ \text{sens} & G_1 \rightarrow A & -\text{cunoscut}, \\ \parallel & AG_1 & -\text{cunoscut}. \end{cases} \quad (2.38)$$

Conform cu ecuațiile (2.36), (2.37) și (2.38), rezultă că $\overline{a_{G1}}$ are aceeași direcție și sens cu $\overline{a_B}$ și mărime jumătate din mărimea lui $\overline{a_B}$:

$$\overline{a_{G1}} = \overline{a^n_{G1A}} = -\overline{\omega_1^2} \cdot \overline{AG_1} = \begin{cases} \omega_1^2 \cdot \frac{l_1}{2} = 1973,9 & m/s^2 & -\text{cunoscut}, \\ \text{sens} & G_1 \rightarrow A & -\text{cunoscut}, \\ \parallel & AG_1 & -\text{cunoscut}. \end{cases} \quad (2.39)$$

Pentru punctul G_2 se poate scrie:

$$\overline{a_{G2}} = \underline{\underline{\overline{a_B}}} + \underline{\underline{\overline{a^n_{G2B}}}} + \underline{\underline{\overline{a^t_{G2B}}}}, \quad (2.40)$$

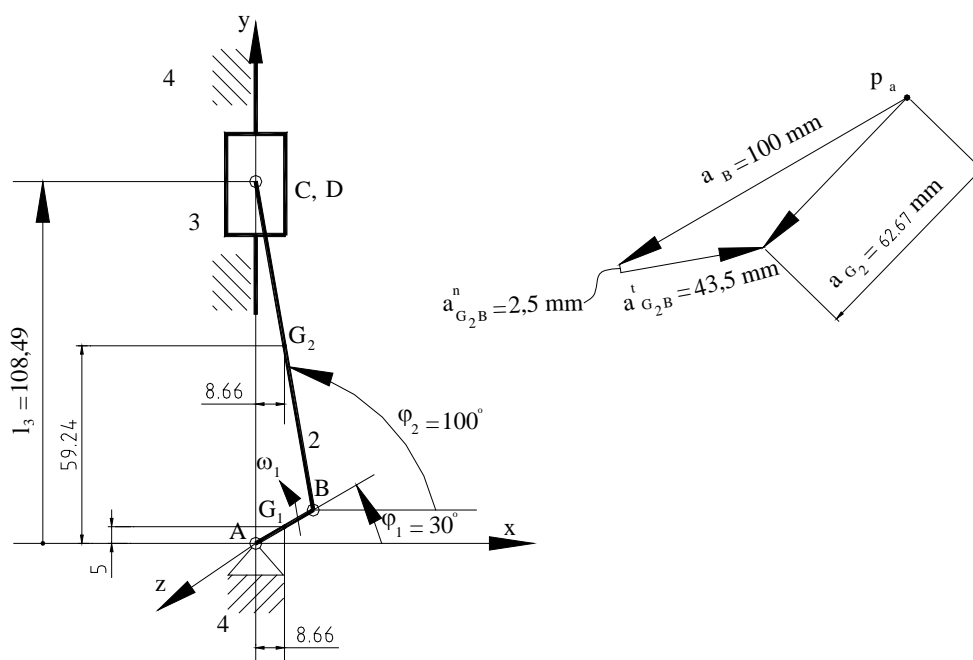
în care:

$$\overline{a^n_{G2B}} = -\overline{\omega_2^2} \cdot \overline{BG_2} = \begin{cases} \omega_2^2 \cdot \frac{l_2}{2} = 100,45 & m/s^2 & -\text{cunoscut}, \\ \text{sens} & G_2 \rightarrow B & -\text{cunoscut}, \\ \parallel & BG_2 & -\text{cunoscut}, \end{cases} \quad (2.41)$$

$$\overline{a^t_{G2B}} = \overline{\varepsilon_2} \times \overline{BG_2} = \begin{cases} \varepsilon_2 \cdot \frac{l_2}{2} = 17179 \cdot 0,1 = 1717,9 & m/s^2 & -\text{cunoscut}, \\ \text{sens} & \varepsilon_2 & -\text{cunoscut}, \\ \perp & BG_2 & -\text{cunoscut}. \end{cases} \quad (2.42)$$

Construind poligonul de accelerații corespunzător ecuației (2.40), folosind scara de accelerații din relația (2.29), se poate afla $\overline{a_{G2}}$ (fig. 2.36).

$$\text{Vom avea: } \begin{cases} a_{Bdesen} = 100 \text{ mm} \\ a_{G_2Bdesen}^n = 2,5 \text{ mm} \\ a_{G_2Bdesen}^t = 43,5 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.43)$$



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm} \text{ si } k_a = \frac{3947,86 \text{ m/s}^2}{100 \text{ mm}} = 39,47 \frac{\text{m}}{\text{mm s}^2}$$

Fig. 2.36. Accelerația centrului de masă G_2 .

Pe acest poligon de accelerații se măsoară segmentul corespunzător vectorului $\overline{a_{G_2}}$.

$$\text{Rezultă: } \overline{a_{G_2desen}} = 62,67 \text{ mm} . \quad (2.44)$$

Mărimea reală a lui $\overline{a_{G_2}}$ va fi:

$$a_{G_2} = k_a \cdot \overline{a_{G_2desen}} = 39,47 \cdot 62,67 = 2473,58 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} . \quad (2.45)$$

Prezentăm în tabelul 2.2 rezultatele obținute în urma analizei cinematice prin metoda grafo-analitică.

Tabelul 2.2

Parametrul	Valoarea
φ_2	100°
l_3	216 mm
x_{G1}	17 mm
y_{G1}	10 mm
x_{G2}	17 mm
y_{G2}	118 mm
ω_2	31,7 rad/s , sens (\curvearrowright) adică sens orar sau (-)
v_C	11,92 m/s
v_{G1}	6,25 m/s
v_{G2}	11,79 m/s
ε_2	17179 rad/s ² , sens (\curvearrowright) adică sens orar sau (-)
a_C	1578,8 m/s ² (negativ)
a_{G1}	1973,9 m/s ²
a_{G2}	2473,58 m/s ²

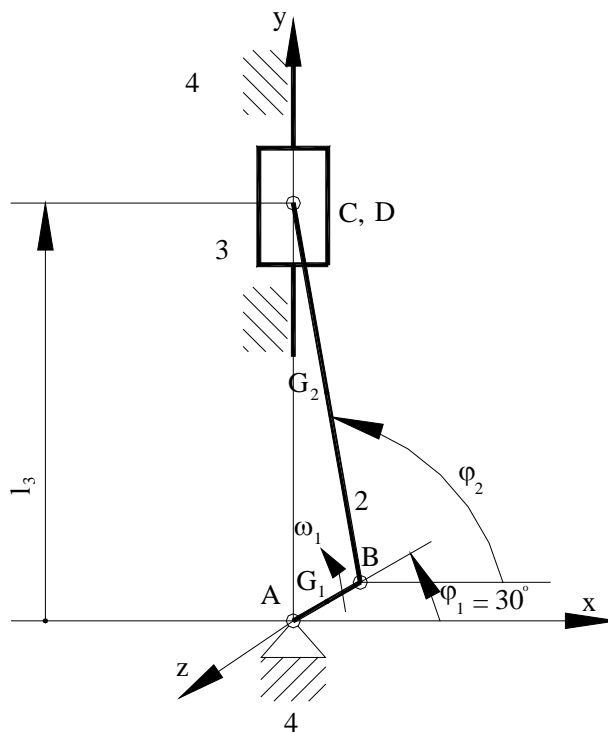
2.3.2. Analiza cinematică prin metoda analitică a mecanismului manivelă-piston

Să luăm același exemplu ca la paragraful 2.3.1 și anume mecanismul manivelă-piston prezentat în fig. 2.37, folosit în construcția unui compresor.

Datele de intrare și de ieșire sunt aceleași ca la paragraful 2.3.1.

Datele de intrare necesare analizei cinematice sunt:

- structura mecanismului (prezentată în fig. 2.37);
- legea de mișcare a elementului conducător:
 - turația manivelei 1: $n_1 = 3000$ rot/min,
 - viteza unghiulară a manivelei 1: $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 314,16$ rad/s,
 - accelerația unghiulară a manivelei 1: $\varepsilon_1 = 0$ rad/s²,
 - poziția manivelei 1 pentru care se efectuează analiza cinematică: $\varphi_1 = 30^\circ$.



$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm}$$

Fig. 2.37. Schema cinematică la scară a mecanismului unui compresor.

- lungimile elementelor mecanismului:

$$AB = l_1 = 40\text{mm} = 0,04\text{m} ;$$

$$BC = l_2 = 200\text{mm} = 0,2\text{m} ;$$

- pozițiile centrelor de masă G_1 și G_2 pentru manivelă, respectiv bielă:

$$AG_1 = \frac{l_1}{2} = 20\text{mm} = 0,02\text{m} ,$$

$$BG_2 = \frac{l_2}{2} = 100\text{mm} = 0,1\text{m} .$$

Datele de iesire ce urmează a fi determinate în urma analizei cinematice:

- poziția, viteza unghiulară și accelerația unghiulară a bielei 2: $\varphi_2, \omega_2, \varepsilon_2$,

- poziția, viteza și accelerația pistonului 3: $l_3=AC, v_3=v_C, a_3=a_C$,

- poziția, viteza și accelerația punctelor G_1 și G_2 .

Problema pozițiilor

Se consideră conturul ABCA ca un contur vectorial: \overline{AB} , \overline{BC} , \overline{AC} .

Se poate scrie ecuația vectorială:

$$\overline{AB} + \overline{BC} = \overline{AC} \quad (2.46)$$

Proiectând ecuația (2.46) pe axele x și y se obține:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 = 0, \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = l_3. \end{cases} \quad (2.47)$$

Din sistemul de ecuații (2.47) se obține:

$$\varphi_2 = \arccos \left[-\frac{l_1 \cdot \cos \varphi_1}{l_2} \right] \quad (2.48)$$

și

$$l_3 = l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 \quad (2.49)$$

Pozițiile centrelor de masă G_1 și G_2 se obțin astfel:

- vectorul de poziție al punctului G_1 :

$$\overline{AG_1} = \left(\frac{l_1}{2} \cdot \cos \varphi_1 \right) \cdot \bar{i} + \left(\frac{l_1}{2} \cdot \sin \varphi_1 \right) \cdot \bar{j}, \quad (2.50)$$

în care:

$$\begin{cases} x_{G1} = \frac{l_1}{2} \cdot \cos \varphi_1, \\ y_{G1} = \frac{l_1}{2} \cdot \sin \varphi_1, \end{cases} \quad (2.51)$$

- vectorul de poziție al punctului G_2 :

$$\overline{AG_2} = \overline{AB} + \overline{BG_2} \quad (2.52)$$

în care:

$$\begin{cases} \overline{AB} = (l_1 \cdot \cos \varphi_1) \cdot \bar{i} + (l_1 \cdot \sin \varphi_1) \cdot \bar{j}, \\ \overline{BG_2} = \left(\frac{l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2 \right) \cdot \bar{i} + \left(\frac{l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2 \right) \cdot \bar{j}, \end{cases} \quad (2.53)$$

Deci:

$$\overline{AG_2} = \left(l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2 \right) \cdot \bar{i} + \left(l_1 \cdot \sin \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2 \right) \cdot \bar{j}, \quad (2.54)$$

în care:

$$\begin{cases} x_{G2} = l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2, \\ y_{G2} = l_1 \cdot \sin \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2. \end{cases} \quad (2.55)$$

Problema vitezelor

Pentru a obține ecuațiile de viteze, derivăm în raport cu timpul ecuațiile

(2.47):

$$\begin{cases} -\omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 - \omega_2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0, \\ \omega_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \omega_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 = v_C, \end{cases} \quad (2.56)$$

în care:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \quad \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}; \quad v_C = \frac{dl_3}{dt} \quad (2.57)$$

Din ecuațiile (2.56) se obține:

$$\omega_2 = -\frac{\omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1}{l_2 \cdot \sin \varphi_2} \quad (2.58)$$

și

$$v_C = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \omega_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 \quad (2.59)$$

Vitezele punctelor G_1 și G_2 se află în felul următor:

Viteza punctului G_1 se poate scrie:

$$\overline{v_{G1}} = \overline{v_A} + \overline{v_{G1A}} = \overline{v_{G1A}} = \overline{\omega_1} \times \overline{AG_1} = \left(-\frac{\omega_1 \cdot l_1}{2} \cdot \sin \varphi_1 \right) \cdot \vec{i} + \left(\frac{\omega_1 \cdot l_1}{2} \cdot \cos \varphi_1 \right) \cdot \vec{j} \quad (2.60)$$

în care: $\overline{v_A} = 0$

și

$$\begin{cases} v_{G1x} = -\frac{\omega_1 \cdot l_1}{2} \cdot \sin \varphi_1, \\ v_{G1y} = \frac{\omega_1 \cdot l_1}{2} \cdot \cos \varphi_1. \end{cases} \quad (2.61)$$

Deci, ca mărime, vectorul $\overline{v_{G1}}$ are valoarea:

$$v_{G1} = \sqrt{v_{G1x}^2 + v_{G1y}^2} = \frac{\omega_1 \cdot l_1}{2} = 6,25 \text{ m/s} \quad (2.62)$$

Viteza punctului G_2 se poate scrie:

$$\overline{v_{G2}} = \overline{v_B} + \overline{v_{G2B}}, \quad (2.63)$$

în care:

$$\overline{v_B} = \overline{v_A} + \overline{v_{BA}} = \overline{v_{BA}} = \overline{\omega_1} \times \overline{AB} = (-\omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1) \cdot \bar{i} + (\omega_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1) \cdot \bar{j}, \quad (2.64)$$

unde: $\overline{v_A} = 0$

și

$$\begin{cases} v_{Bx} = -\omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1, \\ v_{By} = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1, \end{cases} \quad (2.65)$$

și

$$\overline{v_{G2B}} = \overline{\omega_2} \times \overline{BG_2} = \left(-\frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2 \right) \cdot \bar{i} + \left(\frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2 \right) \cdot \bar{j}, \quad (2.66)$$

unde:

$$\begin{cases} v_{G2Bx} = -\frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2, \\ v_{G2By} = \frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2. \end{cases} \quad (2.67)$$

Ca urmare, din ecuațiile (2.63), (2.64), (2.65), (2.66) și (2.67) rezultă:

$$\overline{v_{G2}} = \left(-\omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 - \frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2 \right) \cdot \bar{i} + \left(\omega_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2 \right) \cdot \bar{j}, \quad (2.68)$$

unde:

$$\begin{cases} v_{G2x} = -\omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 - \frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2, \\ v_{G2y} = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 + \frac{\omega_2 \cdot l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2, \end{cases} \quad (2.69)$$

iar

$$v_{G2} = \sqrt{v_{G2x}^2 + v_{G2y}^2}. \quad (2.70)$$

Problema accelerațiilor

Pentru a obține ecuațiile de accelerații, derivăm în raport cu timpul ecuațiile (2.56):

$$\begin{cases} -\varepsilon_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 - \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 - \varepsilon_2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2 - \omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 = 0, \\ \varepsilon_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 - \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 + \varepsilon_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 - \omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2 = a_c. \end{cases} \quad (2.71)$$

Din ecuațiile (2.71) se obține:

$$\varepsilon_2 = \frac{-\varepsilon_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 - \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 - \omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2}{l_2 \cdot \sin \varphi_2}, \quad (2.72)$$

și

$$a_C = \varepsilon_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 - \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 + \varepsilon_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 - \omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2. \quad (2.73)$$

Accelerațiile punctelor G_1 și G_2 se pot afla fie scriind ecuațiile vectoriale de accelerații, fie derivând în raport cu timpul relațiile (2.61) și (2.69) care descriu vitezele punctelor G_1 și G_2 .

Dacă alegem să derivăm relațiile (2.61) în raport cu timpul, obținem:

$$\begin{cases} a_{G1x} = -\frac{\varepsilon_1 \cdot l_1}{2} \cdot \sin \varphi_1 - \frac{\omega_1^2 \cdot l_1}{2} \cdot \cos \varphi_1, \\ a_{G1y} = \frac{\varepsilon_1 \cdot l_1}{2} \cdot \cos \varphi_1 - \frac{\omega_1^2 \cdot l_1}{2} \cdot \sin \varphi_1, \end{cases} \quad (2.74)$$

și

$$\begin{cases} a_{G1} = \sqrt{a_{G1x}^2 + a_{G1y}^2}, \\ \vec{a}_{G1} = a_{G1x} \cdot \vec{i} + a_{G1y} \cdot \vec{j}. \end{cases} \quad (2.75)$$

Prin derivarea în raport cu timpul a relațiilor (2.69), pentru accelerația punctului G_2 obținem:

$$\begin{cases} a_{G2x} = -\varepsilon_1 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 - \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 - \frac{\varepsilon_2 \cdot l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2 - \frac{\omega_2^2 \cdot l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2, \\ a_{G2y} = \varepsilon_1 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 - \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 + \frac{\varepsilon_2 \cdot l_2}{2} \cdot \cos \varphi_2 - \frac{\omega_2^2 \cdot l_2}{2} \cdot \sin \varphi_2, \end{cases} \quad (2.76)$$

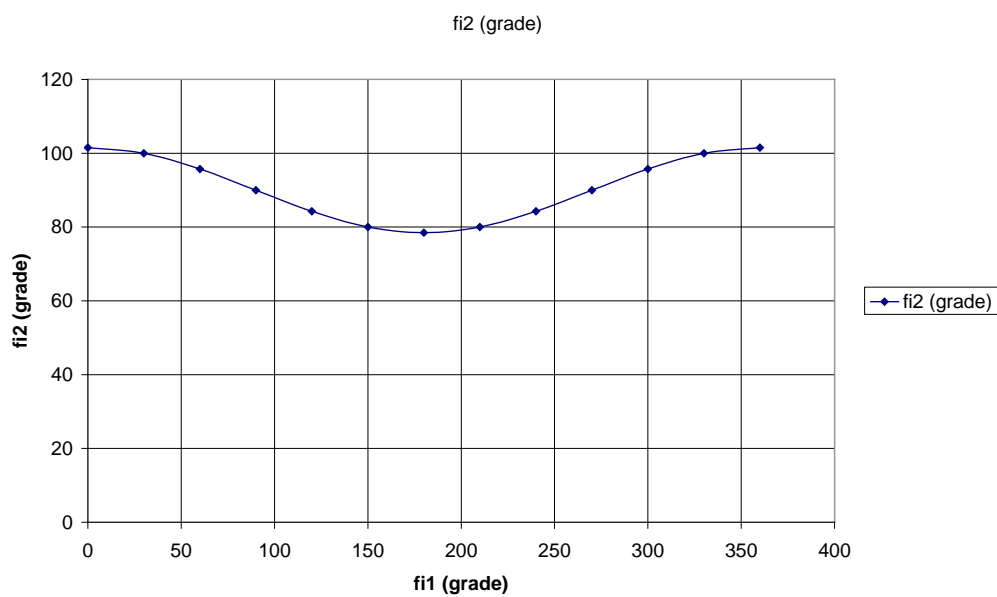
și

$$\begin{cases} a_{G2} = \sqrt{a_{G2x}^2 + a_{G2y}^2}, \\ \vec{a}_{G2} = a_{G2x} \cdot \vec{i} + a_{G2y} \cdot \vec{j}. \end{cases} \quad (2.77)$$

În figurile și tabelele următoare sunt prezentate valorile și diagramele de variație ale parametrilor cinematici ai mecanismului pentru un ciclu complet de funcționare, atunci când $\varphi_1 = 0^\circ \dots 360^\circ$. Aceste date numerice au fost obținute folosind relațiile (2.48), (2.49), (2.51), (2.52), (2.58), (2.59), (2.61), (2.62), (2.69), (2.70), (2.72), (2.73), (2.74), (2.75), (2.76) și (2.77).

Tabelul 2.3

fi1 (grade)	fi2 (grade)	l3 (m)	xG1 (m)	yG1 (m)	xG2 (m)	yG2 (m)
0	101.537	0.195959	0.02	0	0.02	0.09798
30	99.97422	0.216977	0.017321	0.01	0.017321	0.118489
60	95.73917	0.233639	0.01	0.017321	0.01	0.13414
90	90	0.24	1.23E-18	0.02	8.58E-18	0.14
120	84.26083	0.233639	-0.01	0.017321	-0.01	0.13414
150	80.02578	0.216977	-0.01732	0.01	-0.01732	0.118489
180	78.46304	0.195959	-0.02	2.45E-18	-0.02	0.09798
210	80.02578	0.176977	-0.01732	-0.01	-0.01732	0.078489
240	84.26083	0.164356	-0.01	-0.01732	-0.01	0.064858
270	90	0.16	-3.7E-18	-0.02	-1.2E-18	0.06
300	95.73917	0.164356	0.01	-0.01732	0.01	0.064858
330	99.97422	0.176977	0.017321	-0.01	0.017321	0.078489
360	101.537	0.195959	0.02	-4.9E-18	0.02	0.09798

Fig. 2.38. Diagrama de variație a unghiului φ_2 în funcție de unghiul φ_1 .

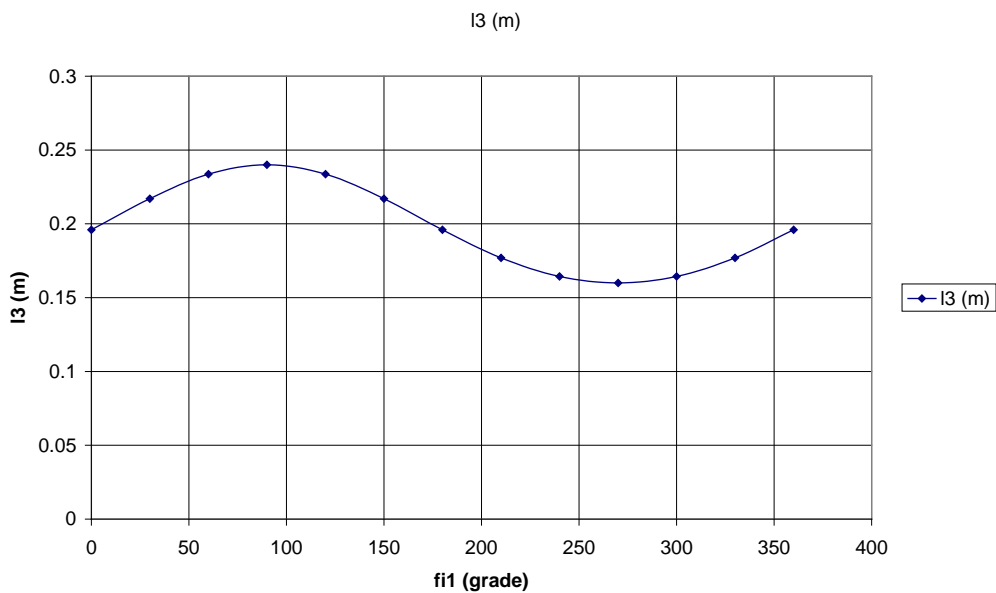


Fig. 2.39. Diagrama de variație a lungimii l_3 în funcție de unghiul φ_1 .

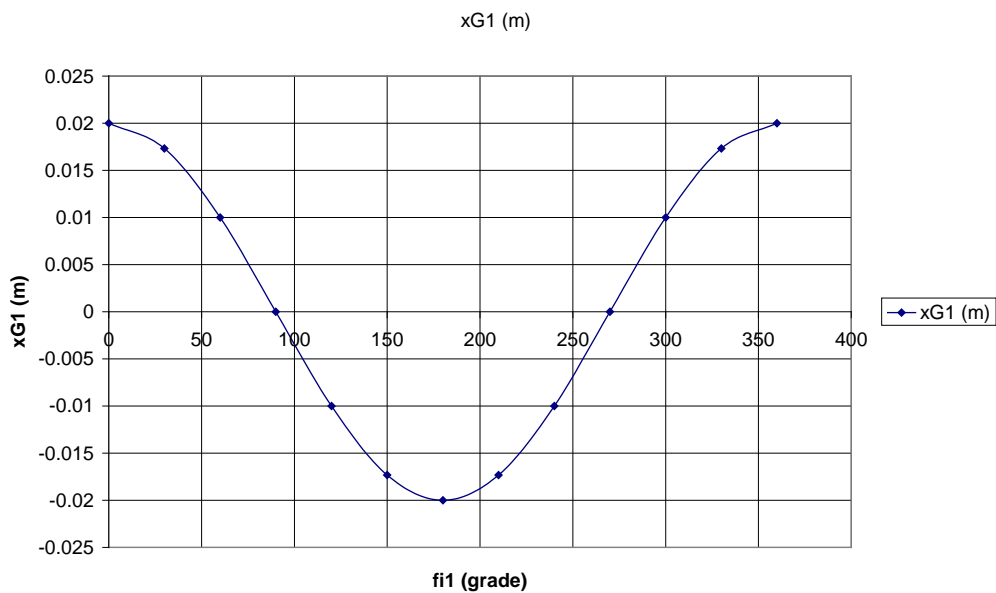
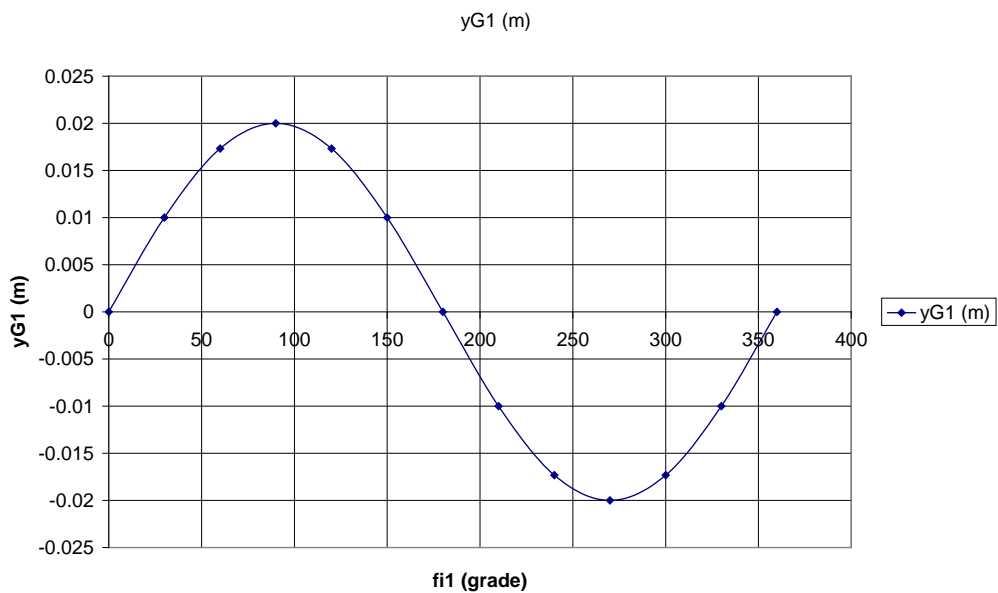
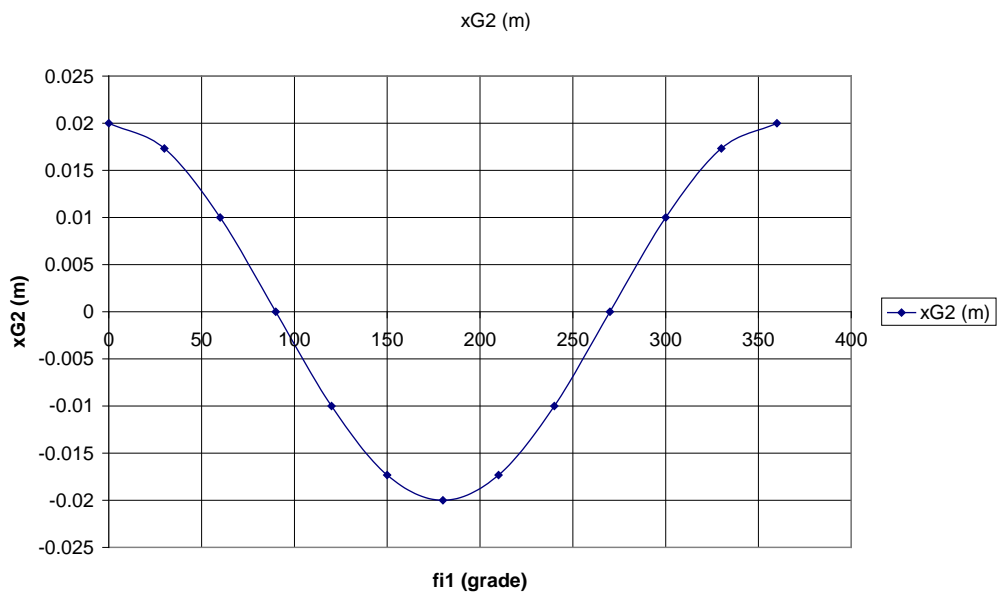
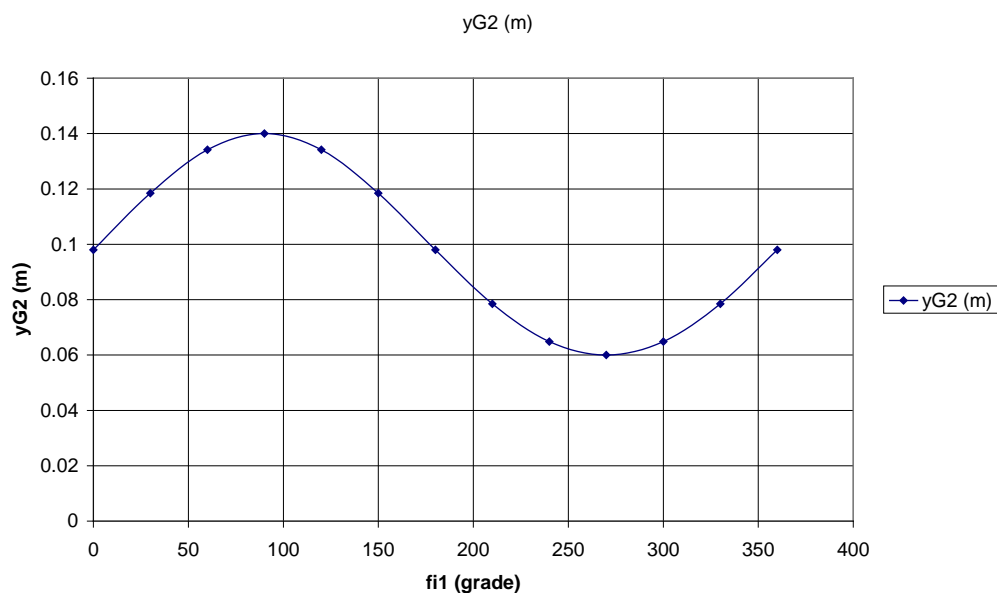


Fig. 2.40. Diagrama de variație a coordonatei x_{G1} în funcție de unghiul φ_1 .

Fig. 2.41. Diagrama de variație a coordonatei y_{G1} în funcție de unghiul φ_1 .Fig. 2.42. Diagrama de variație a coordonatei x_{G2} în funcție de unghiul φ_1 .

Fig. 2.43. Diagrama de variație a coordonatei y_{G2} în funcție de unghiul ϕ_1 .

Tabelul 2.4

ϕ_1 (grade)	w_2 (rad/s)	v_C (m/s)	v_{G1} (m/s)	v_{G2} (m/s)
0	0	12.56637	6.283185	12.56637
30	-31.898	11.98778	6.283185	11.85898
60	-54.6881	7.376947	6.283185	8.732618
90	-62.8319	0	6.283185	6.283185
120	-54.6881	-7.37695	6.283185	8.732618
150	-31.898	-11.9878	6.283185	11.85898
180	-7.9E-15	-12.5664	6.283185	12.56637
210	31.89804	-9.77782	6.283185	10.79745
240	54.68811	-5.18942	6.283185	7.906579
270	62.83185	-1.5E-15	6.283185	6.283185
300	54.68811	5.189423	6.283185	7.906579
330	31.89804	9.777816	6.283185	10.79745
360	1.57E-14	12.56637	6.283185	12.56637

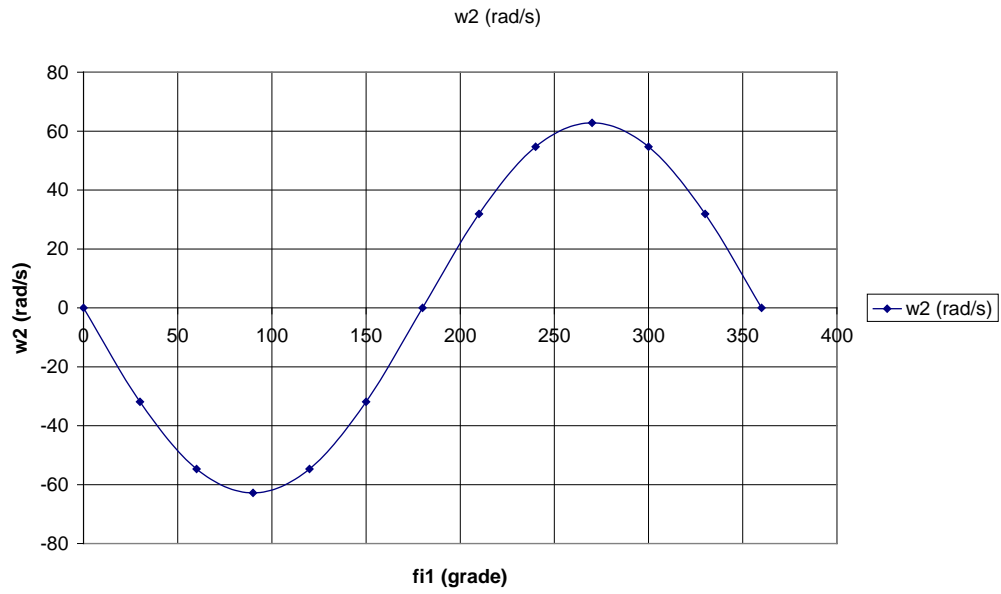


Fig. 2.44. Diagrama de variație a vitezei ω_2 în funcție de unghiul ϕ_1 .

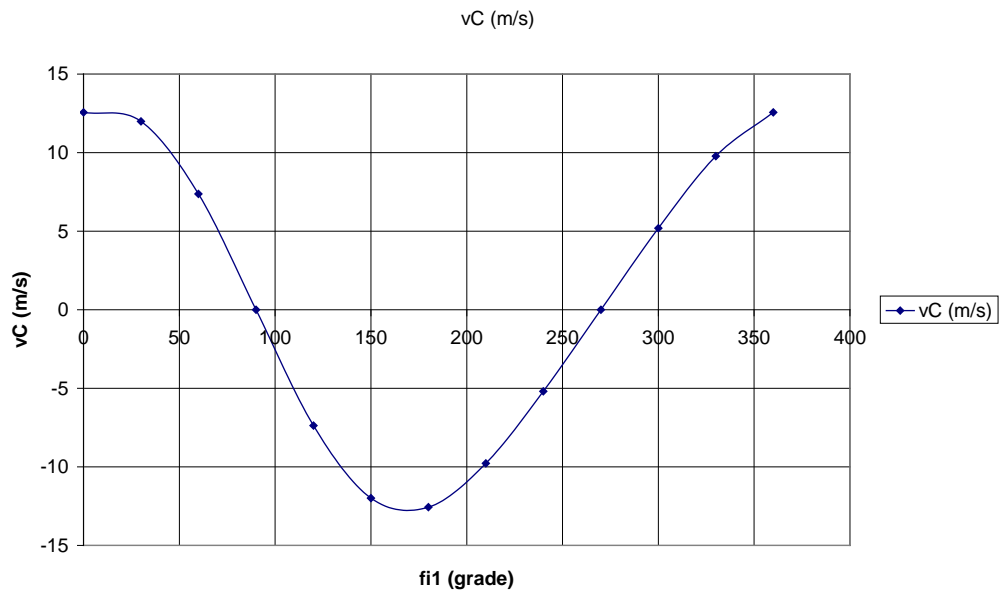


Fig. 2.45. Diagrama de variație a vitezei v_C în funcție de unghiul ϕ_1 .

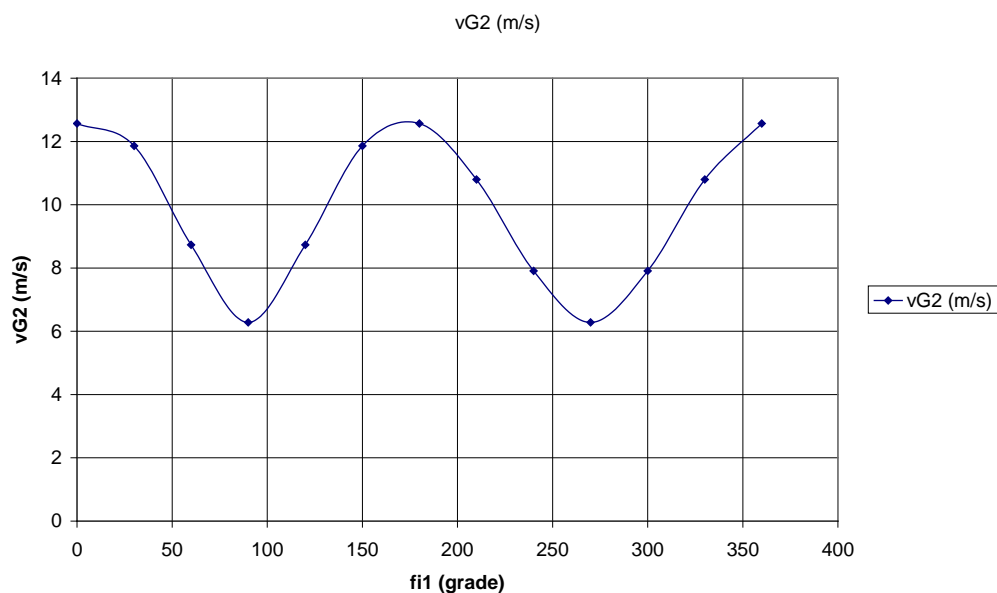


Fig. 2.46. Diagrama de variație a vitezei v_{G2} în funcție de unghiul φ_1 .

Tabelul 2.5

fi1 (grade)	eps2 (rad/s ²)	aC (m/s ²)	aG1 (m/s ²)	aG2 (m/s ²)
0	-20146.2456	805.8498	1973.92088	2014.6246
30	-17178.0556	-1579.28	1973.92088	2465.4769
60	-9618.74002	-3821.72	1973.92088	3752.4437
90	-1.451E-12	-4737.41	1973.92088	4342.6259
120	9618.74002	-3821.72	1973.92088	3752.4437
150	17178.0556	-1579.28	1973.92088	2465.4769
180	20146.2456	805.8498	1973.92088	2014.6246
210	17178.0556	2368.565	1973.92088	2763.4342
240	9618.74002	3016.147	1973.92088	3365.5085
270	3.3857E-12	3158.273	1973.92088	3553.0576
300	-9618.74002	3016.147	1973.92088	3365.5085
330	-17178.0556	2368.565	1973.92088	2763.4342
360	-20146.2456	805.8498	1973.92088	2014.6246

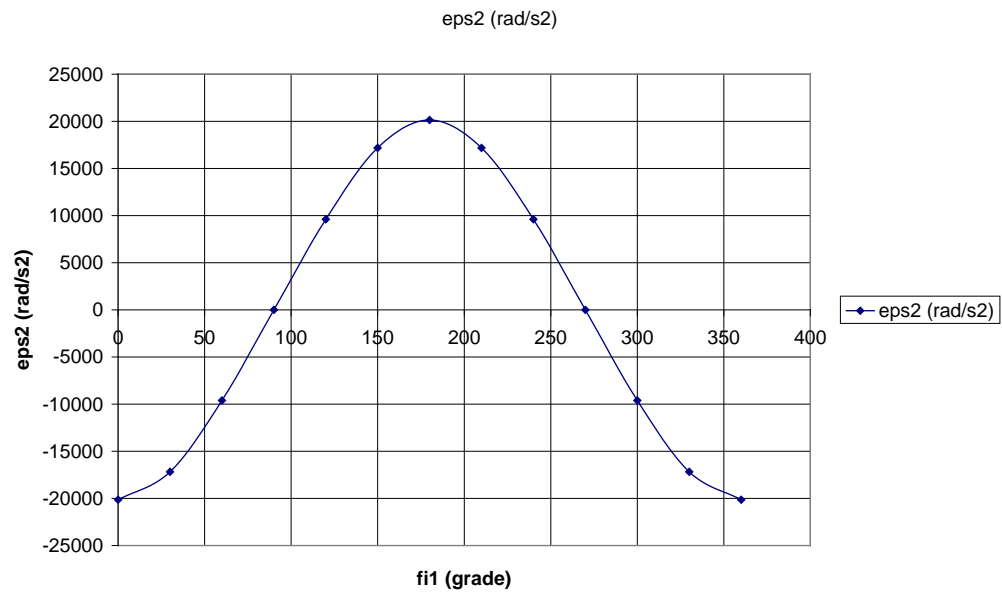


Fig. 2.47. Diagrama de variație a accelerației ϵ_2 în funcție de unghiul ϕ_1 .

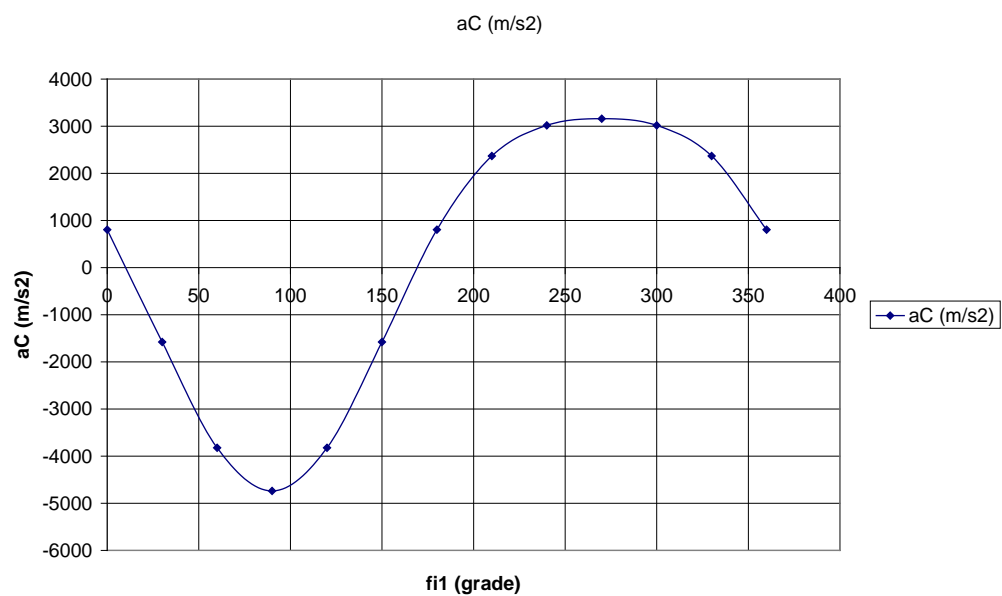


Fig. 2.48. Diagrama de variație a accelerației a_C în funcție de unghiul ϕ_1 .

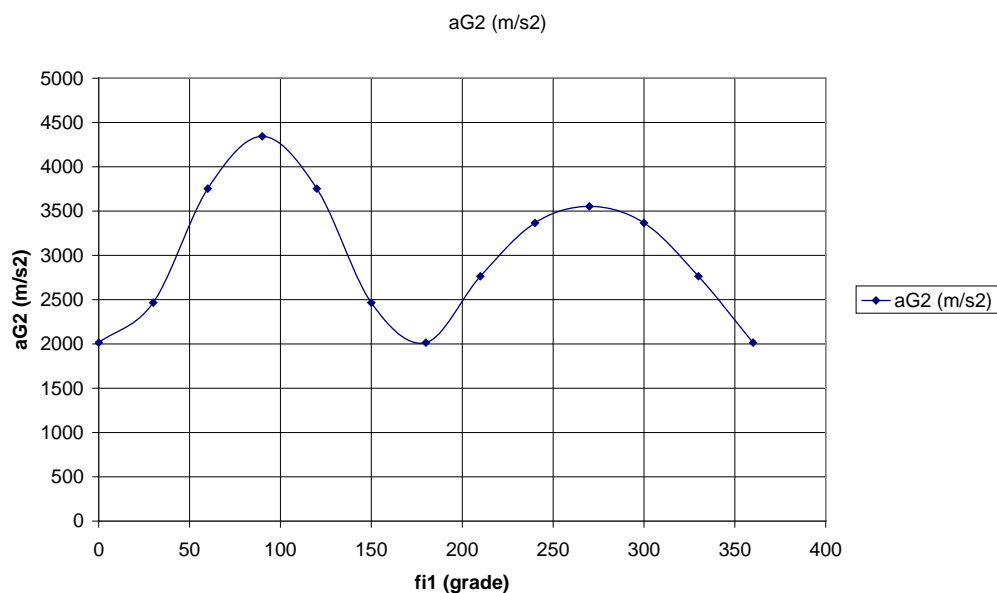


Fig. 2.49. Diagrama de variație a accelerației $|a_{G2}|$ în funcție de unghiul φ_1 .

2.4. Analiza cinetostatică a mecanismelor cu bare

Analiza cinetostatică are drept scop determinarea reacțiunilor din cuplele cinematice.

Pentru a putea efectua analiza cinetostatică a unui mecanism, trebuie cunoscute anumite date:

- structura mecanismului;
- legea de mișcare a tuturor elementelor cinematice (poziții, viteze, accelerații);
- lungimile elementelor mecanismului;
- masele și distribuția de masă pentru toate elementele cinematice (poziția centrelor de masă și momentele de inerție);
- forța tehnologică care acționează asupra elementului condus.

În funcție de mijloacele de calcul și de timpul avut la dispoziție, analiza cinetostatică se poate efectua prin următoarele metode:

- metoda analitică;
- metoda grafo-analitică.

Vom prezenta în continuare în scop ilustrativ, analiza cinetostatică efectuată prin metoda grafo-analitică și prin metoda analitică pentru un mecanism uzual.

2.4.1. Analiza cinetostatică prin metoda grafo-analitică a mecanismului manivelă-piston

Să luăm ca exemplu un mecanism manivelă-piston prezentat în fig. 2.29, folosit în construcția unui compresor (paragraful 2.3.1).

Determinarea reacțiunilor din cuplele cinematice se va face în ipoteza neglijării forțelor de frecare.

Pentru acest mecanism se cunosc următoarele:

- structura mecanismului (fig. 2.29);
- legea de mișcare a tuturor elementelor cinematice (poziții, viteze, accelerații); acești parametri cinematici au fost determinați prin analiza cinematică efectuată în paragraful 2.3.1; de amintit următoarele accelerații (tabelul 2.2) pentru $\varphi_1 = 30^\circ$:

$a_{G1}=1973,9 \text{ m/s}^2$, $a_{G2}=2473,58 \text{ m/s}^2$, $a_C=1578,8 \text{ m/s}^2$ (negativ), $\varepsilon_1 = 0 \text{ rad/s}^2$, $\varepsilon_2=17179 \text{ rad/s}^2$, sens (\curvearrowright) adică sens orar sau (-), $\varepsilon_3=0 \text{ rad/s}^2$.

- lungimile elementelor mecanismului:

$$AB = l_1 = 40\text{mm} = 0,04\text{m};$$

$$BC = l_2 = 200\text{mm} = 0,2\text{m};$$

- masele și distribuția de masă pentru toate elementele cinematice (poziția centrelor de masă și momentele de inerție):

$$AG_1 = \frac{l_1}{2} = 20\text{mm} = 0,02\text{m}; m_1=0,15 \text{ kg}; J_1=5 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$BG_2 = \frac{l_2}{2} = 100\text{mm} = 0,1\text{m}; m_2=0,75 \text{ kg}; J_2=625 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$G_3 \equiv C; m_3=0,2 \text{ kg}; J_3=6 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

- forța tehnologică care acționează asupra elementului condus (pistonul): $F_t=1000 \text{ N}$.

Trebuie de aflat (fig. 2.49):

- în cupla A: $\overline{R_{41}}$;
- în cupla B: $\overline{R_{12}} = -\overline{R_{21}}$;
- în cupla C: $\overline{R_{23}} = -\overline{R_{32}}$;
- în cupla D: $\overline{R_{43}} \perp AC$ și h_{43} -distanța de la centrul cuplei de translație D la punctul de aplicație al reacțiunii R_{43} ;

- momentul de echilibrare M_e ce acționează asupra elementului conducator 1.

Rezolvare:

Pentru a efectua analiza cinetostatică prin metoda grafo-analitică, trebuie trasată schema cinematică a mecanismului la scară, în poziția specificată pentru care se efectuează această analiză ($\varphi_1 = 30^\circ$), așa cum este arătat în fig. 2.50. În acest scop, stabilim scara de reprezentare astfel:

$$k_l = \frac{\text{lungimea reala (m)}}{\text{lungimea reprezentativa (mm)}} = \frac{AB}{AB_{\text{desen}}} = \frac{BC}{BC_{\text{desen}}}.$$

Dacă alegem să reprezentăm pe desen o lungime reală $AB=l_1=0,04\text{m}$ printr-un segment de $AB_{\text{desen}}=20\text{mm}$, atunci vom avea:

$$k_l = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm} \text{ și } BC_{\text{desen}} = \frac{BC}{k_l} = \frac{0,2 \text{ m}}{0,002 \text{ m/mm}} = 100 \text{ mm}.$$

Alegerea scării de reprezentare se face în funcție de spațiul disponibil pentru desen.

Cu ajutorul maselor, a momentelor de inerție și a accelerațiilor, calculăm forțele de greutate, forțele de inerție și momentele forțelor de inerție pentru fiecare element cinematic:

- pentru elementul 1:

$$\bar{F}_{i1} = -m_1 \cdot \bar{a}_{G1} ; F_{i1} = 296 \text{ N} ; \bar{F}_{g1} = m_1 \cdot \bar{g} ; F_{g1} = 1,5 \text{ N} , \quad (2.78)$$

$$\bar{M}_{i1} = -J_1 \cdot \bar{\varepsilon}_1 ; \bar{M}_{i1} = 0 \text{ N}\cdot\text{m} , \quad (2.79)$$

- pentru elementul 2:

$$\bar{F}_{i2} = -m_2 \cdot \bar{a}_{G2} ; F_{i2} = 1855 \text{ N} ; \bar{F}_{g2} = m_2 \cdot \bar{g} ; F_{g2} = 7,4 \text{ N} , \quad (2.80)$$

$$\bar{M}_{i2} = -J_2 \cdot \bar{\varepsilon}_2 ; \bar{M}_{i2} = 10,73 \text{ N}\cdot\text{m} , \quad (2.81)$$

- pentru elementul 3:

$$\bar{F}_{i3} = -m_3 \cdot \bar{a}_C ; F_{i3} = 316 \text{ N} ; \bar{F}_{g3} = m_3 \cdot \bar{g} ; F_{g3} = 2 \text{ N} , \quad (2.82)$$

$$\bar{M}_{i3} = -J_3 \cdot \bar{\varepsilon}_3 ; \bar{M}_{i3} = 0 \text{ N}\cdot\text{m} . \quad (2.83)$$

Dacă alegem să reprezentăm pe desen o forță $F_{i2} = 1855 \text{ N}$ printr-un segment de $F_{i2\text{desen}} = 100 \text{ mm}$, atunci vom avea scara de reprezentare a forțelor:

$$k_F = \frac{1855 \text{ N}}{100 \text{ mm}} = 18,55 \text{ N/mm} \quad , \quad F_{i1desen} = \frac{F_{i1}}{k_F} = 15,9 \text{ mm} \quad ,$$

$$F_{i3desen} = \frac{F_{i3}}{k_F} = 17 \text{ mm} \text{ si } F_{idesen} = \frac{F_t}{k_F} = 53,9 \text{ mm} .$$

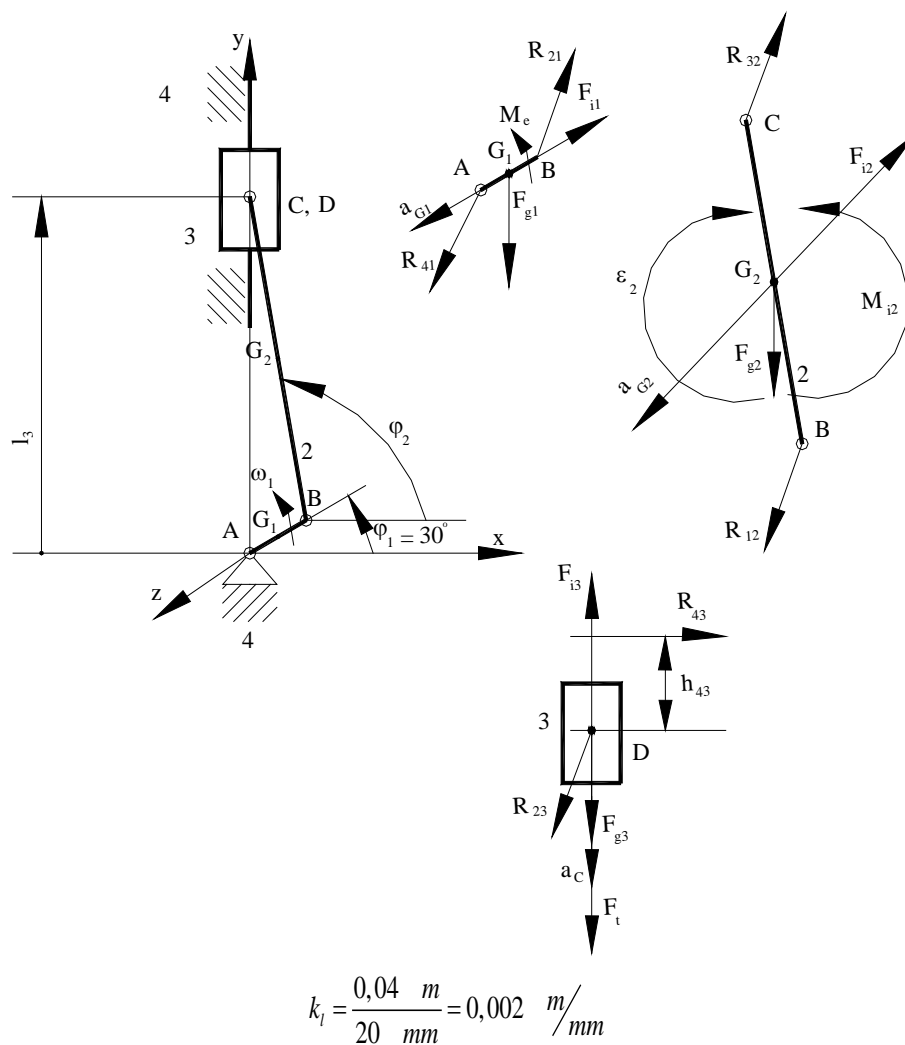


Fig. 2.50. Forțe care acționează în mecanismul unui compresor.

Alegerea scării de reprezentare se face în funcție de spațiul disponibil pentru desen.

Se observă din relațiile (2.78)÷(2.83) că valorile forțelor de greutate F_{g1} , F_{g2} și F_{g3} sunt mult mai mici decât valorile forțelor de inerție F_{i1} , F_{i2} și F_{i3} și valoarea forței tehnologice F_t . Ca urmare, forțele de greutate vor fi neglijate, întrucât la scara de reprezentare grafică aleasă, vor rezulta segmente de lungime sub 1 mm.

Pentru aflarea reacțiunilor, vom începe cu grupa structurală care conține elementul condus, deoarece asupra lui acționează forța tehnologică F_t care trebuie învinsă (fig. 2.51).

Descompunem \overline{R}_{12} în componentele $\overline{R}_{12}^n \parallel BC$ și $\overline{R}_{12}^t \perp BC$ (fig. 2.51).

Stabilim un sens (+) pentru momente în sens (↺) sau antiorar.

Scriem ecuația de echilibru de momente pentru elementul 2, față de punctul C:

$$\sum M_2(C) = 0 \Rightarrow -R_{12}^t \cdot l_2 + M_{i2} + F_{i2} \cdot b_{i2} = 0 \quad , \quad (2.84)$$

în care b_{i2} este brațul forței F_{i2} față de punctul C, braț care se măsoară pe desen la scară (fig. 2.51):

$$b_{i2desen} = 40,41 \text{ mm} \Rightarrow b_{i2} = k_l \cdot b_{i2desen} = 0,08 \text{ m} \quad , \quad (2.85)$$

Din relația (2.84) rezultă:

$$R_{12}^t = \frac{M_{i2} + F_{i2} \cdot b_{i2}}{l_2} = 795,6 \text{ N} \quad . \quad (2.86)$$

Scriem ecuația de echilibru de momente pentru elementul 3, față de punctul C:

$$\sum M_3(C) = 0 \Rightarrow -R_{43} \cdot h_{43} = 0 \Rightarrow h_{43} = 0 \text{ m} \quad . \quad (2.87)$$

Scriem ecuația de echilibru de forțe pentru grupa formată din elementele 2 și 3:

$$\sum \overline{F}_{2,3} = 0 \Rightarrow \overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^t + \overline{F}_{i2} + \overline{F}_{i3} + \overline{F}_t + \overline{R}_{43} = 0 \quad . \quad (2.88)$$

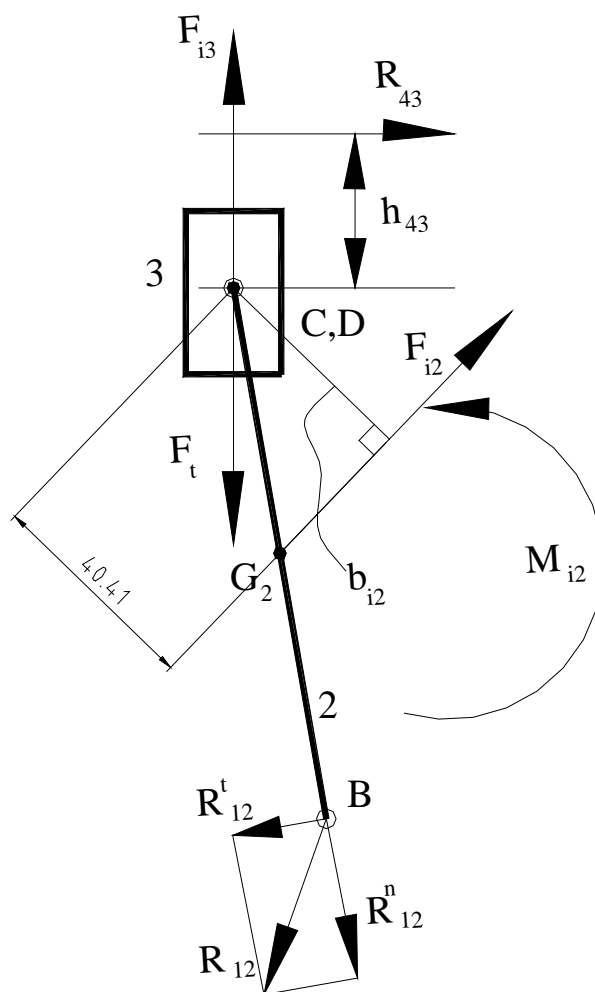
În relația (2.88) toți vectorii sunt cunoscuți complet, cu excepția vectorilor $\overline{R}_{12}^n \parallel BC$ și $\overline{R}_{43} \perp AC$ care sunt cunoscuți doar ca direcție. Se trasează poligonul de forțe la scara de reprezentare a forțelor

$k_F = \frac{1855 \text{ N}}{100 \text{ mm}} = 18,55 \text{ N/mm}$, cu următoarele lungimi reprezentative (fig.

2.52):

$$R_{12desen}^t = 42,88 \text{ mm}; F_{i2desen} = 100 \text{ mm};$$

$$F_{i3desen} = \frac{F_{i3}}{k_F} = 17 \text{ mm} \text{ și } F_{idesen} = \frac{F_t}{k_F} = 53,9 \text{ mm}.$$



$$k_t = \frac{0,04 \text{ m}}{20 \text{ mm}} = 0,002 \text{ m/mm}$$

Fig. 2.51. Forțe care acționează asupra grupeii de clasă 2, ordin 2, aspect 2.

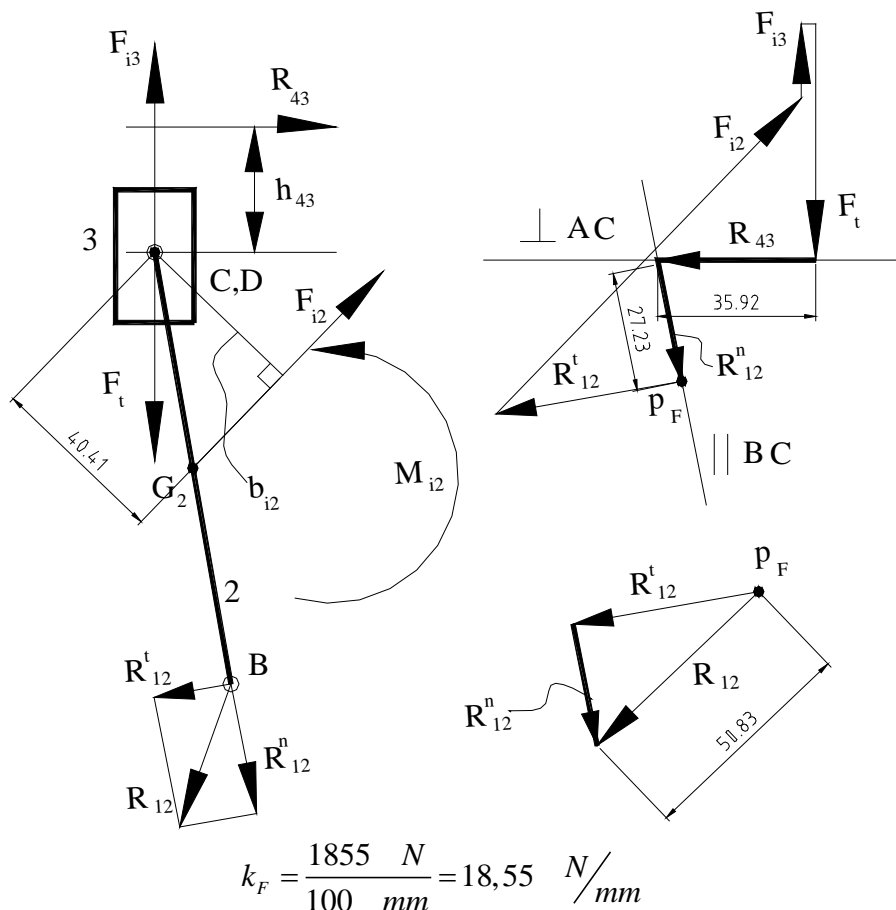


Fig. 2.52. Cinetostatica grupei de clasă 2, ordin 2, aspect 2. Poligonul de forțe.

Din poligonul de forțe rezultă:

$$R_{12desen}^n = 27,23 \text{ mm} \Rightarrow R_{12}^n = 505 \text{ N} , \tag{2.89}$$

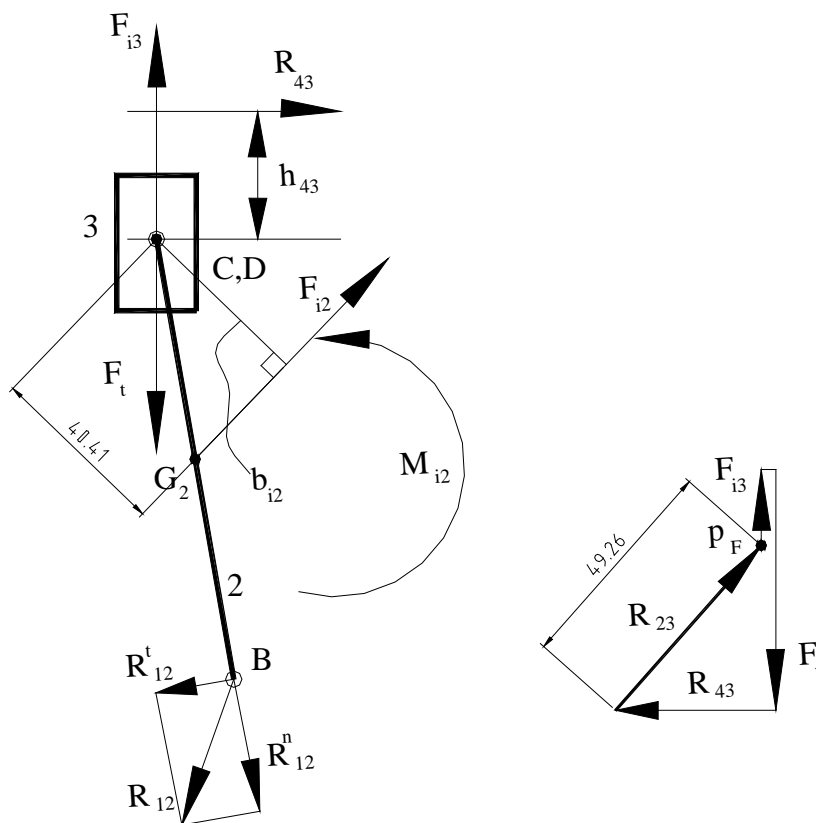
$$R_{43desen} = 35,92 \text{ mm} \Rightarrow R_{43} = 666 \text{ N} , \tag{2.90}$$

$$R_{12desen} = 50,83 \text{ mm} \Rightarrow R_{12} = 943 \text{ N} . \tag{2.91}$$

În continuare scriem o ecuație de echilibru de forțe pentru elementul 3 (fig. 2.53):

$$\sum \overline{F}_3 = 0 \Rightarrow \overline{F}_{i3} + \overline{F}_t + \overline{R}_{43} + \overline{R}_{23} = 0 . \tag{2.92}$$

În relația (2.92) toți vectorii sunt cunoscuți complet, cu excepția vectorului \overline{R}_{23} care va închide poligonul de forțe.



$$k_F = \frac{1855 \text{ N}}{100 \text{ mm}} = 18,55 \text{ N/mm}$$

Fig. 2.53. Poligonul de forțe pentru piston.

Din poligonul de forțe din fig. 2.53 rezultă:

$$R_{23_{desen}} = 49,26 \text{ mm} \Rightarrow R_{23} = 913 \text{ N} . \quad (2.93)$$

În continuare scriem ecuația de echilibru de forțe pentru elementul 1 (fig. 2.54):

$$\sum \overline{F}_1 = 0 \Rightarrow \overline{R}_{21} + \overline{F}_{i1} + \overline{R}_{41} = 0 . \quad (2.94)$$

În relația (2.94) toți vectorii sunt cunoscuți complet, cu excepția vectorului \overline{R}_{41} care va închide poligonul de forțe.

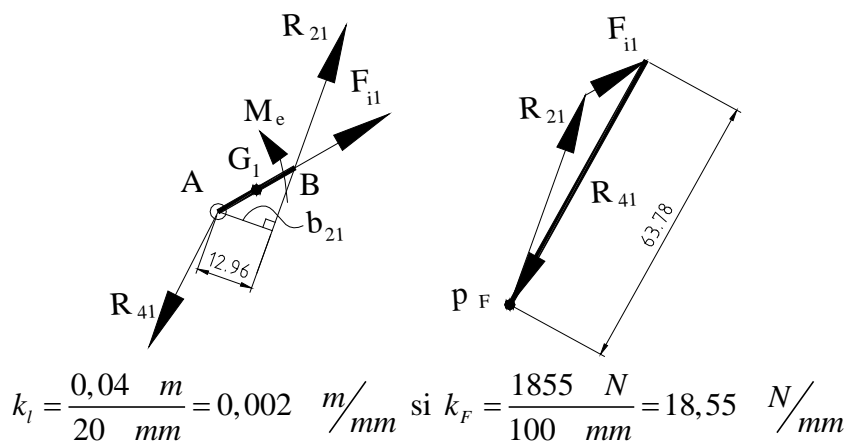


Fig. 2.54. Poligonul de forțe pentru manivelă.

Din poligonul de forțe din fig. 2.54 rezultă:

$$R_{41\text{desen}} = 63,78 \text{ mm} \Rightarrow R_{41} = 1183 \text{ N} . \quad (2.95)$$

Scriem ecuația de echilibru de momente pentru elementul 1, față de punctul A:

$$\sum M_1(A) = 0 \Rightarrow M_e + R_{21} \cdot b_{21} = 0 , \quad (2.96)$$

în care b_{21} este brațul forței R_{21} față de punctul A, braț care se măsoară pe desenul la scară (fig. 2.53):

$$b_{21\text{desen}} = 12,96 \text{ mm} \Rightarrow b_{21} = k_l \cdot b_{21\text{desen}} = 0,026 \text{ m} . \quad (2.97)$$

Din relația (2.96) rezultă:

$$M_e = -24,5 \text{ N} \cdot \text{m} . \quad (2.98)$$

Prezentăm în tabelul 2.6 rezultatele obținute în urma analizei cinetostatice prin metoda grafo-analitică.

Tabelul 2.6

Parametrul	Valoarea
φ_1	30°
$\overline{R_{41}}$	1183 N
$\overline{R_{12}} = -\overline{R_{21}}$	943 N
$\overline{R_{23}} = -\overline{R_{32}}$	913 N
$\overline{R_{43}}$	666 N
h_{43}	0 m
M_e	-24,5 Nm

2.4.2. Analiza cinetostatică prin metoda analitică a mecanismului manivelă-piston

Vom rezolva aceeași problemă ca la paragraful 2.4.1, însă prin metoda analitică.

Determinarea reacțiunilor din cuplele cinematice se va face în ipoteza neglijării forțelor de frecare.

Pentru acest mecanism se cunosc următoarele:

- structura mecanismului (fig. 2.29, 2.50);
- legea de mișcare a tuturor elementelor cinematice (poziții, viteze, accelerații); acești parametri cinematici au fost determinați prin analiza cinematică efectuată în paragraful 2.3.2; de amintit următoarele accelerații (tabelul 2.5) pentru $\varphi_1 = 30^\circ$:

$$a_{G1} = 1973.92088 \text{ m/s}^2, \quad a_{G2} = 2465.4769 \text{ m/s}^2, \quad a_C = -1579.28 \text{ m/s}^2, \\ \varepsilon_1 = 0 \text{ rad/s}^2, \quad \varepsilon_2 = -17178.0556 \text{ rad/s}^2, \quad \varepsilon_3 = 0 \text{ rad/s}^2.$$

- lungimile elementelor mecanismului:

$$AB = l_1 = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m};$$

$$BC = l_2 = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m};$$

- masele și distribuția de masă pentru toate elementele cinematice (poziția centrelor de masă și momentele de inerție):

$$AG_1 = \frac{l_1}{2} = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}; \quad m_1 = 0,15 \text{ kg}; \quad J_1 = 5 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$BG_2 = \frac{l_2}{2} = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}; \quad m_2 = 0,75 \text{ kg}; \quad J_2 = 625 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$G_3 \equiv C; \quad m_3 = 0,2 \text{ kg}; \quad J_3 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

- forța tehnologică care acționează asupra elementului condus (pistonul): $F_t = 1000 \text{ N}$.

Se cere să se determine (fig. 2.50):

- în cupla A: \overline{R}_{41} definită prin componentele sale după axele x și y ($\overline{R}_{41x}, \overline{R}_{41y}$);
- în cupla B: $\overline{R}_{12} = -\overline{R}_{21}$ definită prin componentele sale după axele x și y ($\overline{R}_{12x}, \overline{R}_{12y}$);

- în cupla C: $\overline{R_{23}} = -\overline{R_{32}}$ definită prin componentele sale după axele x și y ($\overline{R_{23x}}, \overline{R_{23y}}$);
- în cupla D: $\overline{R_{43}} \perp AC$ și h_{43} -distanța de la centrul cuplei de translație D la punctul de aplicație al reacțiunii R_{43} ; $\overline{R_{43}}$ este definită prin componentele sale după axele x și y ($\overline{R_{43x}}, \overline{R_{43y}} = 0$);
- momentul de echilibrare M_e ce acționează asupra elementului conducător 1.

Rezolvare:

Cu ajutorul maselor, a momentelor de inerție și a accelerațiilor, calculăm forțele de greutate, forțele de inerție și momentele forțelor de inerție și scriem ecuațiile de echilibru de forțe și momente pentru fiecare element cinematic:

- pentru elementul 3 (fig. 2.49):

$$\overline{M}_{i3} = -J_3 \cdot \overline{\varepsilon}_3 ; \overline{M}_{i3} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} , \quad (2.99)$$

$$\overline{F}_{i3} = -m_3 \cdot \overline{a}_C = -m_3 \cdot a_C \cdot \overline{j} ; \quad (2.100)$$

$$\overline{F}_{g3} = m_3 \cdot \overline{g} = -m_3 \cdot g \cdot \overline{j} ; \quad (2.101)$$

$$\overline{F}_t = -F_t \cdot \overline{j} ; \quad (2.102)$$

$$\sum \overline{F}_3 = 0 \Rightarrow \overline{F}_{i3} + \overline{F}_{g3} + \overline{F}_t + \overline{R}_{23} + \overline{R}_{43} = 0 , \quad (2.103)$$

adică

$$\overline{R}_{23x} + \overline{R}_{43x} = 0 \quad (2.104)$$

și

$$-m_3 \cdot a_C - m_3 \cdot g - F_t + R_{23y} = 0 , \quad (2.105)$$

$$\sum M_3(C) = 0 \Rightarrow -R_{43x} \cdot h_{43} = 0 \Rightarrow h_{43} = 0 . \quad (2.106)$$

- pentru elementul 2:

$$\overline{M}_{i2} = -J_2 \cdot \overline{\varepsilon}_2 = -J_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \overline{k} ; \quad (2.107)$$

$$\overline{F}_{i2} = -m_2 \cdot \overline{a}_{G2} = (-m_2 \cdot a_{G2x}) \cdot \overline{i} + (-m_2 \cdot a_{G2y}) \cdot \overline{j} ; \quad (2.108)$$

unde a_{G2x} și a_{G2y} sunt date de relațiile (2.76)

$$\overline{F}_{g2} = m_2 \cdot \overline{g} = -m_2 \cdot g \cdot \overline{j} \quad \overline{F}_{g2} = m_2 \cdot \overline{g} = -m_2 \cdot g \cdot \overline{j} , \quad (2.109)$$

$$\sum \overline{F}_2 = 0 \Rightarrow \overline{F}_{i2} + \overline{F}_{g2} + \overline{R}_{12} - \overline{R}_{23} = 0, \quad (2.110)$$

adică

$$-m_2 \cdot a_{G2x} + R_{12x} - R_{23x} = 0 \quad (2.111)$$

și

$$-m_2 \cdot a_{G2y} - m_2 \cdot g + R_{12y} - R_{23y} = 0, \quad (2.112)$$

$$\sum M_2(B) = 0 \Rightarrow \overline{BC} \times (-\overline{R}_{23}) + \overline{M}_{i2} + \overline{BG}_2 \times \overline{F}_{g2} + \overline{BG}_2 \times \overline{F}_{i2} = 0 \quad (2.113)$$

unde

$$\overline{BC} \times (-\overline{R}_{23}) = (-R_{23y} \cdot l_2 \cdot \cos(\varphi_2) + R_{23x} \cdot l_2 \cdot \sin(\varphi_2)) \cdot \overline{k}, \quad (2.114)$$

$$\overline{BG}_2 \times \overline{F}_{g2} = \left(-m_2 \cdot g \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) \right) \cdot \overline{k}, \quad (2.115)$$

$$\overline{BG}_2 \times \overline{F}_{i2} = \left(-m_2 \cdot a_{G2y} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) + m_2 \cdot a_{G2x} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \sin(\varphi_2) \right) \cdot \overline{k}. \quad (2.116)$$

Relația (2.113) devine:

$$\begin{aligned} & -R_{23y} \cdot l_2 \cdot \cos(\varphi_2) + R_{23x} \cdot l_2 \cdot \sin(\varphi_2) - J_2 \cdot \varepsilon_2 - \\ & -m_2 \cdot g \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) - m_2 \cdot a_{G2y} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) + m_2 \cdot a_{G2x} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \sin(\varphi_2) = 0, \end{aligned} \quad (2.117)$$

- pentru elementul 1:

$$\overline{M}_{i1} = -J_1 \cdot \varepsilon_1 = 0; \quad (2.118)$$

$$\overline{F}_{i1} = -m_1 \cdot \overline{a}_{G1} = (-m_1 \cdot a_{G1x}) \cdot \overline{i} + (-m_1 \cdot a_{G1y}) \cdot \overline{j}; \quad (2.119)$$

unde a_{G2x} și a_{G2y} sunt date de relațiile (2.74)

$$\overline{F}_{g1} = m_1 \cdot \overline{g} = -m_1 \cdot g \cdot \overline{j}; \quad (2.120)$$

$$\sum \overline{F}_1 = 0 \Rightarrow \overline{F}_{i1} + \overline{F}_{g1} + \overline{R}_{41} - \overline{R}_{12} = 0 \quad (2.121)$$

adică

$$-m_1 \cdot a_{G1x} + R_{41x} - R_{12x} = 0, \quad (2.122)$$

și

$$-m_1 \cdot a_{G1y} - m_1 \cdot g + R_{41y} - R_{12y} = 0, \quad (2.123)$$

$$\sum M_1(A) = 0 \Rightarrow \overline{AB} \times (-\overline{R}_{12}) + \overline{M}_{i1} + \overline{AG}_1 \times \overline{F}_{i1} + \overline{AG}_1 \times \overline{F}_{g1} + \overline{M}_e = 0 \quad (2.124)$$

unde

$$\overline{AB} \times (-\overline{R}_{12}) = (-R_{12y} \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi_1) + R_{12x} \cdot l_1 \cdot \sin(\varphi_1)) \cdot \bar{k} , \quad (2.125)$$

$$\overline{AG}_1 \times \overline{F}_{i1} = \left(-m_1 \cdot a_{G1y} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1) + m_1 \cdot a_{G1x} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin(\varphi_1) \right) \cdot \bar{k} , \quad (2.126)$$

$$\overline{AG}_1 \times \overline{F}_{g1} = \left(-m_1 \cdot g \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1) \right) \cdot \bar{k} , \quad (2.127)$$

$$\overline{M}_e = M_e \cdot \bar{k} ; \quad (2.128)$$

Relația (2.124) devine:

$$\begin{aligned} & -R_{12y} \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi_1) + R_{12x} \cdot l_1 \cdot \sin(\varphi_1) - \\ & -m_1 \cdot g \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1) - m_1 \cdot a_{G1y} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1) + m_1 \cdot a_{G1x} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin(\varphi_1) + M_e = 0 \end{aligned} \quad (2.129)$$

Din relațiile (2.104), (2.105), (2.111), (2.112), (2.117), (2.122), (2.123) și (2.129) rezultă sistemul de ecuații:

$$\left\{ \begin{aligned} & R_{23x} + R_{43x} = 0, \\ & -m_3 \cdot a_C - m_3 \cdot g - F_t + R_{23y} = 0, \\ & -m_2 \cdot a_{G2x} + R_{12x} - R_{23x} = 0, \\ & -m_2 \cdot a_{G2y} - m_2 \cdot g + R_{12y} - R_{23y} = 0, \\ & -R_{23y} \cdot l_2 \cdot \cos(\varphi_2) + R_{23x} \cdot l_2 \cdot \sin(\varphi_2) - J_2 \cdot \varepsilon_2 - \\ & -m_2 \cdot g \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) - m_2 \cdot a_{G2y} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) + m_2 \cdot a_{G2x} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \sin(\varphi_2) = 0, \quad (2.130) \\ & -m_1 \cdot a_{G1x} + R_{41x} - R_{12x} = 0, \\ & -m_1 \cdot a_{G1y} - m_1 \cdot g + R_{41y} - R_{12y} = 0, \\ & -R_{12y} \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi_1) + R_{12x} \cdot l_1 \cdot \sin(\varphi_1) - \\ & -m_1 \cdot g \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1) - m_1 \cdot a_{G1y} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1) + m_1 \cdot a_{G1x} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin(\varphi_1) + M_e = 0. \end{aligned} \right.$$

care, rezolvat, ne dă expresiile reacțiilor:

$$R_{23y} = m_3 \cdot a_C + m_3 \cdot g + F_t , \quad (2.131)$$

$$R_{12y} = R_{23y} + m_2 \cdot a_{G2y} + m_2 \cdot g , \quad (2.132)$$

$$R_{23x} = \frac{R_{23y} \cdot l_2 \cdot \cos(\varphi_2) + J_2 \cdot \varepsilon_2 + m_2 \cdot g \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) + m_2 \cdot a_{G2y} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\varphi_2) - m_2 \cdot a_{G2x} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot \sin(\varphi_2)}{l_2 \cdot \sin(\varphi_2)} , \quad (2.133)$$

$$R_{12x} = R_{23x} + m_2 \cdot a_{G2x} , \quad (2.134)$$

$$R_{43x} = -R_{23x} , \quad (2.135)$$

$$R_{41x} = R_{12x} + m_1 \cdot a_{G1x} , \quad (2.136)$$

$$R_{41y} = R_{12y} + m_1 \cdot a_{G1y} + m_1 \cdot g , \quad (2.137)$$

$$M_e = R_{12y} \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi_1) - R_{12x} \cdot l_1 \cdot \sin(\varphi_1) + \\ + m_1 \cdot a_{G1y} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1) - m_1 \cdot a_{G1x} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \sin(\varphi_1) - m_1 \cdot g \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos(\varphi_1), \quad (2.138)$$

$$R_{12} = \sqrt{R_{12x}^2 + R_{12y}^2} , \quad (2.139)$$

$$R_{23} = \sqrt{R_{23x}^2 + R_{23y}^2} , \quad (2.140)$$

$$R_{43} = \sqrt{R_{43x}^2 + R_{43y}^2} , \quad (2.141)$$

$$R_{41} = \sqrt{R_{41x}^2 + R_{41y}^2} . \quad (2.142)$$

Prezentăm în tabelul 2.7 rezultatele obținute în urma analizei cinetostatice prin metoda analitică, comparativ cu rezultatele obținute prin metoda grafo-analitică (tabelul 2.6).

Tabelul 2.7

Parametrul	Valoarea	
	Metoda grafo-analitică	Metoda analitică
φ_1	30°	30°
$\overline{R_{41}}$	1183 N	1237,442 N
$\overline{R_{12}} = -\overline{R_{21}}$	943 N	947,565 N
$\overline{R_{23}} = -\overline{R_{32}}$	913 N	899,962 N
$\overline{R_{43}}$	666 N	582,4 N
h_{43}	0 m	0 m
M_e	-24,5 Nm	-22,16 Nm

Trebuie menționat că diferențele între valorile obținute prin cele două metode provin de la faptul ca în cazul metodei grafo-analitice, unele forțe au fost neglijate (vezi paragraful 2.4.1).

2.5. Echilibrarea mecanismelor

Echilibrarea este operația prin care componentele torsorului rezultat al forțelor de inerție sunt micșorate sau chiar anulate, prin repartizarea mai judicioasă a maselor.

Operația prin care este anulată numai forța de inerție rezultantă se numește echilibrare statică.

Operația prin care sunt anulate atât forța de inerție rezultantă cât și momentul rezultat al forțelor de inerție se numește echilibrare dinamică.

Vom arăta cum se echilibrează mecanismul manivelă-piston. Pentru aceasta vom folosi ca exemplu mecanismul manivelă piston din fig. 2.29.

Vom proceda la o echilibrare parțială în scopul anulării componenteii forței de inerție care acționează perpendicular pe ghidajul cuplei de translație. În acest caz, centrul de masă al mecanismului se va deplasa rectiliniu și paralel cu ghidajul [2.5], [2.7].

Acest lucru se întâmplă dacă (fig. 2.55):

$$m'_1 \cdot AG'_1 = -m_2 \cdot (l_2 - BG_2) \cdot \frac{l_1}{l_2} \quad (2.143)$$

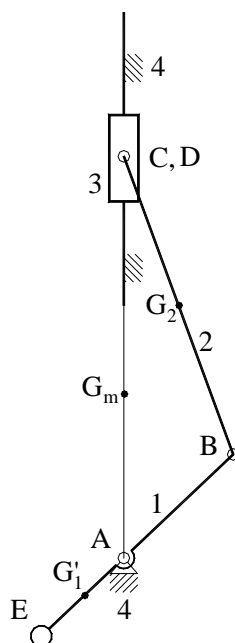


Fig. 2.55. Echilibrarea mecanismului manivelă-piston.

Dacă G_2 este între B și C ($0 < BG_2 < l_2$), rezultă că $AG'_1 < 0$, adică A trebuie să se afle între G'_1 și B. Aceasta înseamnă că trebuie amplasată o contragreutate în afara segmentului AB (în punctul E, fig. 2.55) pentru deplasarea centrului de greutate G'_1 astfel încât A să se afle între G'_1 și B.

Exemplu numeric

Dacă: $l_1 = 0,04$ m ; $l_2 = 0,2$ m ; $m_2 = 0,75$ kg ; $BG_2 = l_2/2 = 0,1$ m și dacă se dorește ca $AG'_1 = -0,02$ m , atunci, din relația (2.143) rezultă:

$$m'_1 = -\frac{m_2}{AG'_1} \cdot (l_2 - BG_2) \cdot \frac{l_1}{l_2} = 0,75 \text{ kg} . \quad (2.144)$$

Dacă ținem cont că înainte de echilibrare masa manivelei era $m_1 = 0,15$ kg cu centrul de greutate în G_1 ($AG_1 = l_1/2 = 0,02$ m), pentru deplasarea centrului de greutate în G'_1 ($AG'_1 = -0,02$ m), trebuie amplasată în punctul E o contragreutate cu masa (fig. 2.56):

$$m_E = m'_1 - m_1 = 0,6 \text{ kg} . \quad (2.145)$$

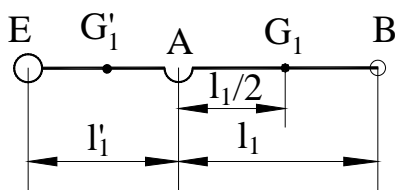


Fig. 2.56. Amplasarea contragreutății.

Distanța $EA = l'_1$ de amplasare a contragreutății se determină astfel:

$$m_E \cdot EG'_1 = m_1 \cdot G'_1 G_1 , \quad (2.146)$$

în care:

$$EG'_1 = l'_1 - |AG'_1| , \quad (2.147)$$

$$G'_1 G_1 = 0,04 \text{ m} . \quad (2.148)$$

Rezultă:

$$l'_1 = 0,03 \text{ m} . \quad (2.149)$$

2.6. Modelare dinamică

Să determinăm parametrii care caracterizează modelul dinamic pentru mecanismul manivelă-piston din fig. 2.29.

Vom adopta un model dinamic element de reducere, cu mișcare de rotație, luând ca element de reducere manivela 1 (fig. 2.57).

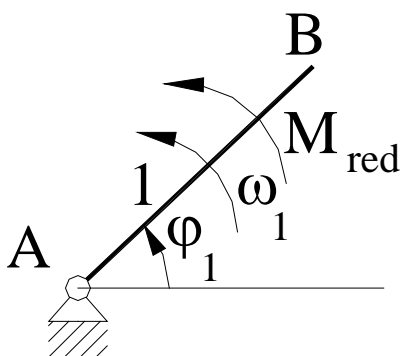


Fig. 2.57. Model dinamic element de reducere.

Modelul dinamic element de reducere este caracterizat de momentul de inerție redus J_{red} și de momentul redus M_{red} care va acționa asupra elementului de reducere [2.6].

Momentul de inerție redus J_{red} se determină cu relația:

$$J_{red} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \cdot \left(\frac{v_{Gi}}{\omega_1} \right)^2 + J_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right]. \quad (2.150)$$

Momentul redus M_{red} se determină cu relația:

$$M_{red} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\overline{F_i} \cdot \overline{v_i}}{\omega_1} + \frac{\overline{M_i} \cdot \overline{\omega_i}}{\omega_1} \right]. \quad (2.151)$$

În relațiile (2.150) și (2.151) notațiile reprezintă:

m_i - masa elementului i ;

v_{Gi} - viteza centrului de greutate al elementului i ;

J_i - momentul de inerție al elementului i ;

ω_i - viteza unghiulară a elementului i ;

ω_1 - viteza unghiulară a elementului de reducere (manivela 1);

$\overline{F_i}$ - forța care acționează asupra elementului i ;

\overline{v}_i - viteza punctului de aplicație a forței \overline{F}_i ;

\overline{M}_i - momentul care acționează asupra elementului i.

Particularizând relațiile (2.150) și (2.151) pentru mecanismul manivelă-piston luat ca exemplu (fig. 2.29), rezultă:

$$J_{red} = m_1 \cdot \left(\frac{v_{G1}}{\omega_1} \right)^2 + J_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{v_{G2}}{\omega_1} \right)^2 + J_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{v_{G3}}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2, \quad (2.152)$$

$$M_{red} = \frac{\overline{F}_{g1} \cdot \overline{v}_{G1}}{\omega_1} + \frac{\overline{M}_m \cdot \overline{\omega}_1}{\omega_1} + \frac{\overline{F}_{g2} \cdot \overline{v}_{G2}}{\omega_1} + \frac{\overline{F}_{g3} \cdot \overline{v}_{G3}}{\omega_1} + \frac{\overline{F}_i \cdot \overline{v}_{G3}}{\omega_1}. \quad (2.153)$$

În relațiile (2.152) și (2.153) notațiile reprezintă:

m_1, m_2, m_3 - masele elementelor 1, 2, 3 (vezi paragraful 2.4);

$v_{G1}, v_{G2}, v_{G3} = v_C$ - vitezele centrelor de greutate ale elementelor 1, 2, 3 (acestea se determină conform celor prezentate în paragraful 2.3.2);

$\omega_1, \omega_2, \omega_3=0$ - vitezele unghiulare ale elementelor 1, 2, 3 (vezi paragraful 2.3.2);

J_1, J_2, J_3 - momentele de inerție ale elementelor 1, 2, 3 (vezi paragraful 2.4);

$\overline{F}_{g1}, \overline{F}_{g2}, \overline{F}_{g3}$ - forțele de greutate ale elementelor 1, 2, 3 (vezi paragraful 2.4);

\overline{F}_i - forța tehnologică ce acționează asupra pistonului 3 (vezi paragraful 2.4);

M_m - momentul motor generat de motorul care acționează asupra manivelei 1.

Dacă pentru acționarea manivelei se folosește un motor electric asincron trifazat de curent alternativ, momentul motor M_m se poate scrie:

$$M_m(\omega_1) = i_t \cdot \frac{M_n \cdot (\omega_1 \cdot i_t - \omega_s)}{\omega_n - \omega_s}, \quad (2.154)$$

unde:

i_t - raportul de transmitere al transmisiei dintre arborele motorului și arborele manivelei;

M_n - momentul nominal al motorului;

ω_n - viteza unghiulară nominală a motorului;

ω_s - viteza unghiulară de sincronism a motorului;

$$M_n = \frac{30 \cdot P_n}{\pi \cdot n_n}, \quad (2.155)$$

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30}, \quad (2.156)$$

$$\omega_s = \frac{\pi \cdot n_s}{30} . \quad (2.157)$$

În relațiile (2.155), (2.156) și (2.157) notațiile reprezintă:

P_n - puterea nominală a motorului exprimată în W;

n_n - turația nominală a motorului exprimată în rot/min;

n_s - turația de sincronism a motorului exprimată în rot/min;

P_n , n_n și n_s se citesc de pe placuta de identificare a motorului.

2.7. Bibliografie

- [2.1]. Merticaru V., Duca C., Atanasiu V., Popovici A., Receanu D., *Mecanisme. Indrumar*, I.P. Iasi, 1980
- [2.2]. Merticaru V., Duca C., Atanasiu V., Popovici A., Tivlea P., Receanu D., Oprisan C., Leohchi D., Popovici E., *Mecanisme. Indrumar pentru proiectare*, I.P. Iasi, 1989
- [2.3]. Merticaru V., Duca C., Atanasiu V., Popovici A., Oancea I., Receanu D., Tivlea P., Oprisan C., *Mecanisme. Indrumar pentru laborator*, I.P. Iasi, 1984
- [2.4]. Duca C., Atanasiu V., Doroftei I., Leohchi D., Oprisan C., Popovici A., Ciausiu V., Budescu E., Buium Fl., Merticaru E., *Mecanisme. Indrumar de laborator*, Universitatea Tehnica "Gh. Asachi" Iasi, 2004
- [2.5]. Gafitanu M., Duca C., Merticaru V., Hostiuc L., *Mecanisme*, I.P. Iasi, 1977
- [2.6]. Merticaru V., *Probleme dinamice ale funcționării mecanismelor*, Ed. Junimea, Iasi, 1991
- [2.7]. Duca C., Buium Fl., Paraoaru G., *Mecanisme*, Ed. "Gh. Asachi" Iasi, 2003
- [2.8]. Merticaru V., Merticaru E., *Mecanisme*, Ed. VIE, Iasi, 2002
- [2.9]. Merticaru E., Merticaru V., *Mecanisme. Probleme*, Ed. VIE, Iasi, 2001
- [2.10]. Merticaru E., Merticaru V. jr., *Fenomene dinamice în funcționarea mecanismelor cu came*, Ed. Performantica, Iasi, 2004
- [2.11]. Oprișan C., Popovici A., *Mecanisme*, Editura Tehnica-Info, Chișinău, 2001.
- [2.12]. Antonescu P., *Mecanisme*, Editura Printech, Bucuresti, 2003.

Capitolul 3

MECANISME CU CAME

3.1. Elemente generale

Mecanismele elementare cu came (mecanisme camă - tchet) sunt mecanisme cu trei elemente cinematice, cuprinzând suportul, elementul conducător profilat numit camă și elementul condus numit tchet, care primește mișcarea de la camă prin intermediul unei cuple superioare.

Mecanismele cu came au o utilizare largă în construcția de mașini, în general ca mecanisme generatoare de funcții (mai rar ca mecanisme generatoare de traiectorii), cama fiind purtătoare de program, prin profilul său. Printre avantajele folosirii acestui gen de mecanisme enumerăm simplitatea constructivă, compactitate, posibilitatea generării unei mari varietăți de legi de mișcare la elementul condus.

În general cama are o mișcare de rotație continuă uniformă iar tchetul efectuează o mișcare neuniformă de translație rectilinie sau oscilantă, reversibilă.

Proiectarea mecanismelor cu camă presupune parcurgerea următoarelor etape:

- a) Alegerea tipului de mecanism;
- b) Stabilirea legii de mișcare a tchetului;
- c) Determinarea parametrilor geometrici de bază ai mecanismului;
- d) Proiectarea profilului camei;
- e) Determinarea dimensiunilor camei și tchetului.

3.2. Alegerea tipului de mecanism

Datorită faptului că mecanismele cu came se utilizează în tehnică într-o largă varietate constructiv-funcțională, este necesară adoptarea unei anume terminologii distinctive.

Camele se clasifică în funcție de forma lor în următoarele categorii:

- a) - came plane, numite și came disc sau came radiale,

- b) - came de translație,
- c) - came tambur (cilindrice sau globoidale),
- d) - came frontale.

Tacheții se clasifică în funcție de formă în:

- a) - tacheți cu vârf,
- b) - tacheți cu rolă,
- c) - tacheți cu talpă plană sau tacheți plani,
- d) - tacheți cu talpă curbă.

Principalele tipuri de mecanisme cu came sunt prezentate în Fig. 3.1. Denumirea exactă a unui mecanism cu camă, precizează tipul și mișcarea camei și a tachelului, prezența rolei și eventual modul de închidere (asigurare) a contactului camă-tachet. Astfel, în Fig. 3.1 (a-f), avem mecanisme camă disc de rotație și: a) tachet de translație cu rolă, b) tachet de translație cu talpă plană, c) tachet de translație cu talpă curbă, d) tachet oscilant cu rolă, e) tachet oscilant cu talpă plană, f) tachet oscilant cu talpă curbă. În Fig. 3.1 g) și i) avem came cilindrice de rotație, în Fig. 3.1 h) camă hiperboloidală de rotație iar în Fig. 3.1 j) camă frontală de rotație. În Fig. 3.1 g) avem tachet de translație iar în Fig. 3.1 h, i, j) tacheți oscilanți cu rolă.

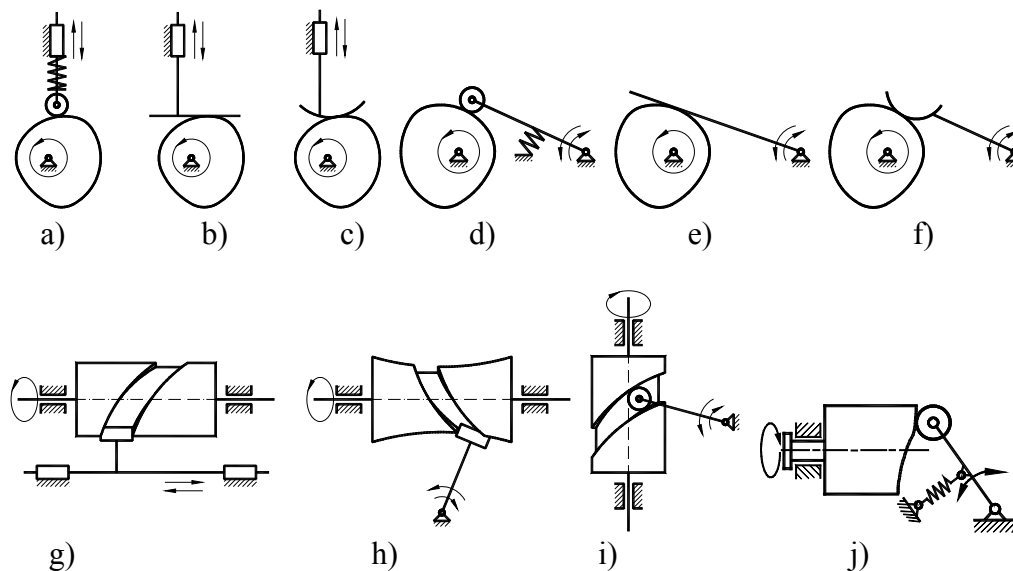


Fig. 3.1 Tipuri principale de mecanisme cu camă [3.5], [3.7].

Pentru alegerea tipului de mecanism se presupun cunoscuți parametrii mișcării elementului condus, în funcție de specificul operației tehnologice deservite: tipul mișcării, deplasarea, detaliile constructive ale mașinii unde mecanismul este situat, condiții dinamice și de precizie etc. În funcție de acestea se optează pentru tipul de camă, respectiv tchet, precum și pentru modul de închidere al mecanismului. În Fig. 3.2 a) avem închidere forțată cu arc, în Fig. 3.2 b) - închidere gravitațională iar în Fig. 3.2 c-h) - închidere geometrică.

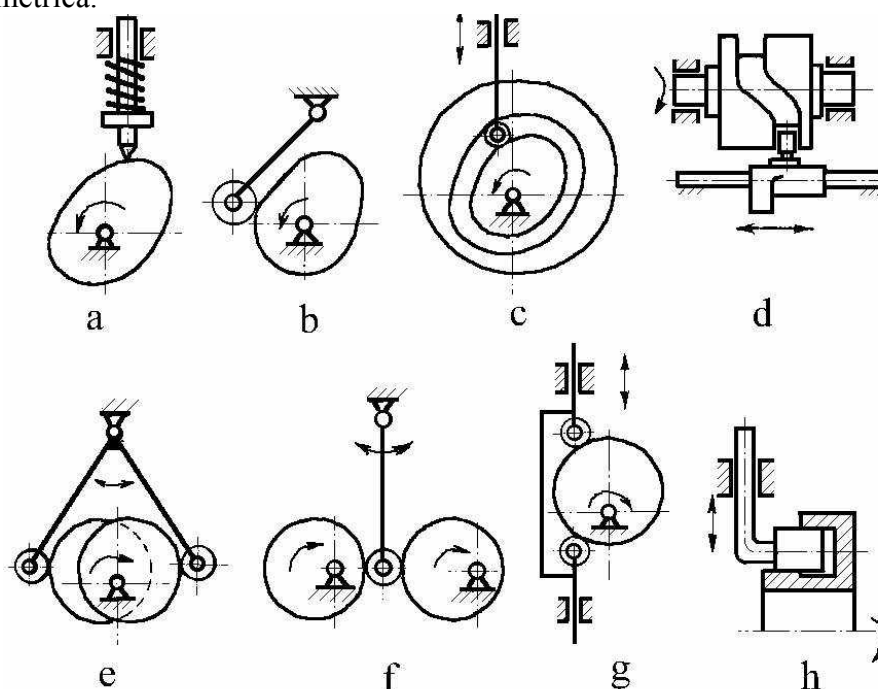


Fig. 3. 2 Posibilități de închidere a mecanismului camă-tchet [3.11].

3.3. Stabilirea legii de mișcare a tchetului

Ciclul de funcționare al unui mecanism cu camă cuprinde o succesiune de faze în care tchetul se deplasează într-un sens, în sens opus sau staționează. Cazul cel mai reprezentativ presupune existența a patru faze [3.3], [3.4], [3.5]:

- Faza de ridicare (R) în care tchetul se deplasează din poziția extremă inferioară (cea mai apropiată de centrul camei) în poziția extremă superioară (cea mai depărtată de centrul camei);

- Faza de staționare superioară (S) în care tchetul este imobil în poziția extremă superioară;
- Faza de coborâre (C) în care tchetul se deplasează din poziția extremă superioară în poziția extremă inferioară;
- Faza de staționare inferioară (S) în care tchetul este imobil în poziția extremă inferioară.

Ciclul cu patru faze (R, S, C, S) este ilustrat cu ajutorul diagramei $s(\varphi)$ sau $\psi(\varphi)$ - Fig. 3.3. Deplasarea tchetului între cele două poziții extreme este cursa (h, ψ_h), iar unghiurile de rotație ale camei, pentru fiecare fază, se numesc unghiuri de fază și sunt notate, în ordinea fazelor, $\varphi_r, \varphi_s, \varphi_c, \varphi_i$. Fazele de staționare pot lipsi, amândouă sau numai una dintre ele, obținând ciclurile funcționare de tip RC, RSC sau RCS.

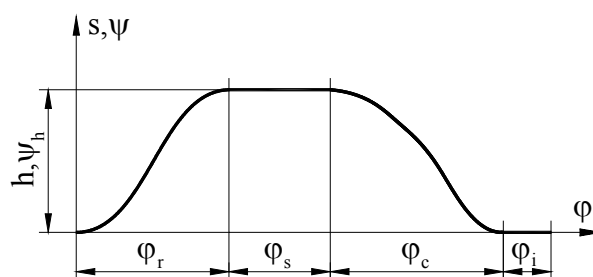


Fig. 3.3 Ciclul de funcționare al unui mecanism cu camă (ridicare, staționare superioară, coborâre, staționare inferioară) [3.4], [3.5], [3.6].

Legea de mișcare se adoptă utilizând următoarele criterii: criteriul funcțional, criteriul dinamic, criteriul tehnologic [3.4], [3.5], [3.11].

Potrivit criteriului funcțional, legea de mișcare trebuie să asigure anumite condiții cinematice impuse de operația tehnologică realizată de mașină. Acest criteriu nu presupune cel mai adesea, o lege de mișcare anume, ci doar anumite caracteristici ale acesteia, cum sunt unghiurile de fază, cursa sau tipul ciclului de funcționare.

Conform criteriului dinamic, legea de mișcare trebuie să asigure o funcționare fără șocuri și vibrații și cu solicitări ale elementelor cât mai reduse.

Comportarea dinamică este determinată de variația accelerației tchetului. Cel mai nefavorabil fenomen dinamic este șocul dur care apare atunci când există discontinuități în variația vitezei, iar accelerația tinde,

teoretic, la infinit. Când accelerația are discontinuități finite, iar pulsul tinde la infinit, se produc șocuri moi, care constituie o sursă de vibrații. Pentru a asigura continuitatea vitezei și accelerației acestea trebuie să fie nule la începutul și la sfârșitul fazelor de ridicare (R) sau coborâre (C) dacă aceste faze se învecinează cu faze de staționare (S).

Valoarea maximă a accelerației absolute (îndeosebi a celei negative) reprezintă, de asemenea, un element de apreciere a dinamicii mecanismului.

Forțele de inerție, ca și suprasolicitările cauzate de șocuri și vibrații sunt proporționale cu pătratul vitezei unghiulare a camei (viteza de funcționare). De aceea, alegerea unei legi de mișcare se face în corelație cu viteza de funcționare. Astfel legile de mișcare cu discontinuități la viteze (șocuri dure) deși nerecomandate în practică, pentru viteze de funcționare suficient de mici (sub 1 rad/s) pot fi acceptate, fără consecințe dinamice importante. În mod similar, legile de mișcare cu discontinuități la accelerații (șocuri moi) pot fi utilizate la viteze mici și medii.

Criteriul tehnologic caracterizează legile de mișcare din punct de vedere al posibilităților de prelucrare a profilului în condiții cât mai economice. Relația precizie de prelucrare - precizie cinematică este diferită pentru diverse legi de mișcare, astfel încât, unele sunt mai tehnologice, iar altele mai puțin.

În cele ce urmează se prezintă cele mai uzuale legi de mișcare, se indică proprietățile lor dinamice (accelerația maximă, existența discontinuităților la viteze și la accelerații) și tehnologice precum și recomandări de utilizare.

3.3.1. Legea de mișcare cu viteză constantă (uniformă)

$$\begin{array}{l}
 s = \frac{h}{\varphi_1} \cdot \varphi, \\
 \text{La urcare: } \frac{v}{\omega} = \frac{ds}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_1}, \\
 \frac{a}{\omega^2} = \frac{d^2s}{d\varphi^2} = 0.
 \end{array}
 \quad (3.1)
 \quad \left| \quad
 \begin{array}{l}
 s = h - \frac{h}{\varphi_3} \cdot \varphi, \\
 \text{La coborâre: } \frac{v}{\omega} = \frac{ds}{d\varphi} = -\frac{h}{\varphi_3}, \\
 \frac{a}{\omega^2} = \frac{d^2s}{d\varphi^2} = 0.
 \end{array}
 \quad (3.2)$$

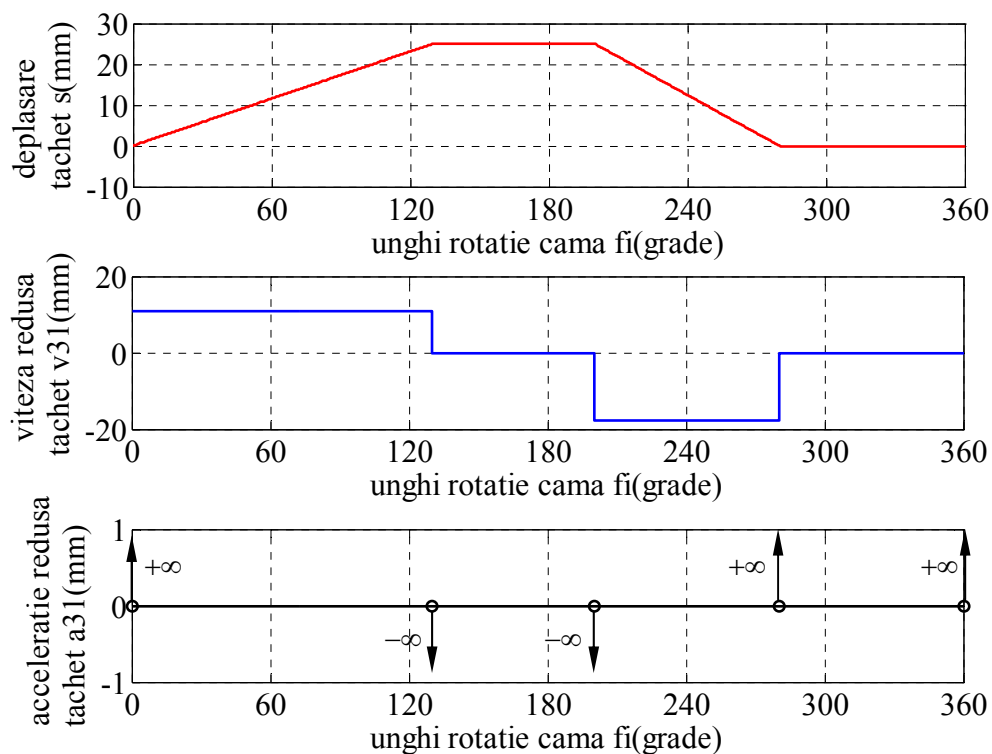


Fig. 3.4 Legea de mișcare cu viteză constantă - funcții de transmitere. v_{31} și a_{31} reprezintă derivatele deplasării tachelului (3) în raport cu unghiul de rotație al camei (1).

3.3.2. Legea de mișcare cu accelerație constantă (uniform accelerată)

La urcare:

$$\begin{array}{l}
 s = \frac{2h}{\varphi_1^2} \cdot \varphi^2, \\
 \frac{v}{\omega} = \frac{4h}{\varphi_1^2} \cdot \varphi, \\
 \frac{a}{\omega^2} = \frac{4h}{\varphi_1^2}.
 \end{array}
 \quad \left| \quad
 \begin{array}{l}
 s = -\frac{2h}{\varphi_1^2} \cdot \varphi^2 + \frac{4h}{\varphi_1^2} \cdot \varphi - h, \\
 \frac{v}{\omega} = -\frac{4h}{\varphi_1^2} \cdot \varphi + \frac{4h}{\varphi_1}, \\
 \frac{a}{\omega^2} = -\frac{4h}{\varphi_1^2}.
 \end{array}
 \quad (3.3)$$

La coborâre:

$$\begin{array}{l}
 \text{(I)} \quad s = -\frac{2h}{\varphi_3^2} \cdot \varphi^2 + h, \\
 \quad \quad \frac{v}{\omega} = -\frac{4h}{\varphi_3^2} \cdot \varphi, \\
 \quad \quad \frac{a}{\omega^2} = -\frac{4h}{\varphi_3^2}.
 \end{array}
 \quad \left| \quad
 \begin{array}{l}
 \text{(II)} \quad s = \frac{2h}{\varphi_3^2} \cdot \varphi^2 - \frac{4h}{\varphi_3^2} \cdot \varphi + 2h, \\
 \quad \quad \frac{v}{\omega} = \frac{4h}{\varphi_3^2} \cdot \varphi - \frac{4h}{\varphi_3}, \\
 \quad \quad \frac{a}{\omega^2} = \frac{4h}{\varphi_3^2}.
 \end{array}
 \quad (3.4)$$

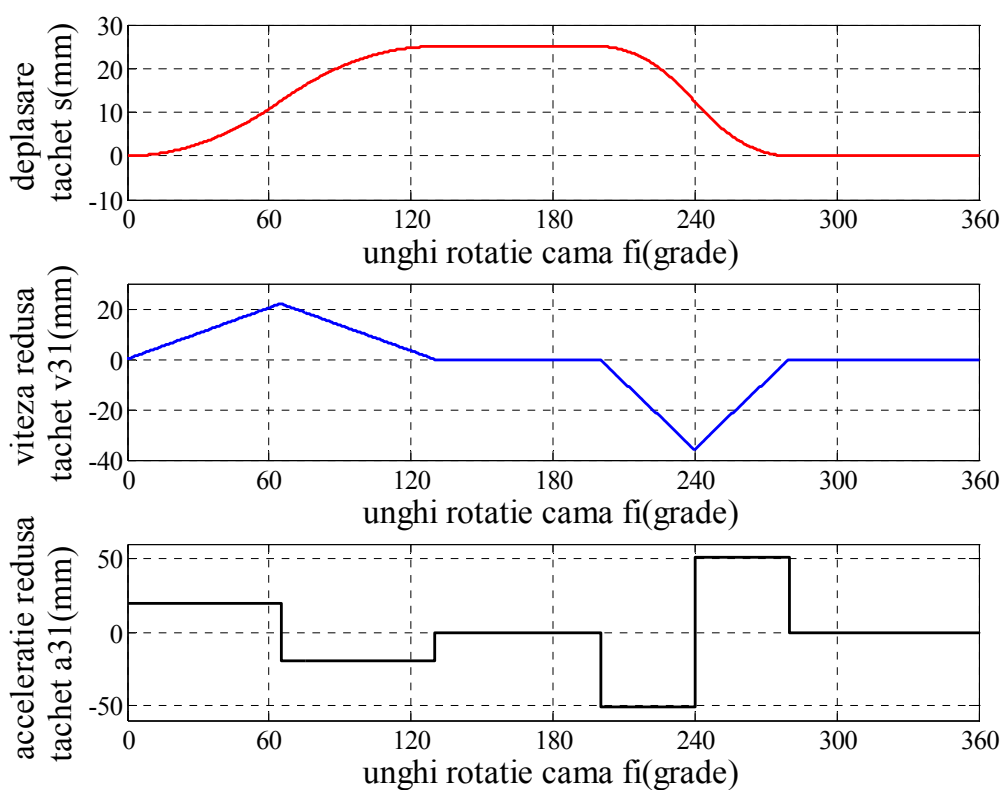


Fig. 3.5 Legea de mișcare cu accelerație constantă - funcții de transmitere.

3.3.3. Legea de mișcare cu accelerație sinusoidală (mișcare cicloidală)

$$\begin{array}{l}
 s = \frac{h}{\varphi_1} \cdot \varphi - \frac{h}{2\pi} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\varphi_1} \cdot \pi\right), \\
 \text{La urcare: } \frac{v}{\omega} = \frac{h}{\varphi_1} - \frac{h}{\varphi_1} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{\varphi_1} \cdot \pi\right), \\
 \frac{a}{\omega^2} = \frac{2\pi h}{\varphi_1^2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\varphi_1} \cdot \pi\right).
 \end{array}
 \left|
 \begin{array}{l}
 s = \frac{h}{2\pi} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\varphi_3} \cdot \pi\right) - \frac{h}{\varphi_3} \cdot \varphi + h, \\
 \text{La coborâre } \frac{v}{\omega} = \frac{h}{\varphi_3} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{\varphi_3} \cdot \pi\right) - \frac{h}{\varphi_3}, \\
 \frac{a}{\omega^2} = -\frac{2\pi h}{\varphi_3^2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\varphi_3} \cdot \pi\right).
 \end{array}
 \right.
 \quad (3.5) \qquad (3.6)$$

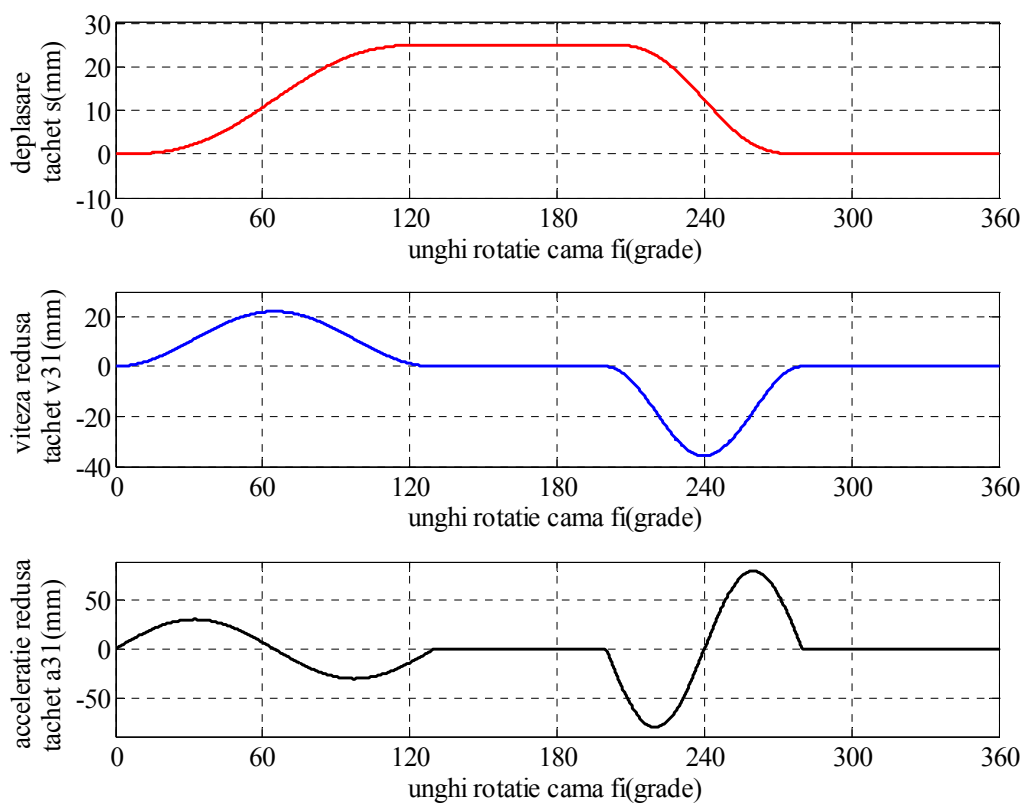


Fig. 3.6 Legea de mișcare cu accelerație sinusoidală - funcții de transmitere.

3.3.4. Legea de mișcare cu accelerație cosinusoidală (mișcare armonică simplă)

$$\begin{array}{l}
 s = \frac{h}{2} - \frac{h}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{\varphi_1} \cdot \pi\right), \\
 \text{La urcare: } \frac{v}{\omega} = \frac{h \cdot \pi}{2\varphi_1} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{\varphi_1} \cdot \pi\right), \\
 \frac{a}{\omega^2} = \frac{h \cdot \pi^2}{2\varphi_1^2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{\varphi_1} \cdot \pi\right).
 \end{array}
 \quad \left| \quad
 \begin{array}{l}
 s = \frac{h}{2} + \frac{h}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{\varphi_3} \cdot \pi\right), \\
 \text{La coborâre: } \frac{v}{\omega} = -\frac{h \cdot \pi}{2\varphi_3} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{\varphi_3} \cdot \pi\right), \\
 \frac{a}{\omega^2} = -\frac{h \cdot \pi^2}{2\varphi_3^2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{\varphi_3} \cdot \pi\right).
 \end{array}
 \quad (3.7) \qquad (3.8)$$

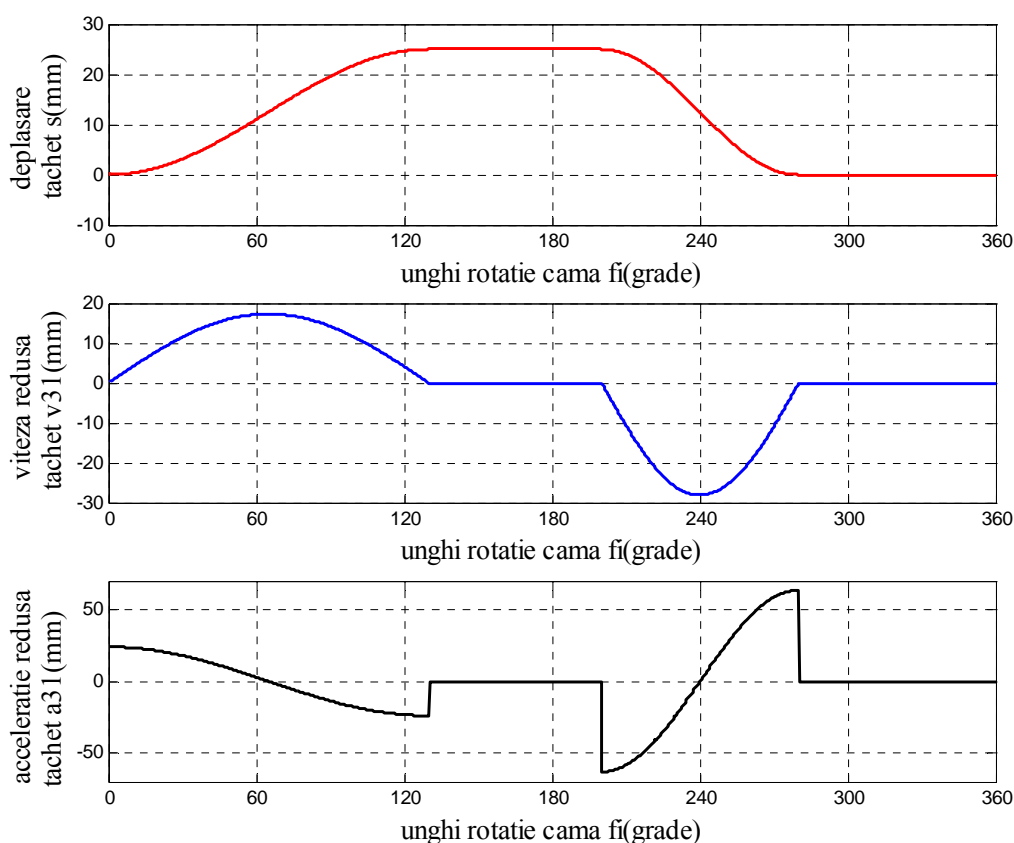


Fig. 3.7 Legea de mișcare cu accelerație cosinusoidală - funcții de transmitere.

3.3.5. Legea de mișcare polinomială de gradul 2-3

<p>La urcare:</p> $s = h \left[3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 \right],$ $\frac{v}{\omega} = \frac{h}{\varphi_1} \left[6 \frac{\varphi}{\varphi_1} - 6 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 \right],$ $\frac{a}{\omega^2} = \frac{h}{\varphi_1^2} \left(6 - 12 \frac{\varphi}{\varphi_1} \right),$ $\frac{p}{\omega^3} = -12 \frac{h}{\varphi_1^3}.$		<p>La coborâre:</p> $s = h \left[1 - 3 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^2 + 2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^3 \right],$ $\frac{v}{\omega} = \frac{h}{\varphi_3^2} \left[-6 \frac{\varphi}{\varphi_3} + 6 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^2 \right],$ $\frac{a}{\omega^2} = \frac{h}{\varphi_3^2} \left(-6 + 12 \frac{\varphi}{\varphi_3} \right),$ $\frac{p}{\omega^3} = 12 \frac{h}{\varphi_3^3}.$
(3.9)		(3.10)

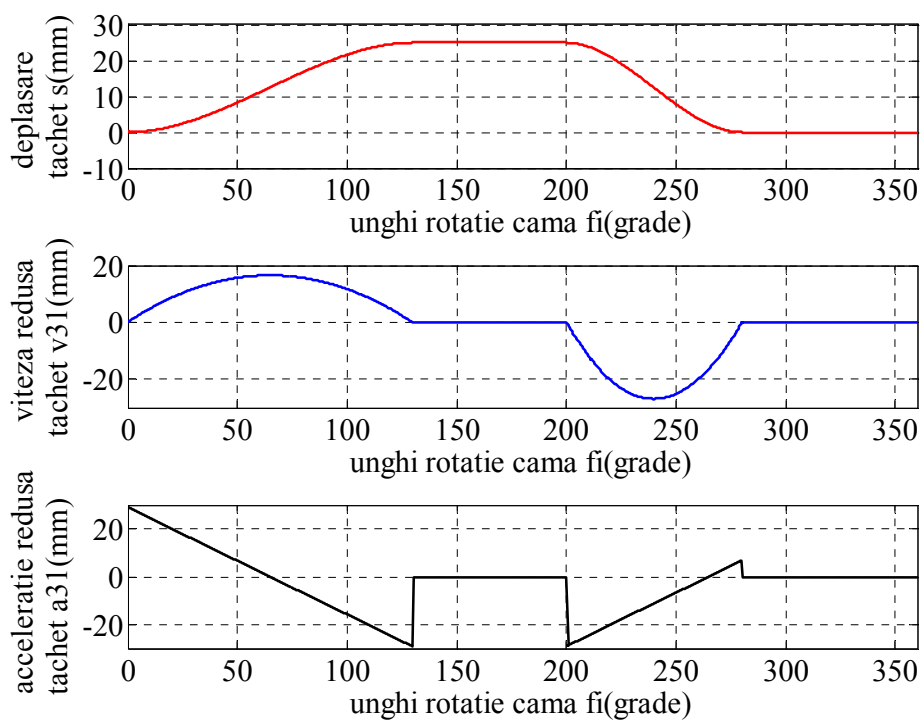


Fig. 3.8 Legea de mișcare cu accelerație polinomială de gradul 2-3 (funcții de transmitere).

3.3.6. Legea de mișcare polinomială de gradul 3-4-5

La urcare:

$$s = h \left[10 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 - 15 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^4 + 6 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^5 \right],$$

$$\frac{v}{\omega} = \frac{h}{\varphi_1} \left[30 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 - 60 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 + 30 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^4 \right]$$

$$\frac{a}{\omega^2} = \frac{h}{\varphi_1^2} \left[60 \frac{\varphi}{\varphi_1} - 180 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 + 120 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 \right]$$

$$\frac{p}{\omega^3} = \frac{h}{\varphi_1^3} \left[60 - 360 \frac{\varphi}{\varphi_1} + 360 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 \right].$$

(3.11)

La coborâre:

$$s = h - h \left[10 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^3 - 15 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^4 + 6 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^5 \right],$$

$$\frac{v}{\omega} = -\frac{h}{\varphi_3} \left[30 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^2 - 60 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^3 + 30 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^4 \right]$$

$$\frac{a}{\omega^2} = -\frac{h}{\varphi_3^2} \left[60 \frac{\varphi}{\varphi_3} - 180 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^2 + 120 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^3 \right]$$

$$\frac{p}{\omega^3} = -\frac{h}{\varphi_3^3} \left[60 - 360 \frac{\varphi}{\varphi_3} + 360 \left(\frac{\varphi}{\varphi_3} \right)^2 \right].$$

(3.12)

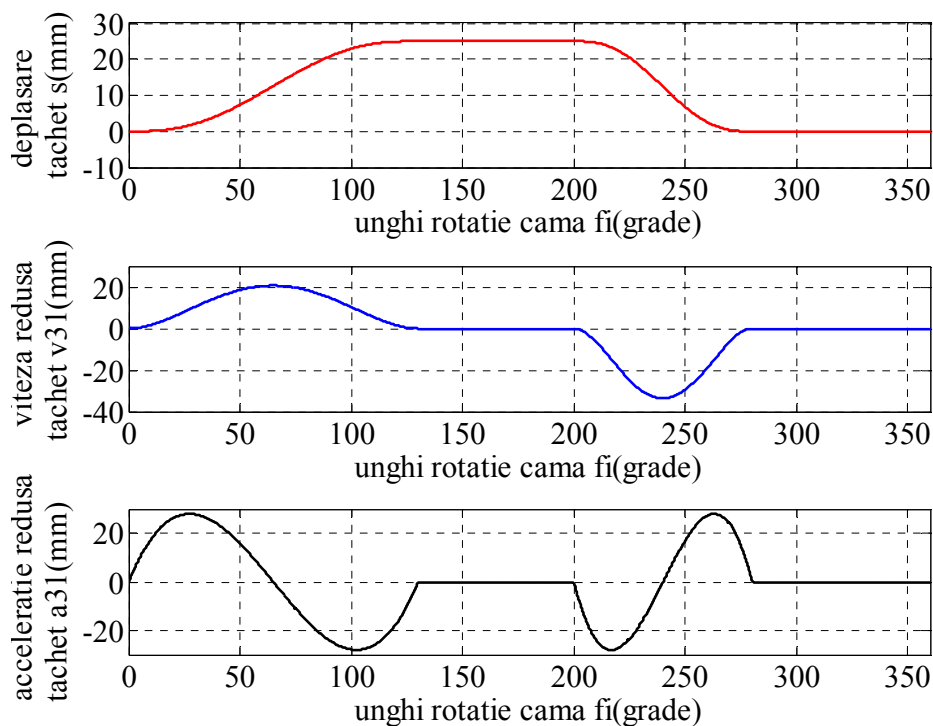


Fig. 3.9 Legea de mișcare cu accelerație polinomială de gradul 3-4-5 (funcții de transmitere)

3.3.7. Observații asupra legilor de mișcare

1. În afară de legile de mișcare prezentate, în tehnică se mai utilizează pentru mișcarea tachelului și alte legi, precum:

- mișcarea cu viteză constantă combinată la capete cu arce de cerc (lege de mișcare linie dreaptă - arc de cerc),
- legea de mișcare cu curba formată din arce de cerc,
- legea de mișcare cu curba eliptică,
- mișcarea dublu armonică,
- legile de mișcare cu accelerație trapezoidală sau trapezoidală modificată.

De altfel, trebuie cunoscut că în literatura de specialitate [3.13], [3.10] există o tratare amplă a legilor de mișcare utilizate în tehnică.

2. Legile de mișcare prezentate pentru mecanismul camă disc de rotație - tachel de translație, sunt valabile și pentru mecanismele cu camă disc și tachel oscilant cu vârf, rolă sau talpă, cu mențiunea că funcțiile de transmitere s , $\frac{v}{\omega}$,

$\frac{a}{\omega^2}$ devin φ_3 , $\frac{\omega_3}{\omega_1}$, $\frac{\varepsilon_3}{\omega_1^2}$, iar în loc de cursa h a tachelului de translație avem cursa unghiulară ψ_a a tachelului oscilant. De asemenea trebuie ca la efectuarea calculului, toate valorile unghiurilor să fie exprimate în radiani și nu în grade.

3. În literatura de specialitate, pentru scrierea comodă a relațiilor funcțiilor de transmitere, se utilizează variabilele adimensionale $S = \frac{s}{h}$, $\phi = \frac{\varphi}{\varphi_f}$, unde φ_f este unghiul de fază. Între derivatele funcției $s(\varphi)$ și derivatele funcției $S(\phi)$ există relațiile $S' = \frac{\varphi_f}{h} s'$, $S'' = \frac{\varphi_f^2}{h} s''$, $S''' = \frac{\varphi_f^3}{h} s'''$. Domeniul de variație al variabilelor S și ϕ pentru o fază este $[0, 1]$. Revenirea la variabilele s și φ se face cu ușurință utilizând relațiile lor de legătură, exprimate anterior [3.5], [3.6].

4. În general, ecuațiile legilor de mișcare sunt scrise, de regulă pentru faza de ridicare a tachelului (forma standard). Pentru faza de coborâre, considerând originea de măsură a parametrului ϕ la începutul fazei, ecuațiile se modifică astfel:

$$S_c(\phi) = 1 - S_r(\phi), \quad S'_c(\phi) = -S'_r(\phi), \quad S''_c(\phi) = -S''_r(\phi), \quad S'''_c(\phi) = -S'''_r(\phi). \quad (3.13)$$

unde indicii c și r sugerează faza de coborâre respectiv de ridicare a tachelului. Trebuie avut totodată în vedere că pentru faza de coborâre φ_1 devine φ_3 , iar

pentru variabila unghiulară φ se consideră intervalul de variație $[\varphi_1 + \varphi_2, \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3]$.

Tabelul. 3.1 Comparație între câteva legi de mișcare uzuale [3.3], [3.13].

Legea de mișcare	Mișcarea tachtului		Coef. accel. max.	Domeniu de utilizare	Observații
	viteza	acelerația			
Uniformă (cu viteză constantă)	Constantă cu salturi la capetele de cursă	Nulă pe parcursul fazelor și infinită la capetele de cursă		Neadekvată în cazul apariției staționărilor	Șocuri dure la capetele fazelor active
Parabolică (cu accelerație constantă)	Continuă, crește liniar până la mijlocul fazei apoi descrește liniar	Constantă cu salturi la capetele de cursă	4	Viteze mici și medii	Șocuri moi la capetele curselor. Jocurile au efecte pronunțat negative
Armonică simplă (cu accelerație cosinoidală)	Continuă, crește de la zero până la mijlocul fazei apoi descrește la zero	Salturi la capetele de cursă și zero la mijlocul fazei	4,9	Viteze medii	Șocuri moi
Cicloidă (cu accelerație sinusoidală)	Continuă, variație lină la capetele curselor	Variație continuă (fără salturi)	6,28	Viteze mari	Fără șocuri. Cea mai bună sub aspect dinamic dintre toate legile simple. Necesită însă precizie mare de prelucrare
Polinomială de gradul 2-3	Variație continuă	Discontinuități la capetele curselor	6	Viteze mici și medii	Șocuri moi la capetele curselor.
Polinomială de gradul 3-4-5	Variație continuă	Variație continuă	5,77	Viteze mari	Asemănătoare legii cicloidale.
Trapezoidală, cu unghiuri de racordare $\varphi_1 = \varphi_1 / 8$	Variație continuă	Variație continuă	5,3	Viteze mari	Asemănătoare legii cicloidale, necesită precizie ridicată de prelucrare
Trapezoidală modificată, cu unghiuri de racordare $\varphi_1 = \varphi_1 / 8$	Variație continuă	Variație continuă	4,9	Viteze mari	Superioară legii cicloidale, prelucrare ușoară

Funcțiile de transmitere trasate în Fig. 3.4 - 3.9 au fost calculate pentru un mecanism cu camă disc de rotație și tchet de translație. Pentru mecanismul cu tchet oscilant diagramele sunt asemănătoare, cu mențiunea că poziția unghiulară se exprimă în grade sexagesimale sau radiani iar vitezele și accelerațiile unghiulare reduse sunt adimensionale.

3.4. Calculul geometric al camelor

Vom lua în considerație mai multe tipuri de mecanisme cu camă, toate având ca element conducător cama disc de rotație. Pentru fiecare caz se prezintă parametrii geometrici de bază, unghiul de presiune, profilul teoretic și cel real și raza de curbură – toate acestea constituind elemente geometrice fundamentale în procesul de sinteză dimensională a camelor.

3.4.1. Mecanismul camă disc – tchet de translație cu rolă

Un astfel de mecanism este prezentat în Fig. 3.10 [3.3], [3.4], [3.5], [3.6] și are următorii parametri geometrici de bază:

- excentricitatea (e), definită ca distanță orientată, între axa de rotație a camei și direcția de translație a tchetului. Semnul + sau – se adoptă în funcție de sensul pozitiv al axei Ax_3 , a reperului fix Ax_3y_3 .
- deplasarea inițială (s_0) sau distanța minimă dintre axa de rotație a camei și axa rolei, măsurată pe direcția de translație a tchetului.
- raza rolei (r_4).

Razele minimă și maximă ale profilului teoretic al camei se calculează cu formulele:

$$r_{\min} = \sqrt{e^2 + s_0^2} \quad \text{și} \quad r_{\max} = \sqrt{e^2 + (s_0 + h)^2}, \quad (3.14)$$

unde h este cursa tchetului.

Unghiul de presiune (α) se definește în cazul acestui tip de mecanism, ca unghiul ascuțit format între direcția vitezei punctului de contact dintre camă și tchet \vec{v}_{C2} , (aparținând tchetului și situat pe profilul teoretic al camei) și normala la profil în punctul de contact (Fig. 3.10) [3.3], [3.4], [3.5], [3.6]. Se calculează cu relația (3.15).

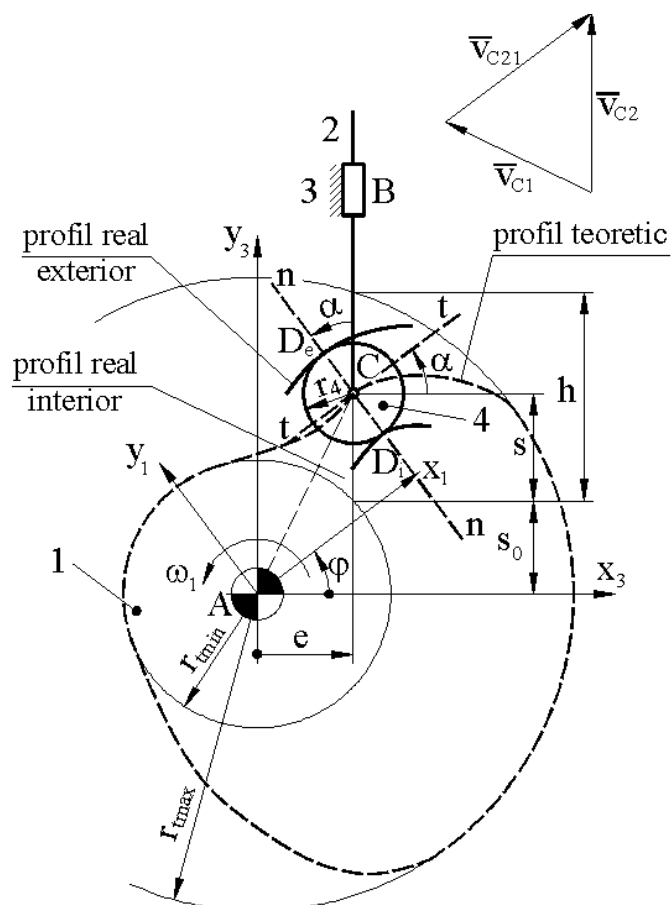


Fig. 3.10 Mecanismul camă disc de rotație - tachtet de translație cu rolă [3.4], [3.6].

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{v}{\omega} - e}{s_0 + s} = \frac{s' - e}{s_0 + s}. \quad (3.15)$$

Unghiul de presiune se măsoară în acest caz de la axa de translație a tachtetului la normala la profil. De asemenea, toate mărimile care intră în formula de calcul (3.15) sunt mărimi orientate.

Ecuțiile parametrice ale profilului teoretic, în coordonate carteziene, sunt:

$$\begin{aligned}x_t &= e \cos \varphi + (s_0 + s) \sin \varphi, \\y_t &= -e \sin \varphi + (s_0 + s) \cos \varphi.\end{aligned}\quad (3.16)$$

Pentru o serie de calcule, sunt de asemenea utile expresiile derivatelor de ordinul 1 sau 2 ale acestor mărimi în raport cu unghiul de rotație φ al camei:

$$\begin{aligned}x'_t &= (s' - e) \sin \varphi + (s_0 + s) \cos \varphi, \\y'_t &= (s' - e) \cos \varphi - (s_0 + s) \sin \varphi.\end{aligned}\quad (3.17)$$

$$\begin{aligned}x''_t &= (2s' - e) \cos \varphi - (s_0 + s - s'') \sin \varphi, \\y''_t &= -(2s' - e) \sin \varphi - (s_0 + s - s'') \cos \varphi.\end{aligned}\quad (3.18)$$

În coordonate polare, ecuațiile parametrice (3.16) devin:

$$\begin{aligned}r_t &= \sqrt{e^2 + (s_0 + s)^2}, \\ \theta_t &= \operatorname{arctg} \frac{-e \sin \varphi + (s_0 + s) \cos \varphi}{e \cos \varphi + (s_0 + s) \sin \varphi}.\end{aligned}\quad (3.19)$$

Ecuțiile parametrice ale profilului real interior (D_i) sunt:

$$\begin{aligned}x_{ri} &= e \cos \varphi + (s_0 + s) \sin \varphi + r_4 \sin(\alpha - \varphi), \\y_{ri} &= -e \sin \varphi + (s_0 + s) \cos \varphi - r_4 \cos(\alpha - \varphi).\end{aligned}\quad (3.20)$$

Pentru profilul real exterior (D_e) avem:

$$\begin{aligned}x_{re} &= e \cos \varphi + (s_0 + s) \sin \varphi - r_4 \sin(\alpha - \varphi), \\y_{re} &= -e \sin \varphi + (s_0 + s) \cos \varphi + r_4 \cos(\alpha - \varphi).\end{aligned}\quad (3.21)$$

Raza de curbură a profilului teoretic se poate calcula cu formula generală specifică curbilor plane definite parametric,

$$R_c = \frac{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}{x'y'' - y'x''} \cdot \operatorname{SGN}(xy' - yx'), \quad (3.22)$$

sau utilizând o formulă particularizată pentru acest tip de mecanism:

$$R_{ct} = \frac{[(s' - e)^2 + (s_0 + s)^2]^{3/2}}{(s' - e)(2s' - e) + (s_0 + s)(s_0 + s - s'')} \cdot \operatorname{SGN}[(s_0 + s)^2 - e(s' - e)]. \quad (3.23)$$

unde SGN este funcția semn, care are valoarea -1, dacă argumentul este negativ, 0, dacă argumentul este nul și +1, dacă argumentul este pozitiv.

Calculul razei de curbură este important pentru studiul și evitarea fenomenului de interferență.

3.4.2. Mecanismul camă disc – tchet oscilant cu rolă

Un astfel de mecanism, împreună cu notațiile și construcțiile ajutoare calculului geometric este prezentat în Fig. 3.11, [3.1].

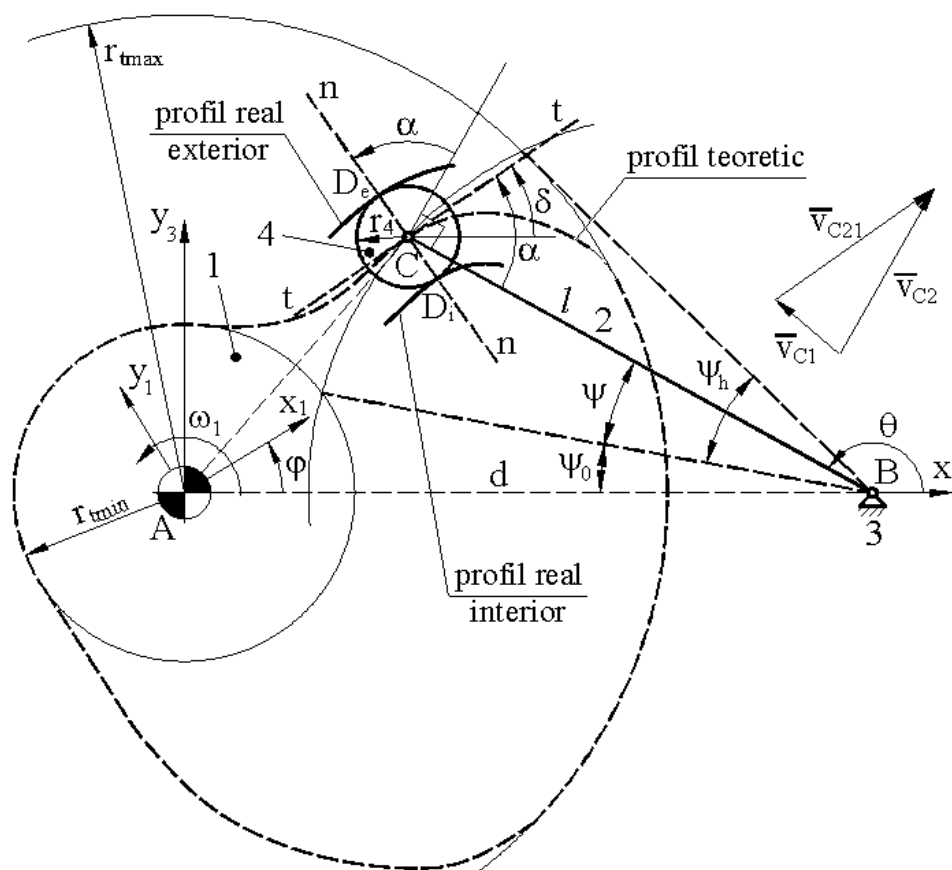


Fig. 3.11 Mecanismul camă disc - tchet oscilant cu rolă [3.4], [3.5], [3.6].

Parametrii geometrici de bază ai mecanismului sunt:

- distanța $d=AB$, dintre axul de rotație al camei și axul de oscilație al tchetului, definită ca în Fig. 3.11.

- lungimea tachelului $\ell = BC$.
- deplasarea unghiulară inițială sau unghiul minim format de tachelul BC cu linia centrelor AB - ψ_0 .
- raza rolei r_4 .

Razele extreme ale profilului teoretic au expresiile:

$$r_{t\min} = \sqrt{d^2 + \ell^2 - 2\ell d \cos \psi_0}, \quad r_{t\max} = \sqrt{d^2 + \ell^2 - 2\ell d \cos(\psi_0 + \psi_h)}, \quad (3.24)$$

unde ψ_h este cursa unghiulară a tachelului.

Unghiul de presiune (α) se definește în acest caz, ca unghiul ascuțit format între perpendiculara pe tachel și normala la profilul teoretic al camei, în punctul C - centrul rolei.

Expresia matematică a unghiului de presiune pentru mecanismul camă disc și tachel oscilant este [3.1]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\ell \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) - d \cos(\psi_0 + \psi)}{d \sin(\psi_0 + \psi)} = \frac{\ell(1 + \psi') - d \cos(\psi_0 + \psi)}{d \sin(\psi_0 + \psi)}. \quad (3.25)$$

Ecuțiile parametrice ale profilului teoretic sunt:

$$\begin{aligned} x_t &= d \cos \varphi - \ell \cos(\varphi + \psi_0 + \psi), \\ y_t &= -d \sin \varphi + \ell \sin(\varphi + \psi_0 + \psi). \end{aligned} \quad (3.26)$$

Prin derivarea în raport cu φ ale relațiilor (3.26) de ordinul unu și doi obținem:

$$\begin{aligned} x'_t &= -d \sin \varphi + \ell(1 + \psi') \sin(\varphi + \psi_0 + \psi), \\ y'_t &= -d \cos \varphi + \ell(1 + \psi') \cos(\varphi + \psi_0 + \psi), \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} x''_t &= -d \cos \varphi + \ell(1 + \psi')^2 \cos(\varphi + \psi_0 + \psi) + \ell \psi'' \sin(\varphi + \psi_0 + \psi), \\ y''_t &= d \sin \varphi - \ell(1 + \psi')^2 \sin(\varphi + \psi_0 + \psi) + \ell \psi'' \cos(\varphi + \psi_0 + \psi). \end{aligned} \quad (3.28)$$

Coordonatele profilului real al camelor din Fig. 3. 11, se exprimă astfel:

- pentru profilul D_i ,

$$\begin{aligned} x_{ri} &= d \cos \varphi - \ell \cos(\psi_0 + \psi + \varphi) + r_4 \sin(\alpha - (\psi_0 + \psi + \varphi)), \\ y_{ri} &= -d \sin \varphi + \ell \sin(\psi_0 + \psi + \varphi) - r_4 \cos(\alpha - (\psi_0 + \psi + \varphi)). \end{aligned} \quad (3.29)$$

- pentru profilul D_e ,

$$\begin{aligned} x_{re} = x_{1D} &= d \cos \varphi - \ell \cos(\psi_0 + \psi + \varphi) - r_4 \sin(\alpha - (\psi_0 + \psi + \varphi)), \\ y_{re} = y_{1D} &= -d \sin \varphi + \ell \sin(\psi_0 + \psi + \varphi) + r_4 \cos(\alpha - (\psi_0 + \psi + \varphi)). \end{aligned} \quad (3.30)$$

La fel ca în cazul mecanismului anterior (camă disc și tchet de translație cu rolă), raza de curbură a profilului teroretic se poate calcula cu formula (3.22) sau folosind o expresie particularizată, după efectuarea calculelor:

$$R_{ct} = \frac{[d^2 + \ell^2(1 + \psi')^2 - 2d\ell(1 + \psi')\cos(\psi_0 + \psi)]^{3/2}}{d\ell\psi''\sin(\psi_0 + \psi) + d\ell(1 + \psi')(2 + \psi')\cos(\psi_0 + \psi) - d^2 - \ell^2(1 + \psi')^3} \cdot \text{SGN}[-d^2 - \ell^2(1 + \psi') + d\ell(2 + \psi')\cos(\psi_0 + \psi)]. \quad (3.31)$$

3.4.3. Mecanismul camă disc – tchet de translație cu talpă

Acest tip de mecanism este prezentat în Fig. 3.12 [3.1], [3.4], [3.5].

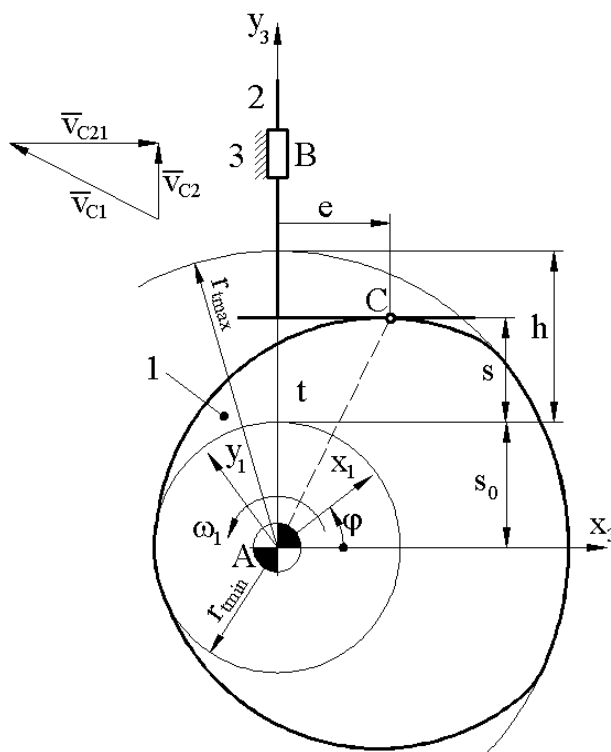


Fig. 3.12 Mecanismul camă disc - tchet de translație cu talpă.

Aici sunt de asemeni reprezentate cele două sisteme de axe necesare calculului geometric precum și singurul parametru geometric de bază: s_0 - deplasarea inițială sau distanța minimă dintre axul de rotație al camei și talpa tachelului. Razele minimă și maximă ale profilului sunt:

$$r_{\min} = s_0, \quad r_{\max} = s_0 + h. \quad (3.32)$$

Coordonatele parametrice carteziene ale profilului și derivatele de ordinul unu și doi ale acestora în raport cu parametrul φ , sunt:

$$\begin{aligned} x &= s' \cos \varphi + (s_0 + s) \sin \varphi, \\ y &= -s' \sin \varphi + (s_0 + s) \cos \varphi. \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} x' &= (s_0 + s + s'') \cos \varphi, \\ y' &= -(s_0 + s + s'') \sin \varphi. \end{aligned} \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} x'' &= -(s_0 + s + s'') \sin \varphi + (s' + s''') \cos \varphi, \\ y'' &= -(s_0 + s + s'') \cos \varphi - (s' + s''') \sin \varphi. \end{aligned} \quad (3.35)$$

În cazul acestui tip de mecanism se definește și profilul tehnologic, necesar pentru poziționarea centrului sculei (freză) cu care se prelucrează cama. Profilul tehnologic se obține ca înfășurătoare exterioară a cercurilor cu centrul pe profilul camei și având raza egală cu raza sculei r_s . Coordonatele parametrice ale profilului tehnologic sunt:

$$\begin{aligned} x_{\text{teh}} &= s' \cos \varphi + (s_0 + s + r_s) \sin \varphi, \\ y_{\text{teh}} &= -s' \sin \varphi + (s_0 + s + r_s) \cos \varphi. \end{aligned} \quad (3.36)$$

Raza de curbură a profilului are în acest caz expresia:

$$R_c = s_0 + s + s''. \quad (3.37)$$

3.4.4. Mecanismul camă disc – tachel oscilant cu talpă

Mecanismul (prezentat în Fig. 3.13) [3.4] are parametrii geometrici de bază definiți ca în cazul mecanismului cu tachel oscilat cu rolă (Fig. 3.11): d - distanța dintre axele de rotație ale camei și tachelului, ψ_0 - deplasarea unghiulară inițială a tachelului și ψ_h - cursa unghiulară a tachelului.

Razele extreme ale profilului sunt în acest caz:

$$r_{\min} = d \sin \psi_0, \quad r_{\max} = d \sin(\psi_0 + \psi_h). \quad (3.38)$$

Ecuțiile parametrice ale profilului cimei sunt:

$$\begin{aligned} x &= d \cos \varphi - \ell \cos(\psi_0 + \psi + \varphi), \\ y &= -d \sin \varphi + \ell \sin(\psi_0 + \psi + \varphi). \end{aligned} \quad (3.39)$$

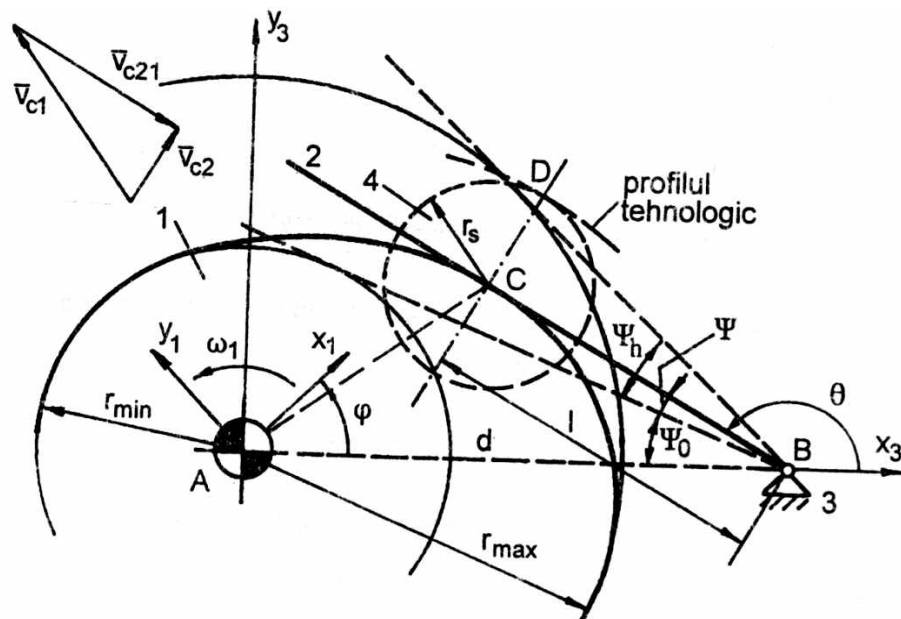


Fig. 3.13 Mecanism camă disc - tchet oscilant cu talpă [3.4].

În formulele (3.39), parametrul variabil l , reprezintă distanța dintre centrul de rotație al tchetului și punctul de contact dintre tchet și camă, având expresia [3.4]:

$$\ell = \frac{d \cos(\psi_0 + \psi)}{1 + \psi'}. \quad (3.40)$$

Derivatele coordonatelor punctelor de pe profil, utile în calculul razei de curbură au expresiile [3.4]:

$$\begin{aligned} x' &= -d \sin \varphi + \ell(1 + \psi') \sin(\varphi + \psi_0 + \psi) - \ell' \cos(\varphi + \psi_0 + \psi), \\ y' &= -d \cos \varphi + \ell(1 + \psi') \cos(\varphi + \psi_0 + \psi) + \ell' \sin(\varphi + \psi_0 + \psi). \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$\begin{aligned}x'' &= -d \cos \varphi + [\ell(1 + \psi')^2 - \ell''] \cos(\varphi + \psi_0 + \psi) + [2\ell'(1 + \psi') + \ell\psi''] \sin(\varphi + \psi_0 + \psi), \\y'' &= d \sin \varphi - [\ell(1 + \psi')^2 - \ell''] \sin(\varphi + \psi_0 + \psi) + [2\ell'(1 + \psi') + \ell\psi''] \cos(\varphi + \psi_0 + \psi).\end{aligned}\quad (3.42)$$

unde,

$$\begin{aligned}\ell' &= \frac{-d}{(1 + \psi')^2} [\psi'(1 + \psi') \sin(\psi_0 + \psi) + \psi'' \cos(\psi_0 + \psi)], \\ \ell'' &= \frac{-d}{(1 + \psi')^3} [\psi''(1 - \psi'^2) \sin(\psi_0 + \psi) + [\psi'^2(1 + \psi')^2 + \psi'''(1 + \psi') - 2\psi''^2] \cos(\psi_0 + \psi)].\end{aligned}\quad (3.43)$$

Coordonatele punctelor profilului tehnologic se calculează cu relațiile [3.4]:

$$\begin{aligned}x &= d \cos \varphi - \ell \cos(\psi_0 + \psi + \varphi) + r_s \sin(\psi_0 + \psi + \varphi), \\ y &= -d \sin \varphi + \ell \sin(\psi_0 + \psi + \varphi) + r_s \cos(\psi_0 + \psi + \varphi).\end{aligned}\quad (3.44)$$

Raza de curbură a profilului se determină cu formula generală (3.22), în care toți termenii pot fi calculați cu formulele prezentate.

3.4.5. Mecanismul camă disc – tachtet oscilant dublu

Aceste mecanisme fac parte din categoria mecanismelor cu închidere forțată a cuplei superioare sau cu contacte bilaterale. Sinteza profilului camelor se realizează folosind relațiile prezentate anterior pentru mecanismul cu tachtet oscilant și rolă. Un element important este unghiul dintre brațele tachtetului, δ . În cazul general, se consideră mărimi diferite pentru tacheți, l_1 și l_2 , respectiv pentru role, r_{r1} și r_{r2} (Fig. 3.14).

$$\alpha_1 = \arctg \left(\frac{l_1 \left(1 + \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) - d \cdot \cos(\psi_{01} + \psi)}{d \cdot \sin(\psi_{01} + \psi)} \right), \quad \alpha_2 = \arctg \left(\frac{l_2 \left(1 + \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) - d \cdot \cos(\psi_{02} - \psi)}{d \cdot \sin(\psi_{02} - \psi)} \right),$$

în care; $\psi_{02} = \delta - \psi_{01}$.

Unghiurile de presiune pentru cele două puncte de contact, sunt:

Deoarece contactul activ (prin care se transmite mișcarea) se mută alternativ de pe o camă pe cealaltă, încât cursa pasivă, de coborâre, pe o camă este simultan cursă activă, de ridicare, pe cealaltă camă.

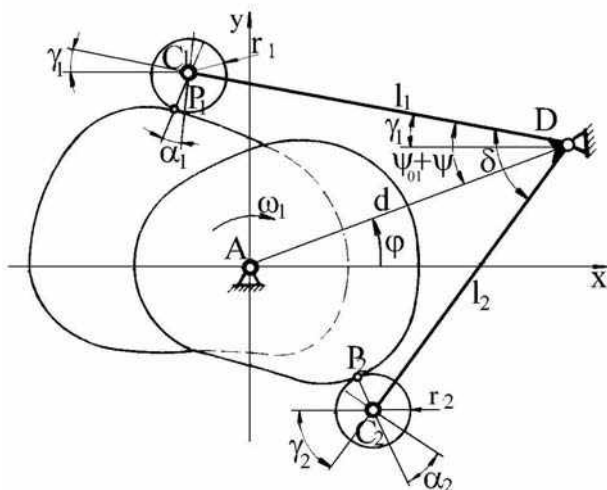


Fig. 3.14 Mecanismul cu camă disc și tachtet oscilant dublu (tip furcă) [3.11].

Coordonatele profilurilor teoretice și ale celor reale se calculează cu relațiile prezentate în cazul mecanismului cu tachtet oscilant cu rolă, adaptate pentru mecanismul din Fig. 3.14:

$$x_{1t} = d \cos \varphi - l_1 \cos(\psi_{01} + \psi + \varphi),$$

$$y_{1t} = -d \sin \varphi - l_1 \sin(\psi_{01} + \psi + \varphi),$$

$$x_{2t} = d \cos \varphi - l_2 \cos(\psi_{02} - \psi - \varphi),$$

$$y_{2t} = -d \sin \varphi - l_2 \sin(\psi_{02} - \psi - \varphi),$$

$$x_{1r} = d \cos \varphi - l_1 \cos(\psi_{01} + \psi + \varphi) - r_1 \sin(\psi_{01} + \psi + \varphi - \alpha_1),$$

$$y_{1r} = -d \sin \varphi - l_1 \sin(\psi_{01} + \psi + \varphi) - r_1 \cos(\psi_{01} + \psi + \varphi - \alpha_1),$$

$$x_{2r} = d \cos \varphi - l_2 \cos(\psi_{02} - \psi - \varphi) - r_2 \sin(\psi_{02} - \psi - \varphi + \alpha_2),$$

$$y_{2r} = -d \sin \varphi - l_2 \sin(\psi_{02} - \psi - \varphi) - r_2 \cos(\psi_{02} - \psi - \varphi + \alpha_2).$$

3.5. Determinarea parametrilor geometrici de bază

Determinarea parametrilor geometrici de bază ai mecanismelor cu camă reprezintă o problemă de programare matematică (optimizare) [3.5]. În această problemă, funcția obiectiv care trebuie optimizată este reprezentată de un parametru care determină gabaritul camei. Acest parametru poate fi raza

maximă a camei, aflată în dependență directă de parametrii geometrici de bază. Ca restricție trebuie considerată, în primul rând, limitarea unghiului de presiune la o valoare admisibilă $|\alpha| \leq \alpha_a$. O altă restricție importantă o constituie raza de curbură a profilului (R_{ct}, R_c) care, împreună cu raza rolei sau a sculei (r_4, r_3) pot genera fenomenul de interferență.

Subțierea profilului real interior se produce când $R_{ct} \in [0, r_4]$. deci, condițiile de evitare a subțierii sunt $R_{ct} > r_4$ sau $R_{ct} < 0$.

Subțierea profilului real exterior se produce când $R_{ct} \in [-r_4, 0]$, iar condițiile de evitare a subțierii sunt $R_{ct} < -r_4$ sau $R_{ct} > 0$.

În cazul mecanismelor care au tachtet plat, pentru o funcționare corectă profilul trebuie să fie integral convex, deci trebuie îndeplinită condiția $R_{ct} > 0$.

De asemeni pot constitui restricții, orice limitări sau constrângeri de natură constructiv - funcțională ale mecanismului sau ale mașinii în care mecanismul cu camă este inclus.

3.5.1 Mecanismul cu tachtet de translație cu vârf sau cu rolă

În cazul mecanismului cu tachtet de translație cu vârf sau cu rolă parametrii geometrici de bază sunt e, s_0 și r_4 , iar funcția obiectiv are următoarea formă:

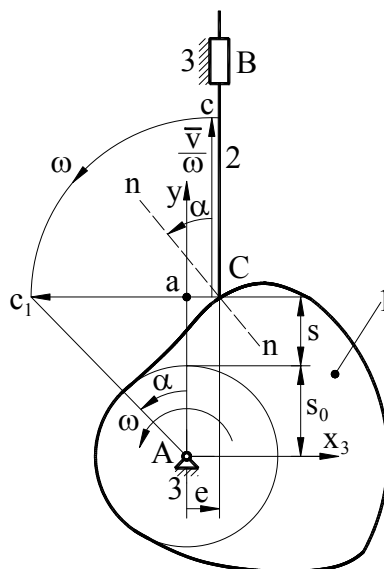


Fig. 3.15 Determinarea grafică a unghiului de presiune [3.5], [3.6]

$$F_0(e, s_0, r_4) = r_{t \max} = \sqrt{e^2 + (s_0 + h)^2} - r_4. \quad (3.45)$$

Considerând mecanismul echivalent, obținut prin eliminarea rolei, reprezentat într-o poziție oarecare (Fig. 3.15). Se aplică, în punctul C, vectorul $\overline{Cc} = \frac{\bar{v}}{\omega}$ corespunzător poziției considerate și apoi se rabate acest vector, cu 90° , în sensul vitezei unghiulare ω , ajungând în poziția $\overline{Cc_1}$; scările de reprezentare pentru s, s_0, h și pentru \bar{v}/ω trebuie să fie egale. Unghiul $\square c_1Aa$, format între dreapta care unește centrul camei A cu vârful vectorului \bar{v}/ω rabătat, c_1 , și cu axa tachelului, este unghiul de presiune α [3.5], [3.6].

Se consideră astfel un șir de poziții succesive ale tachelului în faza de ridicare și în faza de coborâre (Fig. 3.16). Pentru fiecare poziție se reprezintă vectorul $\frac{\bar{v}}{\omega}$ rabătat. Extremitățile acestor vectori se unesc printr-o linie continuă obținând o curbă închisă. Dacă ω are sens antiorar ca în Fig. 3.16 a), arcul din stânga corespunde fazei de ridicare, iar cel din dreapta, fazei de coborâre. Se trasează, în continuare dreapta (R_1) tangentă la arcul de ridicare și înclinată cu unghiul α_{ar} față de axa tachelului și dreapta (R_2) prin punctul C_1 , înclinată cu același unghi (α_{ar}) în sens opus. Dacă centrul camei se adoptă în domeniul unghiular format sub dreptele (R_1) și (R_2), unghiul de presiune respectă condiția $|\alpha| \leq \alpha_{ar}$, în faza de ridicare. Această afirmație se poate verifica pe baza procedurii grafic de determinare a unghiului de presiune descris anterior. Astfel, dacă centrul camei se adoptă în punctul A, unghiul de presiune maxim este $|\alpha|_{\max} = |\alpha_1|$ sau $|\alpha_2|$, iar $|\alpha_1| \leq \alpha_{ar}$; $|\alpha_2| \leq \alpha_{ar}$.

În mod similar se trasează dreptele (C_1) și (C_2) pentru faza de coborâre. Desigur, în domeniul unghiular situat sub aceste drepte se respectă condiția $|\alpha| \leq \alpha_{ac}$ pentru faza de coborâre. Pentru a asigura respectarea ambelor condiții, se definește un domeniu admisibil, situat sub cele patru drepte (Fig. 3.16) [3.5].

Deoarece în această restricție nu este implicat parametrul r_4 , funcția obiectiv se poate reduce la forma,

$$F_0(e, s_0) = r_{t \max} = \sqrt{e^2 + (s_0 + h)^2}, \quad (3.46)$$

care reprezintă, raza maximă a profilului teoretic.

Această rază este distanța AC_s , de la centrul camei la extremitatea superioară a cursei.

Pentru situația din Fig.3.16 a), valoarea minimă (optimă) a acestui segment se obține când A se adoptă în A_0 , punctul de intersecție dintre dreptele (R_1) și (C_1) .

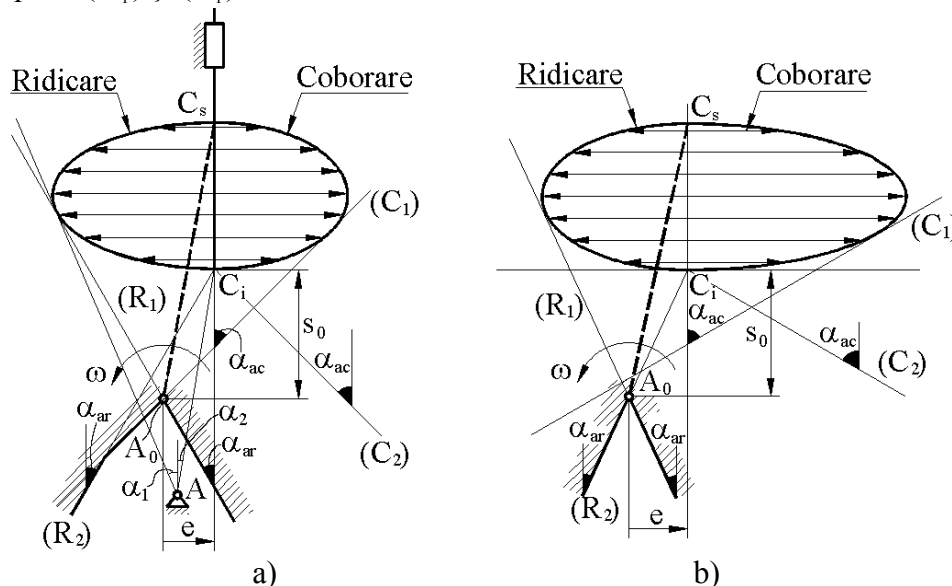


Fig. 3.16 Determinarea grafică a parametrilor geometrici e și s_0 la mecanismul cu tachtet de translație cu vârf sau rolă [3.5], [3.6]; a), b) - două situații de lucru.

Domeniul admisibil poate avea, în funcție de valorile α_{ar} , α_{ac} și de parametrii care intervin în legea de mișcare și o altă configurație (Fig. 3.16 b). În acest caz poziția optimă a centrului camei A_0 este la intersecția dreptelor (R_1) și (R_2) . Prin adoptarea punctului A_0 rezultă, implicit, parametrii e și s_0 .

Pentru determinarea razei rolei r_4 se recomandă relația empirică [3.3],[3.5]:

$$r_4 \cong (0,3 - 0,4)r_{t \min}, \quad (3.47)$$

unde $r_{t \min}$ este raza minima a profilului teoretic.

Cunoscând e , s_0 și r_4 se verifică și celelalte restricții. Dacă se ajunge la o restricție nerespectată se modifică e , s_0 și r_4 în sensul necesar, având grijă ca centrul de rotație al camei să rămână în domeniul admisibil.

3.5.2 Mecanismul cu tachtet de rotație și rolă

În cazul mecanismului cu tachtet de rotație și rolă parametrii geometrici de bază sunt ℓ , d , ψ_0 și r_4 iar funcția obiectiv este:

$$F_0(\ell, d, \psi_0, r_4) = r_{r \max} = \sqrt{\ell^2 + d^2 - 2\ell d \cos(\psi_0 + \psi_h)} - r_4. \quad (3.48)$$

Procedeul grafic de optimizare, luând în considerare numai limitarea unghiului de presiune, se derulează utilizând mecanismul echivalent obținut prin eliminarea rolei, într-o poziție oarecare (Fig.3.16 a). În punctul C se aplică vectorul $Cc = \bar{v}/\omega_1$ în care \bar{v} este viteza punctului C pentru poziția considerată. Acest vector se rabatează cu 90° în sensul lui ω_1 , ajungând în poziția Cc_1 coliniară cu tachtetul BC. Se poate arăta că unghiul $\sphericalangle c_1Aa$, format între dreapta Ac_1 , care unește punctul c_1 cu centrul camei și perpendiculara pe tachtet Aa este unghiul de presiune α .

Problema de optimizare [3.4], [3.5] se rezolvă folosindu-se de o reprezentare grafică. Se reprezintă tachtetul într-un șir de poziții succesive (Fig. 3.17 b) în faza de ridicare și în faza de coborâre, cu lungimea ℓ adoptată arbitrar. Pentru fiecare poziție se reprezintă vectorul $\frac{\bar{v}}{\omega_1}$ rabătat. În extremitatea fiecărui vector se trasează două drepte care formează cu tachtetul unghiurile $\frac{\pi}{2} - \alpha_{ar}$, pentru pozițiile fazei de ridicare și $\frac{\pi}{2} - \alpha_{ac}$ pentru coborâre.

Astfel, pentru poziția BC (Fig.3.17 b) cele două drepte sunt (R_1) și (R_2) . Dacă centrul camei se adoptă în domeniul unghiular format de aceste drepte, atunci unghiul de presiune respectă condiția $|\alpha| \leq \alpha_{ar}$, pentru poziția considerată.

Se definește un domeniu admisibil format prin intersecția domeniilor unghiulare specifice fiecărei poziții. Dacă centrul camei se adoptă în acest domeniu, atunci sunt respectate condițiile $|\alpha| \leq \alpha_{ar}$ pentru toată faza de ridicare și $|\alpha| \leq \alpha_{ac}$ pentru întreaga fază de coborâre. Pentru a obține poziția optimă se consideră funcția obiectiv dată de expresia,

$$F_0(\ell, d, \psi_0) = r_{t \max} = \sqrt{\ell^2 + d^2 - 2\ell d \cos(\psi_0 + \psi_h)}. \quad (3.49)$$

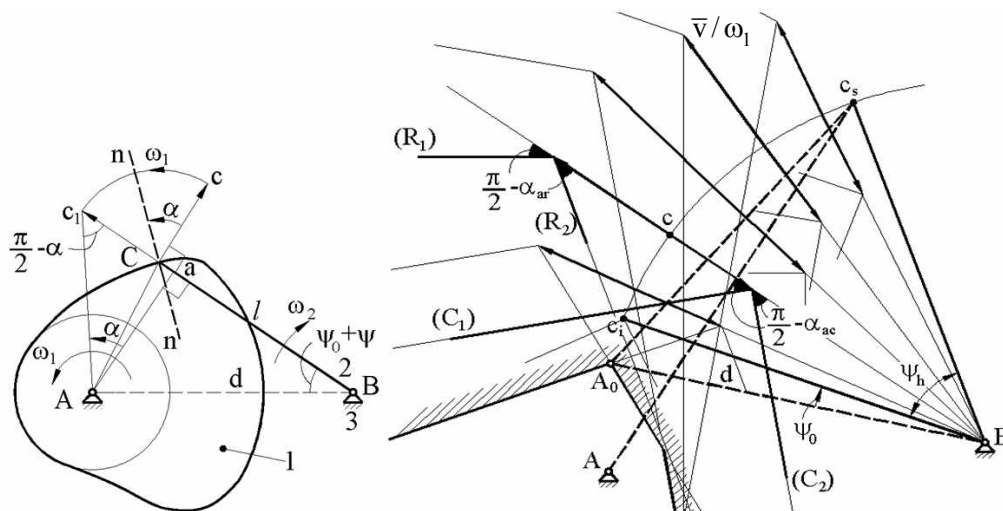


Fig. 3.17 a) Definirea grafică a unghiului de presiune,
b) Determinarea grafică a parametrilor geometrici e și s_0 la mecanismul cu tachtet oscilant cu vârf sau rolă [3.4], [3.5].

Raza teoretică maximă $r_{i \max}$ este distanța AC_s de la centrul camei A la punctul C_s corespunzător poziției extreme superioare. Valoarea minimă a acestui segment se obține când A este în vârful A_0 , rezultând astfel $\psi_0 = \angle A_0BC_i$ și $d = A_0B$. Dacă lungimea adoptată inițial pentru l se schimbă, d se modifică proporțional, iar ψ_0 rămâne nemodificat. Pentru adoptarea razei r_4 se utilizează relația empirică (3.47).

3.5.3 Mecanismului cu tachtet de translație cu talpă

În cazul mecanismului cu tachtet de translație cu talpă condiția pe care trebuie să o îndeplinească profilul camei este [3.11]:

$$\rho_{B_1} = s_0 + s + \frac{a}{\omega_1^2} \geq \rho_a. \quad (3.50)$$

Relația (5.50) poate fi prezentată sub forma $(s_0 - \rho_a) + s \geq -\frac{a}{\omega_1^2}$ sau

$$-\frac{a}{(s_0 - \rho_a) + s} \omega_1^2 \leq 1 = \operatorname{tg} 45^\circ. \quad (3.51)$$

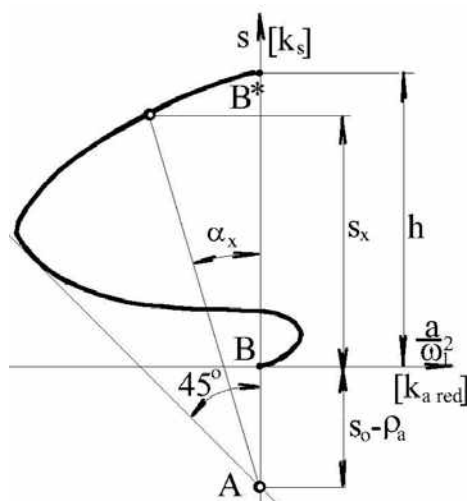


Fig. 3.18 Determinarea grafică a parametrului s_0 [3.11].

Se construiește diagrama $s = s \left(\frac{a}{\omega_1^2} \right)$ și se trasează o dreaptă, tangentă, la ramura negativă a diagramei, înclinată la 45° față de verticală. Această tangentă, intersectează axa deplasării sub axa accelerației reduse și va rezulta mărimea diferenței $s_0 - \rho_a$. Dacă intersecția are loc deasupra axei accelerației reduse, se consideră că $s_0 = \rho_a$. Se recomandă ca mărimea scării să fie egală, pentru a se reprezenta unghiurile în mărime naturală.

3.6. Recomandări pentru alegerea unghiului de presiune admisibil

Unghiul de presiune, (unghiul ascuțit format între direcția forței, care pune în mișcare tachelul și direcția vitezei punctului de aplicație al acestei forțe sau viteza tachelului) influențează funcționarea mecanismului cu camă precum și gabaritul camei, intrând direct în relațiile de calcul ale profilului camei cu tachel de translație și oscilant cu vârf sau cu rolă. Pentru tachelul cu talpă se poate admite un unghi de presiune constructiv, care nu trebuie să depășească

valorile admisibile ale unghiului de presiune în cazul tacheților cu vârf sau cu rolă [3.11]. Pentru proiectare se recomandă valori admisibile ale unghiului de presiune deduse din relațiile condițiilor de blocare sau valori recomandate din literatura de specialitate (Tab 3.1, [3.3], [3.5], [3.6]).

Tabelul 3.2 Valori admisibile ale unghiului de presiune [3.3].

Pentru cursa de ridicare la cupla unilaterală, ridicare și coborâre la cupla bilaterală		$\alpha_a [^\circ]$
Pentru valori mari ale forței care acționează asupra tachelului	Tachet de translație	12 - 25
	Tachet de oscilație	30 - 45
Pentru valori medii ale forței care acționează asupra tachelului	Tachet de translație	25 - 30
	Tachet oscilant	45 - 60
Pentru cursa de coborâre la mecanismele cu cuple unilaterale		75 - 80

În practica de proiectare există și sunt util de consultat, o serie de diagrame care ilustrează relația dintre mărimea unghiului de presiune și alți parametri constructiv - funcționali ai mecanismului. Astfel, în Fig. 3.19, Fig. 3.20 și Fig. 3.21 [3.11], se prezintă o analiză a influențelor unor elemente geometrice asupra unghiului de presiune, atât la tachelul de translație cât și la tachelul oscilant. Este de remarcat faptul că mărimea admisibilă a unghiului de presiune este mai restrictivă în cazul mecanismului cu tachet de translație, unde fenomenul de blocare apare la valori mult mai mici.

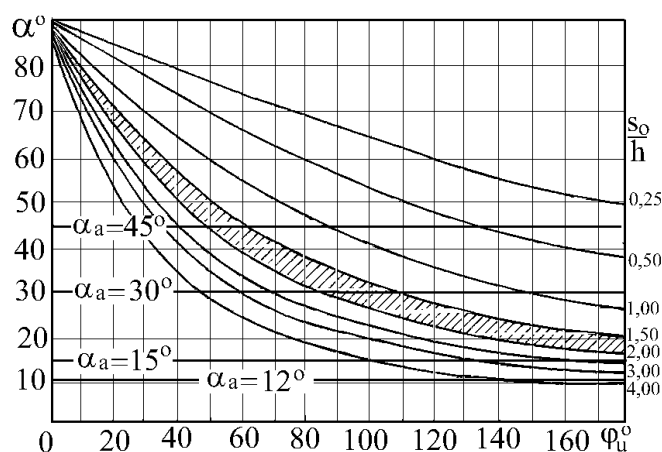


Fig. 3.19 Dependențe între mărimea unghiul de presiune $\alpha [^\circ]$, unghiul de fază $\varphi_u [^\circ]$ și raportul s_0/h , în cazul mecanismului cu tachet de translație [3.11].

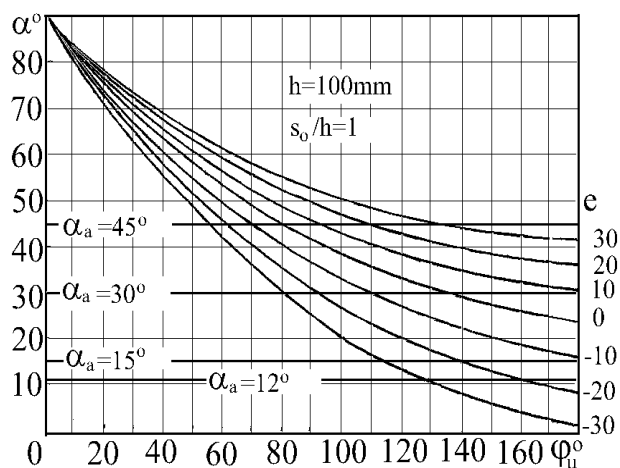


Fig. 3.20 Dependențe între mărimea unghiului de presiune α [°], unghiul de fază φ_u [°] și excentricitatea e [mm], în cazul mecanismului cu tchet de translație [3.11].

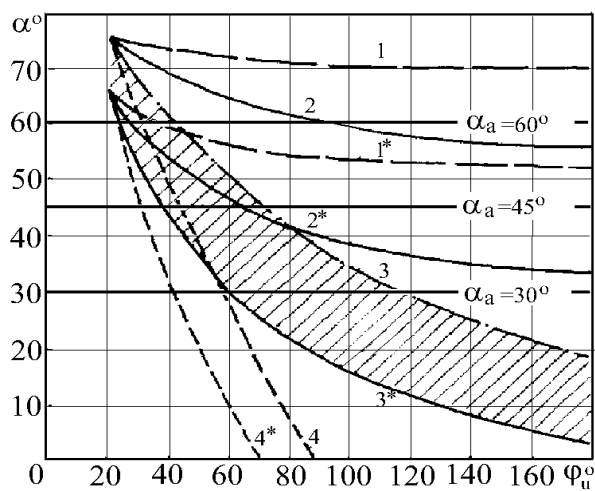


Fig. 3. 21 Dependențe între mărimea unghiului de presiune α [°], unghiul de fază φ_u [°] și o serie de parametri geometrici în cazul mecanismului cu tchet oscilant [3.11].

Din Fig. 3.19, [3.11] se observă influența unghiului de fază φ_u și a raportului s_o/h , iar valorile optime sunt în zona hașurată. Se observă că, unghiul de fază sub 100° , nu poate fi utilizat la un mecanism cu încărcare mare.

În Fig. 3.20, [3.11] se prezintă și influența excentricității pentru același tip de tchet și pentru legea de mișcare cu accelerație sinusoidală. Se constată că excentricitatea negativă favorizează micșorarea unghiului de fază.

În Fig. 3.21, [3.11] se prezintă influențele unor parametri geometrici asupra unghiului de presiune: d ; l ; ψ_o ; ψ_a . Astfel, figura este realizată pentru $\psi_a = 10^\circ$ și $\psi_o/\varphi_a = 1$, pentru curbele 1, 2, 3, 4 și $\psi_o/\psi_a = 2$, pentru curbele 1*; 2*; 3*; 4*, iar raportul l/d este: 0,5, pentru curbele 1-1*; 0,75, pentru curbele 2-2*; 1,00, pentru curbele 3-3*; 1,25, pentru curbele 4-4*.

Valorile optime ale raportului ψ_o/ψ_a sunt în zona hașurată. Se poate observa că la tchetul oscilant, cu încărcări mari, se pot utiliza unghiuri de fază mult mai mici decât în cazul mecanismului cu tchet de translație.

3.7. Recomandări privind alegerea unor mărimi constructive

Raza rolei se alege din condiția de evitare a fenomenului de subtăiere a profilului real al camei. Condiția geometrică care trebuie respectată este ca raza rolei să fie mai mică decât raza de curbură a profilului teoretic. În practică se folosește relația (3.47) $r_4 \cong (0,3-0,4)r_{t\min}$, unde $r_{t\min}$ este raza minimă a profilului teoretic [3.3], [3.5], [3.6].

Diametrul arborelui, (d_a) se alege din condiția de asigurare a unui moment de torsiune necesar funcționării mecanismului iar diametrul de rezistență (d_{rez}) se calculează din relația empirică [3.13],

$$d_{rez} = \frac{7}{4} \cdot d_a + 6,35 \text{ (mm)}. \quad (3.52)$$

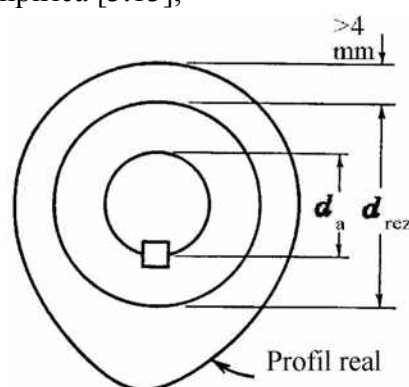


Fig. 3.22 Detalii constructive privind dispunerea camei pe arbore [3.13].

* * *

În finalul proceselor de calcul aferente proiectării mecanismelor cu came se pot executa utilizând tehnica de calcul, modelări și simulări 3D sau desene de execuție în scopul prelucrării camelor (Fig. 3.23, Fig.3. 24).

În Anexa 3 sunt prezentate programele pentru proiectarea camelor (A3-1 – Programe pentru trasarea diagramelor cinematice și A3-2 – Programe pentru trasarea profilurilor).

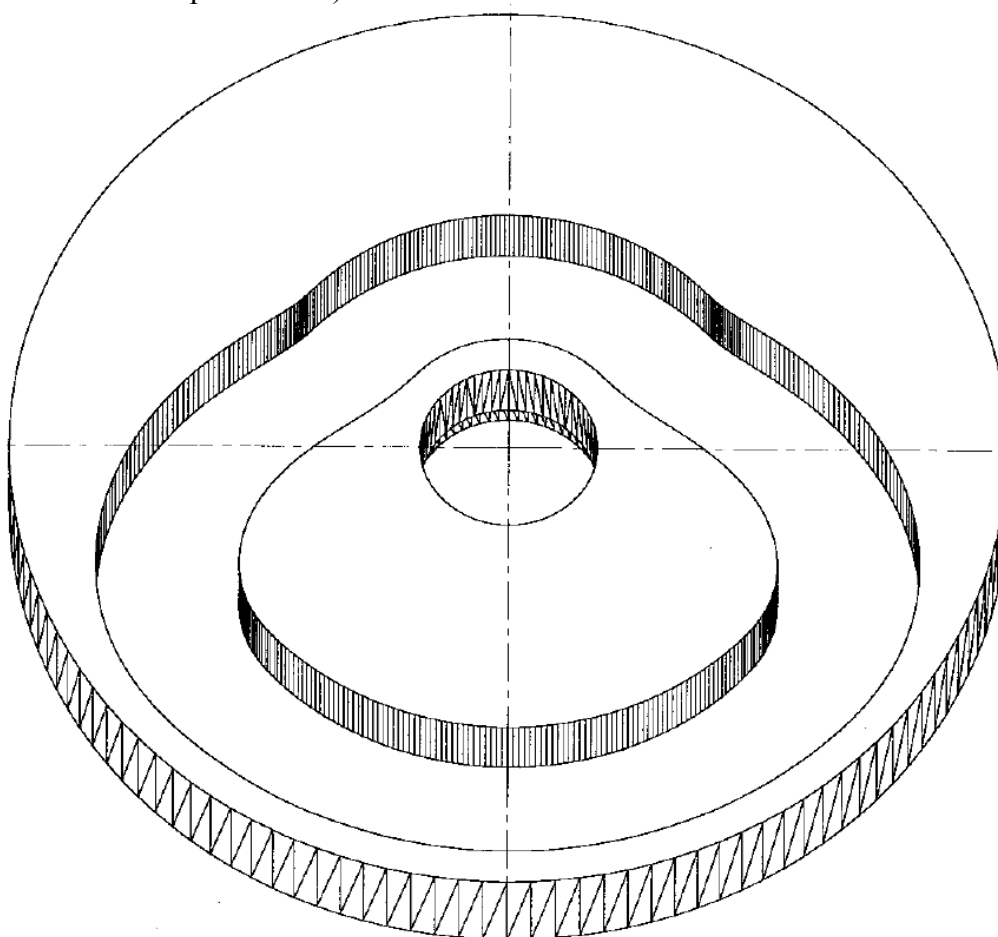


Fig. 3.23 Reprezentare 3D a unei came cu canal frontal [13].

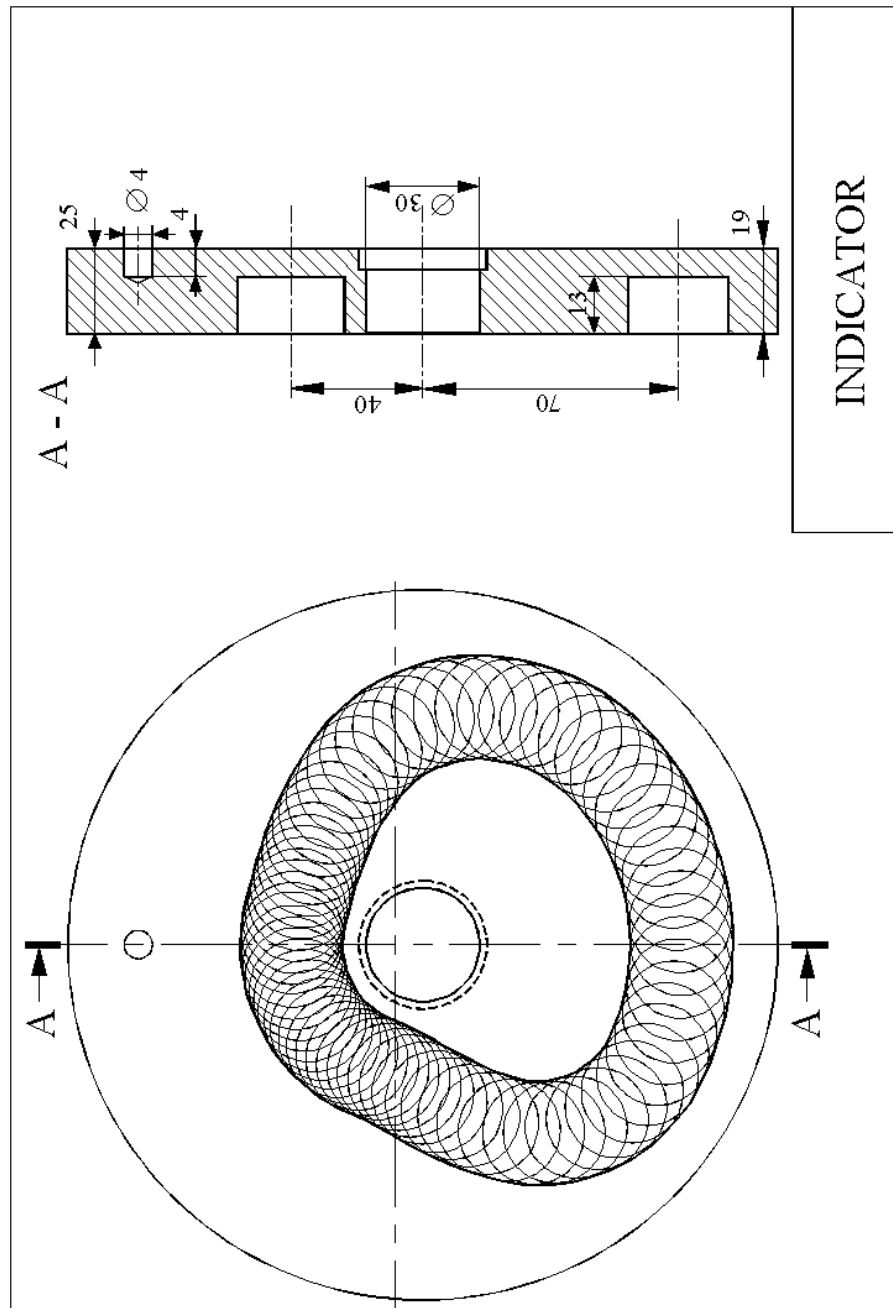


Fig. 3.24 Desen de execuție a unei came cu canal frontal [3.13].

3.8. Bibliografie

- [3.1]. Artobolevski, I., I. *Mehanizmî v sovremennoi tehnikе*, Izd. Nauka, Moskva, 1987, tom IV.
- [3.2]. Dale, C., Nițulescu, T., Precupețu, P., *Desen tehnic industrial pentru construcția de mașini*, Editura Tehnică, București, 1990.
- [3.3]. Duca, C. *Mecanisme*, Institutul Politehnic, Iași, 1981.
- [3.4]. Duca, C., Popovici, A., Oprișan, C. *Bazele proiectării mecanismelor cu came*. Editura “Gh. Asachi”, Iași, 1999.
- [3.5]. Duca, C., Buium Fl., Pârăoaru G., *Mecanisme și teoria mașinilor*, Universitatea Tehnică „Gh. Asachi” Iași 2003.
- [3.6]. Duca, C., Buium Fl., Pârăoaru G., *Mecanisme*, Editura „Gh. Asachi” Iași 2003.
- [3.7]. Lowasz, E.C., Cărăbaș, I., *Principii de sinteză a mecanismelor cu roți dințate și came*, Universitatea Politehnică Timișoara, 2004.
- [3.8]. Cărăbaș, I., Mesaroș-Anghel, V., Lowasz, E.C., *Manual pentru proiectarea mecanismelor*, Editura Mirton, Timișoara, 2000.
- [3.9]. Merticaru, V., Duca, C., Atanasiu, V., Popovici, A., Receanu, D., Țivlea, P., Oprișan, C., Leohchi, D., Popovici, E., *Mecanisme - Îndrumar pentru proiectare*, Institutul Politehnic Iași, 1989.
- [3.10]. Munteanu, O., *Mecanisme cu came*, Institutul Politehnic, Iași, 1972.
- [3.11]. Oprișan, C., Popovici, Gh. A. *Mecanisme*, Editura „Tehnica-Info”, Chișinău, 2001.
- [3.12]. Popovici, Gh. A., *Mecanisme cu legături superioare*. Universitatea Tehnică “Gh. Asachi” Iași, 2000.
- [3.13]. Rothbart, H. A. - editor *Cam design handbook*, McGraw-Hill HANDBOOKS, Hew York 2004.
- [3.14]. Sandor, G.N., Erdman, A.G., *Mechanism design. Analysis and synthesis*, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1984.

[3.15]. Shigley, J. E., Uicker, J.J. jr., *Theory of machines and mechanisms*, McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1988.

Capitolul 4

MECANISME CU ROȚI DINȚATE

4.1. ANGRENAJE

Angrenajul reprezintă o pereche de roți dințate care transmite continuu o mișcare de rotație între doi arbori cu un raport de transmitere dat.

Angrenarea se poate defini ca fiind o mișcare de rotație între doi arbori obținută prin pătrunderea dinților unei roți în golurile dintre dinții roții conjugate.

Transmiterea mișcării între două roți care angrenează una cu cealaltă (roți conjugate) se face prin intermediul unei cuple superioare, formată de contactul dintre suprafețele flancurilor celor doi dinți.

Raportul de transmitere ¹⁾ notat cu i_{12} este dat de raportul dintre viteza unghiulară a roții conducătoare 1 și viteza unghiulară a roții conduse 2:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (4.1)$$

4.2. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

4.2.1. Elemente de bază

Angrenajele cu roți dințate cilindrice pot fi cu angrenare exterioară (figura 4.1) și cu angrenare interioară (figura 4.2).

¹⁾ Angrenajul cu $|i_{12}| > 1$ este denumit reductor, iar angrenajul cu $|i_{12}| < 1$ este denumit multiplicator [Atanasiu, V., - Angrenaje cilindrice evolventice, 2002].

În angrenarea exterioară roțile dinate, care formează angrenajul, au sensuri de rotație inverse (figura 4.1), iar angrenarea interioară au același sens de rotație (figura 4.2).

Definirea raportului de transmitere

Raportul de transmitere al angrenajelor cilindrice se calculează cu relația generală (4.1), dar se poate exprima și în funcție de numerele de dinți z_1 și z_2 ale roților dinate 1 și 2:

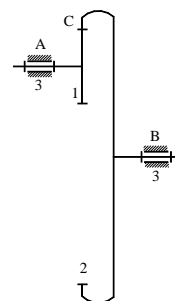
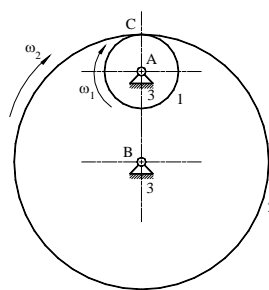
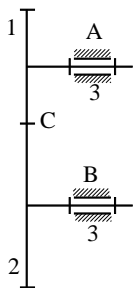
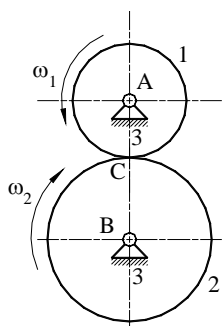


Fig.4.1. Angrenaj cilindric exterior

Fig. 4.2. Angrenaj cilindric interior

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} \text{ - pentru angrenajul exterior (figura 4.1),} \quad (4.2)$$

unde,

z_1 este numărul de dinți ai roții conducătoare;

z_2 - numărul de dinți ai roții conduse.

sau

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \text{ - pentru angrenajul interior (figura 4.2).} \quad (4.3)$$

Teorema fundamentală a angrenării

În tot timpul angrenării cu raport de transmitere constant, normala comună la profilurile conjugate trebuie să treacă printr-un punct fix situat pe linia centrelor.

Dacă se cunoaște profilul dintelui unei roți dinate, atunci profilul conjugat se poate determina prin metoda înfășurării, astfel încât să fie

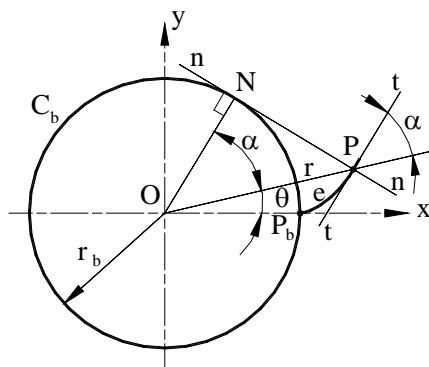
respectată teorema fundamentală a angrenării. În continuare se definesc următoarele noțiuni:

- Linia de angrenare - reprezintă locul geometric al punctelor de contact;
- Unghi de angrenare – unghiul format între normala comună în punctul de contact și o dreaptă perpendiculară pe linia centrelor;
- Polul angrenării sau punctul de rostogolire se notează cu C și reprezintă centrul instantaneu al mișcării relative.

Profilul dintelui

În practica inginerescă, în majoritatea cazurilor se folosesc profilurile dinților formate din evolventa cercului

Evolventa este curba descrisă de un punct care aparține unei drepte, care se rostogolește fără alunecare peste un cerc (figura 4.3).



- e – evolventa;
- C_b – cerc de bază;
- θ - involuta de α ;
- r_b - raza cecului de bază;
- P – punctul care descrie evolventa.

Fig. 4.3. Generarea unei evolvente

Dreapta n-n denumită dreaptă generatoare, iar cercul peste care se rostogolește – cerc de bază (C_b).

Funcția $\theta = \text{tg}\alpha - \alpha$ se numește involută de α și se notează cu $\text{inv}\alpha$.

Ecuțiile evolventei în coordonate polare sunt:

$$\begin{cases} \theta = \text{inv}\alpha ; \\ r = \frac{r_b}{\cos\alpha} . \end{cases} \quad (4.4)$$

În Anexa 4 este prezentat tabelul cu valorile funcției $\text{inv}\alpha$ calculate cu un pas de o sutime de grad.

Cremaliera de referință

Cremaliera de referință este o cremalieră standardizată (SR ISO 53:2011) având profiluri rectilinii, cu ajutorul căreia se definesc geometrice roțile dințate evolventice (figura 4.4) [4.1].

Parametrii geometrici ai cremalierii de referință se definesc în raport cu dreapta de referință (pe această dreaptă grosimea dintelui este egală cu lățimea golului) și se calculează în funcție de o mărime numită modul (m).

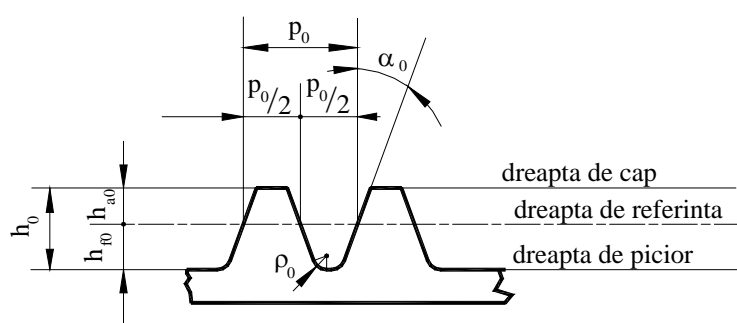


Fig. 4.4. Cremaliera de referință

Modulul²⁾ este un parametru standardizat (SR ISO 54:2011) cu dimensiuni de lungime, măsurat în milimetri, care indică mărimea danturii și a roții dințate. Valorile pentru modul sunt prezentate în tabelul 4.1 [4.2].

Tabelul 4.1. Valori ale modulului (SR ISO 54:2011)

Modulul	1,0	1,125	1,25	1,375	1,5	1,75	2,0	2,25
danturii	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	4,25
în mm	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0
	10	11	12	14	16	18	20	22

Se preferă valorile tipărite cu caractere **bold**.

Modulele 3,25, 3,75 și 4,25 se pot utiliza numai pentru transmisiile automobilelor, iar modulul 6,5 numai pentru transmisiile tractoarelor [4.10].

²⁾ Modulul poartă denumirea și de pas diametral, deoarece rezultă din împărțirea diametrului de divizare la numărul de dinți (Horovitz, Angrenaje cilindrice – 1959).

Modulul este definit ca raportul dintre pas (exprimat în mm) și numărul π sau raportul între diametrul de divizare (exprimat în mm) și numărul de dinți.

Modulul este pasul diametral al cercului de divizare și reprezintă segmentul liniar din diametrul de divizare corespunzător unui dinte (Antonescu, P., Mecanisme - 2003).

Relațiile de calcul pentru parametrii geometrici sunt:

- Pasul p_0 - distanța dintre două profiluri omoloage consecutive măsurată pe dreapta de referință:

$$p_0 = \pi \cdot m, (\pi = 3,141592). \quad (4.5)$$

- Înălțimea de referință a capului dintelui h_{a0} - distanța dintre dreapta de cap și dreapta de referință:

$$h_{a0} = m \cdot h_{a0}^*, (h_{a0}^* = 1), \quad (4.6)$$

h_{a0}^* - coeficientul înălțimii capului dintelui de referință.

- Înălțimea de referință a piciorului dintelui h_{f0} - distanța dintre dreapta de referință și dreapta de picior:

$$h_{f0} = h_{a0} + c_0, \text{ unde} \quad (4.7)$$

c_0 este jocul de referință la capul dintelui,

$$c_0 = m \cdot c_0^*, (c_0^* = 0,25), \quad (4.8)$$

c_0^* - coeficientul jocului de referință la capul dintelui,

$$h_{f0} = m \cdot (h_{a0}^* + c_0^*). \quad (4.9)$$

- Raza de racordare la piciorul dintelui ρ_0 - raza cercului de racordare dintre profilul dintelui și dreapta de picior:

$$\rho = m \cdot \rho_0^*, (\rho_0^* = 0,38). \quad (4.10)$$

ρ_0^* - coeficientul razei de racordare de referință la piciorul dintelui.

- Unghiul de înclinare a profilului format de profilul dintelui cu o dreaptă perpendiculară pe dreapta de referință:

$$\alpha_0 = 20^\circ. \quad (4.11)$$

4.2.2. Parametrii geometrici ai unei roți dințate cilindrice cu dinți drepi

Parametrii geometrici se definesc într-o secțiune frontală (perpendiculară pe axa roții). Deoarece angrenajele cilindrice sunt mecanisme plane, în această secțiune cilindrii de divizare, de cap, de picior și de bază se transformă în cercuri cu aceleași denumiri, notate cu C_a , C_d , C_f și C_b

(figura 4.5 și figura 4.6). În această secțiune flancul dintelui apare sub forma profilului. Parametrii geometrici ai unei roți dințate cilindrice se definesc astfel [4.7] [4.10] [4.11] [4.12]:

d_a - diametrul cercului de cap;

d - diametrul cercului de divizare;

d_f - diametrul cercului de picior;

d_b - diametrul cercului de bază;

p - pasul de divizare - lungimea arcului pe cercul de divizare limitat de două profile omologe consecutive;

h_a - înălțimea capului dintelui în raport cu cercul de divizare;

h_f - înălțimea piciorului dintelui în raport cu cercul de divizare;

s - arcul dintelui pe cercul de divizare - lungimea arcului pe cercul de divizare, limitat de profilurile unui dinte;

e - arcul golului dintre dinți pe cercul de divizare - lungimea arcului pe cercul de divizare limitat de profilurile unui gol;

α_0 - unghiul de presiune al profilului pe cercul de divizare - unghiul format de tangenta la punctul de intersecție a profilului cu cercul de divizare și raza cercului.

Parametrii geometrici pe un cerc oarecare se definesc în același mod.

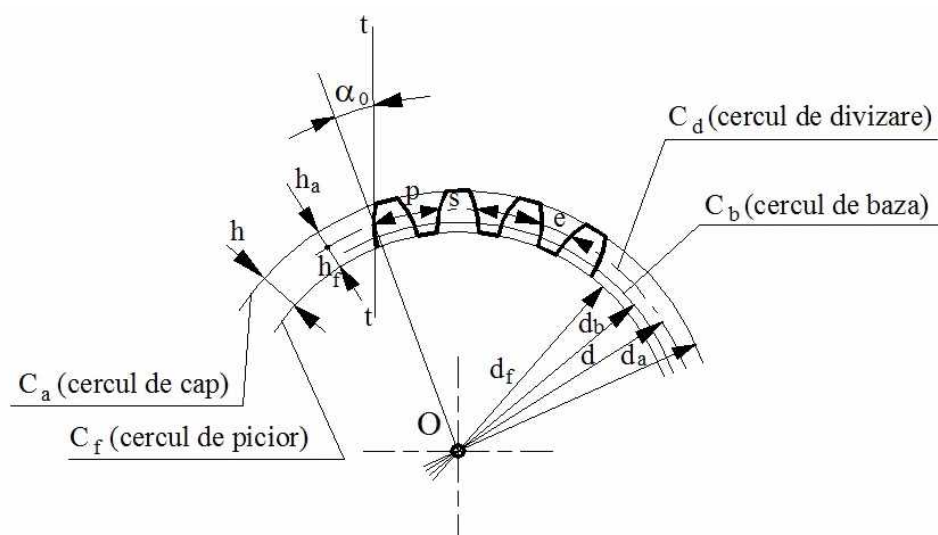


Fig. 4.5. Roată dințată cilindrică cu dantură exterioară

Relațiile de calcul pentru parametrii geometrici se determină din condiția angrenării fictive a roții cu cremaliera de referință în condițiile neglijării jocului dintre flancuri și cu joc radial standardizat. Pentru o roată dințată cu dantură interioară se definesc în același mod. În acest caz, trebuie menționat că între o roată cu dantură interioară și cremaliera de referință nu poate avea loc o angrenare reală deoarece dintele cremalierii ar pătrunde în interiorul dintelui roții.

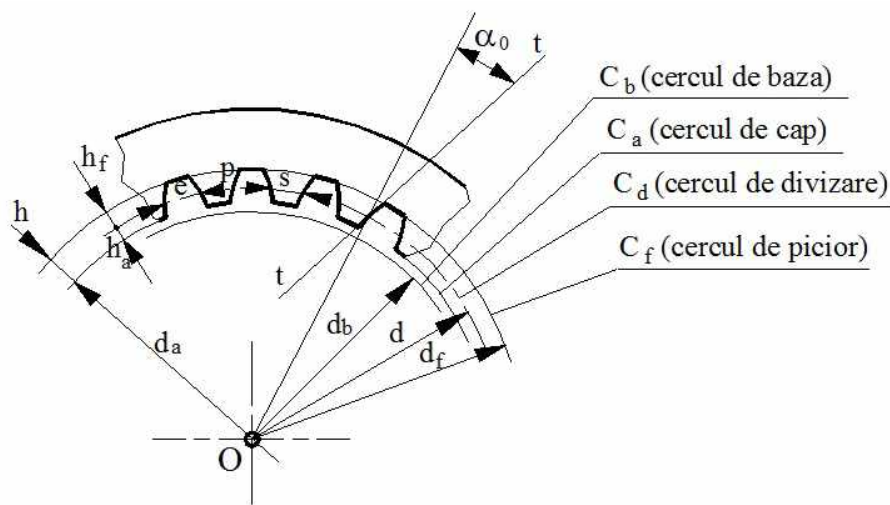


Fig. 4.6. Roată dințată cilindrică cu dantură interioară

4.2.3. Parametrii geometrici ai unui angrenaj cilindric

Parametrii geometrici ai angrenajului cilindric cu angrenare exterioară și interioară sunt (fig. 4.7 și fig. 4.8):

- unghiul de angrenare α_w ;
- diametrele cercurilor de rostogolire d_{w1} și d_{w2} ;
- distanța dintre axe a_w

Angrenajele cu $x_1 = x_2 = 0$ se numesc angrenaje zero, iar angrenajele cu $x_1 + x_2 = 0$ se numesc zero deplasate. Pentru aceste valori ale deplasărilor, parametrii angrenajului devin: $\alpha_w = \alpha_0$, $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$, $a_w = a_0$.

Deplasarea de profil X ³⁾ reprezintă distanța dintre dreapta de referință și dreapta de rostogolire tangentă la cercul de divizare ($X = m \cdot x$).

Relațiile de calcul pentru parametrii angrenajului cilindric se determină din condiția angrenării fără joc între flancuri. În această ipoteză rezultă că arcul de rostogolire al dintelui roții 1 trebuie să fie egal cu arcul de rostogolire al roții 2. Distanța dintre axe se calculează în funcție de diametrele de rostogolire d_{w1} și d_{w2} .

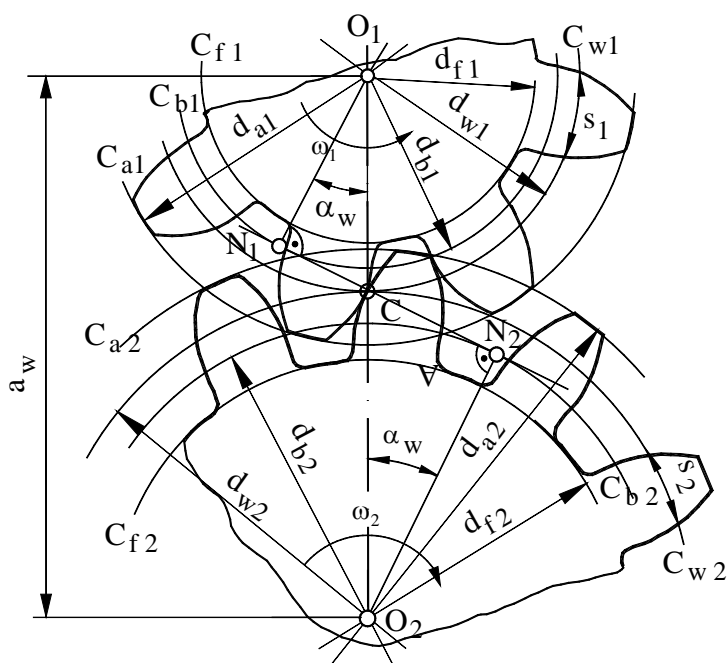


Fig. 4.7. Parametrii geometrici ai angrenajului cilindric exterior

Distanța dintre axe este standardizată (STAS 6055–82), valorile uzuale fiind prezentate în tabelul 4.2.

³⁾ Deplasarea X se consideră pozitivă dacă dreapta de referință se află în exteriorul cercului de divizare și negativ dacă intersectează cercul de divizare (Duca, C., Mecanisme - 2003).

Tabelul 4.2. Valori pentru distanța dintre axe (STAS 6055–82)

Distanța dintre axe	40	45	50	56	63	71	80	90
a_w , mm	100	112	125	140	160	180	200	225
	250	280	315	355	400	450	500	560

Se preferă utilizarea distanțelor dintre axe tipărite cu caracter bold.

Angrenajul interior (figura 4.8) se compune dintr-o roată cu dantură exterioară și alta cu dantură interioară.

4.2.4. Calculul parametrilor geometrici pentru angrenaje cilindrice cu dinți drepți

În tabelele 4.4 și 4.5 sunt prezentate metodologiile de calcul pentru angrenajele cilindrice exterioare și interioare cu dinți drepți. În tabele sunt determinate elementele geometrice ale roților și ale angrenajelor. De asemenea, sunt prezentate condițiile funcțional-construcitive, care trebuie respectate de angrenaj: evitarea interferenței, evitarea ascuțirii dinților, continuitatea angrenării (gradul de acoperire).

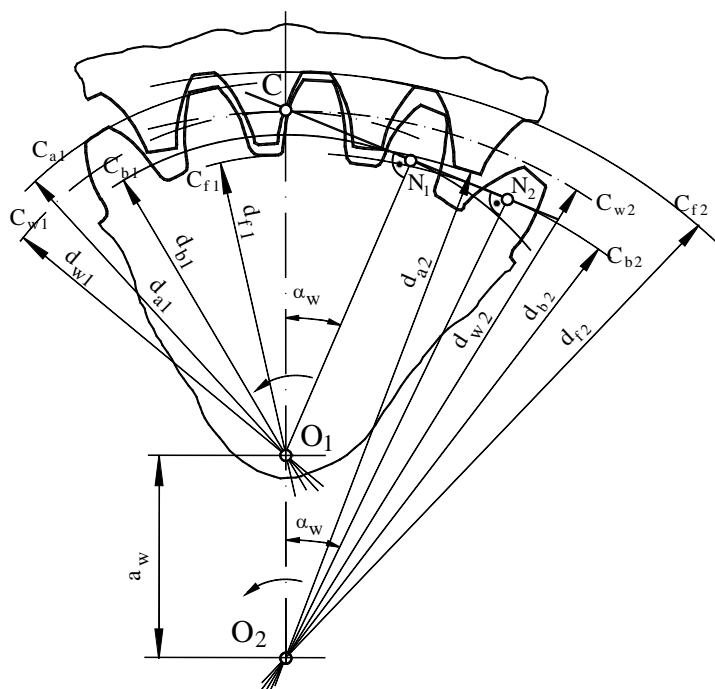


Fig. 4.8. Parametrii geometrici ai angrenajului cilindric interior

Adoptarea coeficienților deplasărilor de profil este o problemă de optimizare, în care funcția este în general de natură economică [4.9]. Evitarea unor fenomene nedorite, prezentate mai sus, se formulează matematic sub forma unor inegalități. Astfel se obține un domeniu admisibil delimitat de un contur numit contur de blocare.

Necesitatea execuției corecte a roților dințate conduce la stabilirea unor elemente de control. Pentru a efectua aceste operații sunt necesare valorile nominale ale cotelor de măsurare, precum:

- Cota peste dinți, pentru dantura exterioară și peste goluri, pentru dantura interioară

Cota peste dinți este segmentul delimitat de două profiluri antiomoloage pe normala lor comună (figura 4.9).

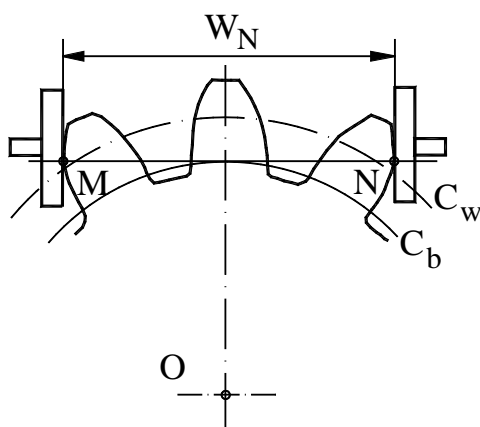
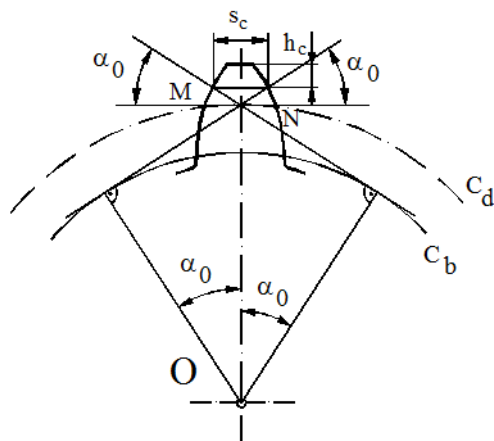


Fig. 4.9. Definierea cotei peste dinți

Numărul de dinți N peste care se face măsurarea se stabilește astfel ca limitele cotei W_N să cadă pe profilul de cap. Numărul de dinți N se alege din tabele în funcție de numărul de dinți ai roții sau se poate calcula (tabel 4.4).

- Coarda constantă a dintelui, notată s_c , reprezintă un parametru de control care se măsoară între punctele de tangență ale profilurilor dintelui cu profilurile golului cremalierii de referință (figura 4.10).



Parametrul h_c precizează poziția coardei constante și este denumit înălțimea la coarda constantă (figura 4.10). Coarda constantă nu depinde de numărul de dinți, ci numai de modul și coeficientul de deplasare.

Fig. 4.10. Coarda constantă a dintelui

Roata dințată cu dantură interioară se execută cu ajutorul unei scule de tip cuțit roată (figura 4.11). Modulul sculei cuțit roată este același cu modulul pinionului (roata cu dantură exterioră).

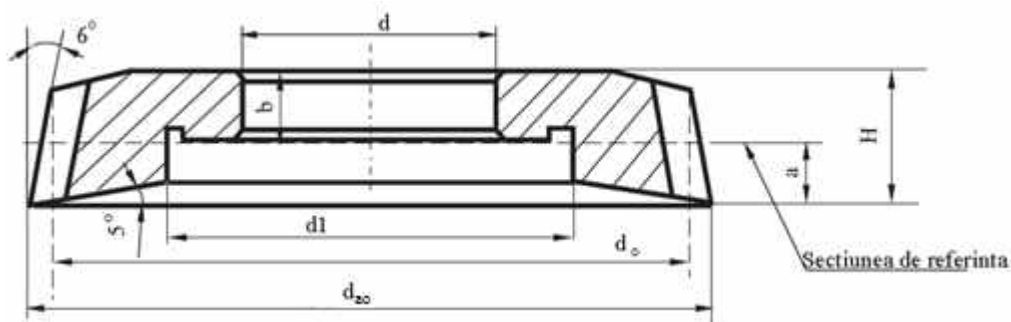


Fig. 4.11. Cuțitul roată

Numărul de dinți și diametrului de cap ai cuțitului roată se determină din tabelul 4.3 pe baza valorii modulului standardizat.

În cazul angrenajului cilindric interior, limitele roții dințate interior au probleme specifice acestei roți. Unele dintre aceste limite se datoresc generării roții, iar altele conturului dintelui care este funcție de numărul de dinți, de deplasarea profilului și de parametrii cremalierei de referință. Pentru roata dințată interior, limitele angrenării și generării danturii se manifestă prin interferența dintre roata dințată și roata generatoare [4.23].

Pentru angrenajul cilindric interior, caracteristic este interferența între capul dintelui roții dințate și capul dintelui roții dințate interior. La angrenajul zero, definit de cremaliera de referință, pericolul acestei interferenței apare când $z_2 - z_1 \leq 9$. Deplasarea profilului are, în general, influență mică. Pentru a evita această interferență se recomandă modificarea danturii ambelor roți sau numai la una, în sensul măririi distanței dintre axe [4.23].

Un alt caz de interferență al angrenajului cilindric interior este interferența la montajul radial. Acest tip de interferență nu afectează angrenarea, care decurge în mod normal, ci numai montajul. Dacă diferența numerelor de dinți a celor două roți dințate este mică, atunci în cazul unui montaj din direcție radială capetele dinților celor două roți interferează. În acest caz nu este posibil un astfel de montaj. La angrenajul zero și parametrii cremalierii de referință $\alpha_0 = 20^\circ$ și $h_{a0}^* = 1$, condiția de montaj radial este îndeplinită când $z_2 \geq z_1 + 15$. La generarea roții dințate interior cu cuțit roată, această condiție este $z_2 \geq z_g + 22$, unde z_g este numărul de dinți ai cuțitului roată. Dacă se consideră că roata generatoare trebuie să aibă cel puțin 28 de dinți, pentru ca profilul activ la generare să fie evolventă, rezultă $z_2 \geq 50$ de dinți. Deci, roțile dințate interior, generate de o roată dințată generatoare, nu pot avea un număr de dinți mai mic de 50. Dacă se utilizează o roată dințată interior cu un număr de dinți mai mic de 50, atunci este necesară modificarea profilului și mai ales a înălțimii capului dintelui [4.23].

În tabelul 4.3 sunt date, pentru diferite valori ale modulului, numărul de dinți ai cuțitului roată și diametrul de cap (d_{a0}) corespunzător numărului de dinți.

Tabelul 4.3. Elementele geometrice definitorii ale cuțitului roată

Modulul m [mm]	Nr. de dinți z_o	Diametrul de cap d_{ao} [mm]	Nr. de dinți z_o	Diametrul de cap d_{ao} [mm]	Nr. de dinți z_o	Diametrul de cap d_{ao} [mm]
1			76	79,76	100	104,60
1,25	40	53,38	60	79,58	80	105,23
1,5	34	55,06	50	80,26	68	107,96
1,75	29	55,49	43	81,25	58	108,19
2	25	55,42	38	82,68	50	107,31
2,25	22	55,60	44	83,30	45	109,29
2,5	20	56,78	30	82,40	40	108,46
2,75	18	56,95	28	85,38	36	108,36
3	17	59,14	25	83,8	34	111,82
3,25	15	57,56	24	87,42	31	110,99
3,5	14	58,48	22	86,98	28	108,72
3,75			20	85,54	27	112,35
4			19	87,24	25	111,75

Tabloul 4.4. Metodologia de calcul geometric și cinematic pentru angrenajele cilindrice exterioare cu dinți drepți [4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.19, 4.22]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
1	2	3	4	5
Date inițiale privind definirea geometrică a angrenajului				
Numerale de dinți	z_1, z_2	Date prin temă	21, 42	-
Modulul normal	m	Dat prin tema sau ales din SR ISO 54:2011	2,5	[mm]
Profilul de referință standardizat (cremaliera de referință) $\alpha_{a0}^* - h_{a0}^* - c_0^*$		$20^\circ - 1 - 0,25$	-	
Distanța între axe	a_w	Se indică prin temă. La reductoare de turație conform STAS 6055 – 83	80	[mm]
Parametrii de bază ai roților dințate și ai angrenajului				
Distanța între axe de referință	a	$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$	78,75	[mm]
Unghiul de angrenare	α_w	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha\right)$	22,330	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Involuta unghiului α_0 ($\alpha = \alpha_0$)	-	$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$ Unghiul α în radiani $\alpha = \alpha_0 \cdot \frac{\pi}{180} \text{ rad}$	0,014904	-
Involuta unghiului α_w	-	$\text{inv } \alpha_w = \text{tg } \alpha_w - \alpha_w$	0,021010	-
Coefficientul deplasărilor de profil însumate	x_s	$x_s = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg } \alpha} \cdot (\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)$	0,528	-
Coefficientul deplasărilor de profil: - la pinion (1) - la roată (2)	x_1 x_2	Mărimea x_s se repartizează pe cele două roți după criteriul admis, astfel încât să se respecte relația: $x_1 + x_2 = x_s$	0,3 0,228	-
Diametrele de divizare: - al pinionului (1) - al roții (2)	d_1 , d_2	$d_{1(2)} = m \cdot z_{1(2)}$	52,5 105,0	[mm]
Raportul de transmitere	i_{12}	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	2,0	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Diametrele de rostogolire	d_{w1} , d_{w2}	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{12} + 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_1}{z_1 + z_2}$ și $d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w \cdot i_{12}}{i_{12} + 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_2}{z_1 + z_2}$	53,333 106,667	[mm]
Coefficientul de modificare a distanței între	y	$y = \frac{a_w - a}{m}$	0,5	-
Diametrele cercurilor de pîcior	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* - x_{1(2)})$	47,75 99,892	[mm]
Înălțimea de referință a dintelui	h	$h = m \cdot (2 \cdot h_a^* + c^*)$	5,625	[mm]
Diametrele de cap de referință (cu dinți nescurtați)	d_{a1} , d_{a2}	$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_{1(2)})$	59,0 111,142	[mm]
Calculul lungimii (cotei) peste dinți				
Ughiul de presiune pe cilindru de diametru $d + 2 \cdot m \cdot x$	α_{WN}	$\alpha_{WN1(2)} = \arccos \left(\frac{z_{1(2)} \cdot \cos \alpha}{z_{1(2)} + 2 \cdot x_{1(2)}} \right)$	23,993 21,630	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Numărul teoretic de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	N'_1 N'_2	$N'_{1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\pi} \cdot \left[\operatorname{tg} \alpha \cdot W_{N,1(2)} - \frac{2 \cdot x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_{1(2)}} - \operatorname{inv} \alpha \right]$	2,806 5,049	-
Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste N dinți	N_1 N_2	$N_{1(2)} = \text{INTEGER} (N'_{1(2)} + 0,5)$, valoarea întreagă a mărimii $N'_{1(2)} + 0,5$	3 6	-
Lungimea (cota) peste N dinți	W_{N1} W_{N2}	$W_{N1(2)} = [\pi \cdot (N_{1(2)} - 0,5) + 2 \cdot x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha + z_{1(2)} \cdot \operatorname{inv} \alpha] \cdot m \cdot \cos \alpha$	19,699 42,453	[mm]
Raza de curbură a profilelor frontale antiomologe în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste dinți	ρ_{W1} ρ_{W2}	$\rho_{W1(2)} = 0,5 \cdot W_{N1(2)}$	9,849 21,226	[mm]
Unghiul de presiune la capul dintelui sau pe muchia longitudinală de teșire	α_{a1} α_{a2}	$\alpha_{a1(2)} = \arccos \left(\frac{z_{1(2)} \cdot m \cdot \cos \alpha}{d_{a1(2)}} \right)$	33,262 27,406	[°]
Diametrul de bază	d_{b1} d_{b2}	$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cdot \cos \alpha = z_{1(2)} \cdot m \cdot \cos \alpha$	49,333 98,667	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Raza de curbură a profilului la capul dintelui.	ρ_{a1} ρ_{a2}	$\rho_{a1(2)} = 0,5 \cdot d_{b1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1(2)}$	16,180 25,579	[mm]
Raza de curbură a profilului în punctul de intrare în/ ieșire din angrenare la piciorul dintelui	ρ_{f1} ρ_{f2}	$\rho_{f1} = a_w \cdot \sin \alpha_w - 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2}$ $\rho_{f2} = a_w \cdot \sin \alpha_w - 0,5 \cdot d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1}$	4,816 14,215	[mm]
Verificarea încadrării punctelor de contact ale lungimii W_{tN} (respectiv W_{tN}) pe flancurile evolventice ale danturii. Dacă nu se verifică partea stângă a inegalității trebuie calculată lungimea (cota) peste N+1 dinți și se repetă verificarea. Dacă nu se respectă partea dreaptă – trebuie calculată o lungime (cotă) pentru N-1 dinți și se repetă verificarea.	-	Dimensiunea W_N este măsurabilă numai dacă se verifică: a) la dinții neflancați și fără muchiile teșite, relația: $\rho_{f1(2)} < \rho_{W1(2)} < \rho_{a1(2)}$; 4,816 < 9,849 < 16,180 14,215 < 21,226 < 25,579	-	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicatia de adoptare	Exemplu numeric	UM
Calculul corzii constante normale și calculul înălțimii la coarda constantă normală				
Coarda constantă a dintelui	\bar{s}_{c1} \bar{s}_{c2}	$\bar{s}_{c1(2)} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha + x_{1(2)} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right)$	3,949 3,834	[mm]
Înălțimea la coarda constantă a dintelui	\bar{h}_{c1} \bar{h}_{c2}	$\bar{h}_{c1(2)} = 0,5 \cdot (d_{a1(2)} - d_{1(2)} - \bar{s}_{c1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	2,531 2,373	[mm]
Raza de curbură a profilului în punctele care definesc coarda constantă	ρ_{s1} ρ_{s2}	$\rho_{s1(2)} = 0,5 \cdot \left(d_{b1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{\bar{s}_{c1(2)}}{\cos \alpha} \right)$	6,876 15,915	[mm]
Verificarea valabilității cotelor coardei constante și a înălțimii la coarda constantă		Cotele \bar{s}_c și \bar{h}_c sunt valabile numai dacă se îndeplinesc condițiile: $\rho_{s1} > \rho_{f1}$ - la pinion; 6,876 > 4,186 $\rho_{s2} > \rho_{f2}$ - la roată; 15,915 > 14,215		
Calculul arcelor dinților				
Arcul de divizare al dintelui	s_1 s_2	$s_{1(2)} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m$	4,473 4,343	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Arcul de cap al dintelui	s_{a1} s_{a2}	$s_{a1(2)} = d_{a1(2)} \cdot \left(\frac{s_{1(2)}}{d_{1(2)}} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a1(2)} \right)$	1,457 1,789	[mm]
Verificarea lipsei ascuțirii dinților	-	$s_{a1(2)} \geq 0,25 \cdot m$ $1,457 > 0,25 \cdot 2,5 = 0,625$ $1,789 > 0,25 \cdot 2,5 = 0,625$	-	-
Arcul de bază al dintelui	s_{b1} s_{b2}	$s_{b1(2)} = m \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1(2)} \cdot \text{tg } \alpha + z_{1(2)} \cdot \text{inv } \alpha \right)$	4,938 5,551	[mm]
Calculul arcelor golurilor (dintre dinți)				
Arcul de divizare al golului dintre dinți	e_{1} e_{2}	$e_{1(2)} = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{1(2)} \cdot \text{tg } \alpha \right) \cdot m$	3,381 3,511	[mm]
Arcul de cap al golului	e_{a1} e_{a2}	$e_{a1(2)} = d_{a1(2)} \cdot \left(\frac{e_{1(2)}}{d_{1(2)}} + \text{inv } \alpha_{a1(2)} - \text{inv } \alpha \right)$	7,369 6,524	[mm]
Arcul de bază al golului	e_{b1} e_{b2}	$e_{b1(2)} = m \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{1(2)} \cdot \text{tg } \alpha - z_{1(2)} \cdot \text{inv } \alpha \right)$	2,442 1,829	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Calculul diametrelor unor cercuri specifice				
Diametrul cilindrilor începuturilor profilelor evolventice	d_{11} d_{12}	$d_{11(2)} = d_{b1(2)} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{1 - x_{1(2)}}{z_{1(2)} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right)^2}$	50,977 103,207	[mm]
Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțătăerii dinților roților la prelucrare				
Coefficientul minim de deplasare a profilului la limita subțătăerii (cu cremaliera generatoare)	$x_{\min 1}$ $x_{\min 2}$	$x_{\min 1(2)} = h_a^* \frac{z_{1(2)} \cdot \sin^2 \alpha}{2}$	-0,228 -1,456	-
Verificarea lipsei subțătăerii	-	$x_{\min 1(2)} \leq x_{1(2)}$ -0,228 < 0,3 și -1,456 < 0,2284		-
Numărul minim de dinți la limita subțătăerii dinților cu cremaliera generatoare	$z_{\min 1}$ $z_{\min 2}$	$z_{\min 1(2)} = \frac{2 \cdot (h_a^* - x_{1(2)})}{\sin^2 \alpha}$	12 13	-
Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței dinților roților în angrenare				
Raza de curbură a profilului frontal pe flancul de picior în punctul limită (de început al profilelor evolventice)	ρ_{11} ρ_{12}	$\rho_{11(2)} = 0,5 \cdot d_{1(2)} \cdot \sin \alpha - m \cdot \frac{h_a^* - x_{1(2)}}{\sin \alpha}$	3,861 12,316	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Verificare lipsei interferenței dinților roților în angrenare	-	$P_{11(2)} \leq P_{f1(2)}$ $3,861 < 4,816 \text{ si } 12,316 < 14,215$		-
Calculul gradelor de acoperire la angrenaje formate din roți cu danturi neflancate				
Gradul de acoperire frontal	ϵ_{α}	$\epsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$ <p style="text-align: center;">Se recomandă $\epsilon_{\alpha} \geq 1$</p>	1,539	-
Calculul de verificare a jocurilor la capul dinților				
Jocul la capul dinților pinionului (1)	c_1	$c_1 = a_w - 0,5 \cdot (d_{f2} + d_{a1})$	0,554	[mm]
Jocul la capul dinților roții (2)	c_2	$c_2 = a_w - 0,5 \cdot (d_{f1} + d_{a2})$	0,554	[mm]
Verificarea existenței jocului la cap standardizat	-	$c_{1(2)} \geq 0,2 \cdot m_n$ $0,554 > 0,5$ $0,554 > 0,5$		-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Calculul alunecărilor relative la capul și piciorul dintelui				
Alunecarea relativa la capul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ξ_{a1}	$\xi_{a1} = 1 - \frac{\rho_{f2}}{\rho_{a1}} \cdot \frac{z_1}{z_2}$	0,5607	-
	ξ_{a2}	$\xi_{a2} = 1 - \frac{\rho_{f1}}{\rho_{a2}} \cdot \frac{z_2}{z_1}$	0,6235	-
Alunecarea relativa la piciorul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ξ_{f1}	$\xi_{f1} = 1 - \frac{\rho_{a2}}{\rho_{f1}} \cdot \frac{z_1}{z_2}$	-1,6557	-
	ξ_{f2}	$\xi_{f2} = 1 - \frac{\rho_{a1}}{\rho_{f2}} \cdot \frac{z_2}{z_1}$	-1,2764	-

Tabelul 4.5. Metodologia de calcul geometric și cinematic pentru angrenajele cilindrice interioare cu dinți drepți [4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.19]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
1. Date inițiale privind definirea geometrică a danturii angrenajului				
Numerale de dinți	z_1, z_2	Date prin temă	25; 87	-
Modulul	m	Dat prin tema sau ales din SR ISO 54:2011	2	[mm]
Profilul de referință standardizat (cremaliera de referință) $\alpha - h_a^* - c^*$		$20^\circ - 1 - 0,25$		-
Distanța între axe	a_w	Se indică prin temă. La reductoare de turație conform STAS 6055 – 83	63	[mm]
2. Parametrii geometrici definiții ai danturii cuțitului - roată care se folosește la generarea roții dințate				
Numărul de dinți ai cuțitului-roată	z_0	Se adoptă din tabelul 4.3	38	-
Modulul cuțitului-roată	m_0	$m_0 = m$	2	[mm]
Diametrul de cap al cuțitului-roată	d_{a0}	Se adoptă din tabelul 4.3	82,68	[mm]
Unghiul de presiune de referință normal al cuțitului-roată	α_0	$\alpha_0 = \alpha$	20	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Coefficientul capului de referință al cuțitului-roată	h_{a0}^*	Valoarea standardizată $h_{a0}^* = h_a^* + c$	1,25	-
Coefficientul piciorului de referință al cuțitului roată	h_{f0}^*	Trebuie să aibă o valoare condiționată de profilul de referință, $h_{f0}^* > h_a^* + c$	1,25	-
3. Parametrii geometrici de bază privind angrenarea				
Distanța între axe de referință	a	$a = \frac{m \cdot (z_2 - z_1)}{2}$	62	[mm]
Unghiul de angrenare	α_w	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha\right)$	22,36	[°]
Involuta unghiului α	-	$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$ Unghiul α în radiani	0,014904	-
Involuta unghiului α_w	-	$\text{inv } \alpha_w = \text{tg } \alpha_w - \alpha_w$ Unghiul α_w în radiani	0,021113	-
Coefficientul diferenței deplasărilor de profil	x_d	$x_d = \frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \text{tg } \alpha} \cdot (\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)$	0,5289	-
Coefficientul deplasărilor de profil:	x_1	Mărimea x_{nd} se repartizează pe cele două roți după criteriul admis, astfel încât să se respecte relația:	-0,2	-
- la pinion (1)	x_2	$x_2 - x_1 = x_d$	0,3289	-
- la roată (2)				

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
4. Calculul elementelor geometrice generale ale roților angrenajului				
Diametrele de divizare	d_1	$d_{1(2)} = m \cdot z_{1(2)}$	50,0	[mm]
	d_2		174,0	
Raportul de transmitere	i_{12}	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	3,48	-
Diametrele de rostogolire	d_{w1}	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{12} - 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_1}{z_2 - z_1}$ și $d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w \cdot i_{12}}{i_{12} - 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_2}{z_2 - z_1}$	50,806	[mm]
	d_{w2}		176,806	
Diametrele de picior	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* - x_1)$ $d_{f2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* + x_2)$	44,2	[mm]
	d_{f2}		180,315	
Înălțimea de referință a dintelui	h	$h = m \cdot (2 \cdot h_a^* + c^*)$	4,50	[mm]
Diametrele cercurilor de cap de referință	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_1)$ $d_{a2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* - x_2)$	53,2	[mm]
	d_{a2}		171,315	

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Diametrul de bază	d_{b1} d_{b2}	$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cdot \cos \alpha$	46,984 163,506	[mm]
5. Calculul elementelor geometrice de bază privind angrenarea tehnologică				
Diametrul de divizare al cuțitului-roată	d_0	$d_0 = z_0 \cdot m$	76,0	[mm]
Diametrul de bază al danturii cuțitului-roată	d_{b0}	$d_{b0} = d_0 \cdot \cos \alpha = z_0 \cdot m \cdot \cos \alpha$	71,416	[mm]
Unghiul de presiune de cap al cuțitului-roată	α_{a0}	$\alpha_{a0} = \arccos \left(\frac{d_0}{d_{a0}} \cdot \cos \alpha \right)$	30,257	[°]
Coefficientul deplasării de profil la dantura cuțitului roată (0)	x_0	$x_0 = \frac{d_{a0}}{2 \cdot m} - \frac{z_0}{2} - h_{a0}^*$	0,670	-
Coefficientul al diferenței deplasărilor de profil la angrenajul tehnologic (2 / 0)	x_{d0}	$x_{d0} = x_2 - x_0$	-0,341	-
Involuta unghiului de angrenare α_{w0} al angrenajului tehnologic	$\text{inv } \alpha_{w0}$	$\text{inv } \alpha_{w0} = \text{inv } \alpha + \frac{2 \cdot x_{d0} \cdot \text{tg } \alpha}{z_2 - z_0}$	0,012370	-
Unghiul de angrenare al angrenajului tehnologic	α_{w0}	$\alpha_{w0} = \arg(\text{inv } \alpha_{w0})$ Se stabilește pe bază de tabel sau pe bază de program de calcul.	18,831	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Distanța între axe de referință a angrenajului tehnologic	a_0	$a_0 = \frac{z_2 - z_0}{2} \cdot m$	49,0	[mm]
Distanța între axe a angrenajului tehnologic	a_{w0}	$a_{w0} = a_0 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w0}}$	48,649	[mm]
6. Calculul lungimilor (cotelor) normale peste dinți și peste goluri				
Ughiul de presiune pe cilindru de diametru $d + 2 \cdot x \cdot m$	α_{wN1} α_{wN2}	$\alpha_{wN1(2)} = \arccos \left(\frac{z_{1(2)} \cdot \cos \alpha}{z_{1(2)} + 2 \cdot x_{1(2)}} \right)$	17,259 21,149	[°]
Numărul teoretic de dinți respectiv de goluri pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	N'_1 N'_2	$N'_{1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\pi} \cdot \left[\operatorname{tg} \alpha_{wN1(2)} - \frac{2 \cdot x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_{1(2)}} - \operatorname{inv} \alpha \right]$	2,400 10,224	-
Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți/goluri	N_1 N_2	$N_{1(2)} = \operatorname{INTEGER} (N'_{1(2)} + 0,5), \text{ valoarea întregă a mărimii } N'_{1(2)} + 0,5$	3 11	-
Lungimea (cota) peste N dinți/goluri	W_{N1} W_{N2}	$W_{N1(2)} = [\pi \cdot (N_{1(2)} - 0,5) + 2 \cdot x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha + z_{1(2)} \cdot \operatorname{inv} \alpha] \cdot m \cdot \cos \alpha$	15,187 64,881	[mm]
Raza de curbură a profilelor antiomologe în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste N dinți/goluri	ρ_{W1} ρ_{W2}	$\rho_{W1(2)} = 0,5 \cdot W_{N1(2)}$	7,593 32,441	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Unghiul de presiune la capul dintelui sau pe muchia longitudinală de teșire	α_{a1} α_{a2}	$\alpha_{a1(2)} = \arccos\left(\frac{z_{1(2)} \cdot m \cdot \cos\alpha}{d_{a1(2)}}\right)$	27,973 17,366	[°]
Raza de curbură a profilului la capul dintelui.	ρ_{a1} ρ_{a2}	$\rho_{a1(2)} = 0,5 \cdot d_{b1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1(2)}$	12,477 25,567	[mm]
Raza de curbură a profilului în punctul de intrare în/ ieșire din angrenare la piciorul dintelui	ρ_{f1} ρ_{f2}	$\rho_{f1} = 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - a_w \cdot \sin \alpha_w$ $\rho_{f2} = 0,5 \cdot d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} + a_w \cdot \sin \alpha_w$	1,594 36,449	[mm]
Verificarea încadrării punctelor de contact ale lungimii W_N pe flancurile evolventice ale danturii.	-	Dimensiunea W_N este măsurabilă numai dacă se verifică: - la pinion relația: $\rho_{f1} < \rho_{W1} < \rho_{a1}$ - la roată relația: $\rho_{f2} > \rho_{W2} > \rho_{a2}$	1,594< 7,594< 12,477 36,449> 32,441> 25,567	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
7. Calculul corzii constante și calculul înălțimii la coarda constantă				
Coarda constantă a dintelui	\bar{s}_{c1}	$\bar{s}_{c1} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha + x_1 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right)$	2,517	[mm]
	\bar{s}_{c2}	$\bar{s}_{c2} = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha - x_2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right)$ Cotele sunt valabile numai dacă se îndeplinesc condițiile: $\rho_{s1} > \rho_{f1}$ la pinion și $\rho_{s2} < \rho_{f2}$ la roată.	2,351 9,889 > 1,594 28,505 < 25,567	
Raza de curbură a profilului în punctele care definesc coarda constantă	ρ_{s1}	la pinion (1) $\rho_{s1} = 0,5 \cdot \left(d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha + \bar{s}_{c1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \right)$	9,889	[mm]
	ρ_{s2}	la roată (2) $\rho_{s2} = 0,5 \cdot \left(d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \bar{s}_{c2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_n} \right)$	28,505	
Înălțimea la coarda constantă a dintelui	\bar{h}_{c1}	$\bar{h}_{c1} = 0,5 \cdot (d_{a1} - d_1 - \bar{s}_{c1} \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	1,142	[mm]
	\bar{h}_{c2}	$\bar{h}_{c2} = 0,5 \cdot (d_2 - d_{a2} - \bar{s}_{c2} \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	0,914	

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
8. Calculul arcelor dinților				
Arcul de divizare al dintelui	s_1 s_2	$s_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m$ $s_2 = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m$	2,850 2,663	[mm]
Arcul de cap al dintelui	s_{a1} s_{a2}	$s_{a1} = d_{a1} \cdot \left(\frac{s_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right)$ $s_{a2} = d_{a2} \cdot \left(\frac{s_2}{d_2} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right)$	1,544 1,719	[mm]
Verificarea lipsei ascuțirii dinților	-	$s_{a1(2)} \geq 0,25 \cdot m$	1,544 > 0,5 1,719 > 0,5	[mm]
Arcul de bază al dintelui	s_{b1} s_{b2}	$s_{b1} = m \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + z_1 \cdot \operatorname{inv} \alpha \right)$ $s_{b2} = m \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_2 \cdot \operatorname{inv} \alpha \right)$	3,379 0,065	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
9. Calculul arcelor golurilor (dintre dinți)				
Arcul de divizare al golului dintre dinți	e_1	$e_1 = \left(\frac{\pi}{2} - x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m$	3,433	[mm]
	e_2	$e_2 = \left(\frac{\pi}{2} + x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m$	3,620	[mm]
Arcul de cap al golului	e_{a1}	$e_{a1} = d_{a1} \cdot \left(\frac{e_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha \right)$	5,141	[mm]
	e_{a2}	$e_{a2} = d_{a2} \cdot \left(\frac{e_2}{d_2} - \operatorname{inv} \alpha_{a2} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	4,467	[mm]
Arcul de bază al golului	e_{b1}	$e_{b1} = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_1 \cdot \operatorname{inv} \alpha \right) \cdot m \cdot \cos \alpha$	2,525	[mm]
	e_{b2}	$e_{b2} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + z_2 \cdot \operatorname{inv} \alpha \right) \cdot m \cdot \cos \alpha$	5,839	[mm]
10. Calculul diametrelor unor cercuri specifice				
Diametrul cilindrului începuturilor profilelor evolventice (la pinion)	d_{11}	$d_{11} = d_{b1} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha - \frac{1 - x_1}{z_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}^2$	48,055	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
11. Calculul pasului danturii sub diferite aspecte				
Pasul de divizare	p	$p = \pi \cdot m$	6,283	[mm]
Pasul de bază	p_b	$p_b = p \cdot \cos \alpha$	5,904	[mm]
Pasul de rostogolire	p_w	$p_w = \frac{\pi \cdot d_{w1}}{z_1} = \frac{\pi \cdot d_{w2}}{z_2}$	6,384	[mm]
12. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțării dinților pinionului (roata cu dantură exterioară) la prelucrare				
Coefficientul minim de deplasare a profilului la limita subțării dinților pinionului la picior cu cremaliera generatoare (cuțit-pieptene).	$x_{\min 1}$	$x_{\min 1} = h_a^* - \frac{z_1 \cdot \sin^2 \alpha}{2}$	-0,462	-
Verificarea lipsei subțării	-	$x_1 \geq x_{\min 1}$	-0,2 > -0,462	-
Numărul minim de dinți ai pinionului (1) la limita subțării dinților la picior cu cremaliera generatoare (cuțit-pieptene).	$z_{\min 1}$	$z_{\min 1} = \frac{2 \cdot (h_a^* - x_1)}{\sin^2 \alpha}$	20,517	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
13. Calculul gradului de acoperire la angrenajul format din roți cu danturi neflancate				
Gradul de acoperire (al profilelor)	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} + 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$ Se recomandă $\varepsilon_\alpha \geq 1$.	1,843	-
14. Calculul de verificare a jocurilor la capul dinților				
Jocul la capul dinților pinionului (1)	c_1	$c_1 = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - a_w$; $c_1 \geq 0,2 \cdot m$	0,55 > 0,5	[mm]
Jocul la capul dinților roții (2)	c_2	$c_2 = 0,5 \cdot (d_{a2} - d_{f1}) - a_w$; $c_2 \geq 0,2 \cdot m$	0,55 > 0,5	[mm]
15. Calculul alunecărilor relative la capul și piciorul dintelui				
Alunecarea relativa la capul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ζ_{a1}	$\zeta_{a1} = 1 - \frac{\rho_{f2}}{\rho_{a1}} \cdot \frac{z_1}{z_2}$	0,160	-
	ζ_{a2}	$\zeta_{a2} = 1 - \frac{\rho_{f1}}{\rho_{a2}} \cdot \frac{z_2}{z_1}$	0,783	-
Alunecarea relativa la piciorul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ζ_{f1}	$\zeta_{f1} = 1 - \frac{\rho_{a2}}{\rho_{f1}} \cdot \frac{z_1}{z_2}$	-3,608	-
	ζ_{f2}	$\zeta_{f2} = 1 - \frac{\rho_{a1}}{\rho_{f2}} \cdot \frac{z_2}{z_1}$	-0,191	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
16. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchilor de cap ale dinților uncea dintre roți cu flancurile de picior ale celeilalte roți (Interferență CAP.D. – R1/PIC.D. – R2 respectiv PIC.D. – R1/CAP.D. – R2)				
Raza de curbură a profilului dintelui roții cu dantură interioară (2) pe flancul de picior, în punctul limită de început de profil în evolventă generat de capul dintelui cuțitului roată în angrenajul cuțit roată și roata (2).	ρ_{120}	$\rho_{120} = a_{w0} \cdot \sin \alpha_{w0} + 0,5 \cdot d_{a0} \cdot \sin \alpha_{a0}$	36,534	[mm]
Verificare la interferență tip CAP.D-R1/PIC.D – R2	-	Se evită interferența de această speță, numai dacă: $\rho_{f2} \leq \rho_{120}$	36,4449< 36,534	-
Raza de curbură a profilului dintelui pinionului (1) pe flancul de picior în punctul limită de profil în evolventă generat de scula de danturare.	ρ_{11}	În cazul prelucrării cu cuțit pieptene sau freză melc: $\rho_{11} = 0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha - \frac{h_a^* \cdot x_1}{\sin \alpha} \cdot m$	1,594	[mm]
Verificare la interferență tip PIC.D – R1/CAP.D – R2	-	Se evită interferența de această speță, numai dacă: $\rho_{f1} \geq \rho_{11}$	1,594> 1,533	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
17. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchiilor de cap ale celor două roți (Interferență CAP.D. – R1/CAP.D. – R2)				
Parametrul auxiliar de calcul	χ_{12}	$\chi_{12} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha_{a2} + \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \text{inv } \alpha_w$	0,0177	-
Unghi auxiliar	μ	$\mu = \arccos \left[\frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4 \cdot a_w^2}{4 \cdot a_w \cdot d_{a1}} \right]$	37,453	[°]
Parametrul de criteriu al interferenței de tip CAP. D-R1 / CAP. D-R2	ν	$\nu = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu \right) + \chi_{12}$	0,893	[°]
Verificare la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2.	-	Se evită interferența de această speță numai dacă: $\nu \geq 0$	0,893 > 0	-
18. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchiilor de cap ale celor două roți la montarea în angrenaj prin deplasarea radială a roților (Interferență CAP.D. – R1/CAP.D. – R2 / Montaj radial)				
Parametrul unghiular auxiliar, corespunzător valorii minime	μ'	$\mu' = \arccos \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{a1}} \right)^2 - 1} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2 - 1}$	23,316	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Verificare la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2 / MONTAJ RADIAL	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă $\frac{d_{a2}}{d_{a1}} < 1$, atunci montajul radial nu este posibil și verificarea în continuare nu are sens.</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă $\mu' > \mu$ atunci interferența nu are loc și verificări în continuare nu se mai fac.</p> <p><i>Cazul 3:</i> Dacă $\mu' < \mu$ atunci se continuă verificarea.</p>	23,316< 37,453	-
Parametrul de criteriu al interferenței	v'	$v' = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu' - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu' \right) + \chi_{12}$	0,0114	[°]
Verificare la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2 / MONTAJ RADIAL	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă $v' \geq 0$, atunci interferența de această speță nu are loc.</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă $v' < 0$, atunci se continuă verificarea.</p>	0,0114>0	-
Semiunghiul arcului de cap al dintelui pinionului (1)	ψ_{a1}	$\psi_{a1} = \frac{\pi}{2 \cdot z_1} + \frac{2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1}$	-	[rad]
Mărire auxiliară preliminară, corespunzătoare valorii minime v'	n'	$n' = \frac{z_1}{\pi} \cdot (\mu' - \psi_{a1})$	-	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Patru mărimi auxiliare (numere întregi) corespunzătoare valorii minime v'	n_1 n_2 n_3 n_4	$n_1 = \text{INTEGER } (n'-1)$ $n_2 = \text{INTEGER } n' = n_1 + 1$ $n_3 = \text{INTEGER } (n'+1) = n_1 + 2$ $n_4 = \text{INTEGER } (n'+2) = n_1 + 3$	-	-
Patru unghiuri auxiliare	μ_1 μ_2 μ_3 μ_4	$\mu_1 = \psi_{a1} + \frac{\pi \cdot n_1}{z_1}$ $\mu_2 = \psi_{a1} + \frac{\pi \cdot n_2}{z_1}$ $\mu_3 = \psi_{a1} + \frac{\pi \cdot n_3}{z_1}$ $\mu_4 = \psi_{a1} + \frac{\pi \cdot n_4}{z_1}$	-	[°]
Patru valori ale parametrului de criteriu ai interferenței	v_1 v_2	$v_1 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_1 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_1 \right) + \chi_{12}$ $v_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_2 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_2 \right) + \chi_{12}$	-	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
	v_3	$v_3 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_3 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_3 \right) + \chi_{12}$		
	v_4	$v_4 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_4 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_4 \right) + \chi_{12}$		
Verificarea la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2 MONTAJ RADIAL	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă toate valorile v_1, v_2, v_3, v_4 sunt pozitive, atunci montajul radial este posibil după axa de simetrie a unui dinte / gol.</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă una dintre valori v_x ($x = 1, 2, 3, 4$) este negativă pentru n_x număr par, atunci montajul radial este posibil numai după direcția axei de simetrie a unui gol dintre dinții pinionului.</p> <p><i>Cazul 3:</i> Dacă una dintre valori v_x ($x = 1, 2, 3, 4$) este negativă pentru n_x număr impar, atunci montajul radial este posibil numai după direcția axei de simetrie a unui dinte a pinionului.</p> <p><i>Cazul 4:</i> Dacă toate valorile v_1, v_2, v_3, v_4 sunt negative, atunci montajul radial nu este posibil.</p>	-	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
19. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțării flancurilor de cap ale dinților roților de către flancurile de picior (de racordare) ale dinților cuțitului – roată (Subțiere CAP.D. – R2/PIC.D. – CR, R2 – roata 2, CR – cuțit roată)				
Înălțimea de subțiere a flancurilor la roată	h_s	$h_s = 0,5 \cdot \sqrt{d_{b2}^2 + (a_{w0} \cdot \sin \alpha_{w0})^2} - 0,5 \cdot d_{a2}$ <p>Dacă $h_s < 0$ nu are loc subțierea de acest tip. Valori pozitive ($h_s > 0$) indică subțiere reală.</p>	-3,528	[mm]
Diametrul cilindrului (cercului) trecând prin punctele terminale ale subțierii de acest tip	d_s	$d_s = d_a - 2 \cdot h_s$ <p>Formulă valabilă numai dacă există subțierea de acest tip, adică dacă $h_s > 0$.</p>	-	[mm]
20. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțării flancurilor de cap ale dinților roții de către muchile de cap ale dinților cuțitului-roată în mișcarea de pătrundere radială (avans radial) la danturarea roții (Subțiere CAP.D. – R2/CAP.D. – CR/ Avans radial)				
Seniunghiul arcului de cap al dintelui roții cu dantură interioară (2)	ψ_{a2}	$\psi_{a2} = \frac{\pi}{2 \cdot z_2} - \frac{2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_2} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_{a2}$	0,010	[rad]
Seniunghiul arcului de cap al dintelui cuțitului-roată (0)	ψ_{a0}	$\psi_{a0} = \frac{\pi}{2 \cdot z_0} + \frac{2 \cdot x_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_0} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a0}$	-0,0119	[rad]
Pasul unghiular al danturii roții (2)	τ_2	$\tau_2 = \frac{360^\circ}{z_2}$	4,138	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Pasul unghiular al cuițitului – roată (0)	τ_0	$\tau_0 = \frac{360^\circ}{z_0}$	9,474	[°]
Parametru de ciclare	N	Se adoptă valoarea inițială $N = 1$.	-	-
Multiplul pasului unghiular al danturii cuițitului – roată (0)	σ_0	$\sigma_0 = N \cdot \tau_0$ <p>Dacă $\sigma_0 > 90^\circ$ atunci ciclarea este terminată, iar subțierea de tipul menționat nu are loc. Dacă $\sigma_0 < 90^\circ$, se continuă calculul.</p>	$N = 1$ $\sigma_0 =$ 9,474 $N = 10$ $\sigma_0 =$ 94,74	[°]
Multiplul pasului unghiular al danturii roții (2)	σ_2	$\sigma_2 = N \cdot \tau_2$	$N = 1$ $\sigma_2 =$ 4,138 $N = 10$ $\sigma_2 =$ 41,38	[°]
Parametrul criterial al interferenței	λ_N	$\lambda_N = d_{a2} \cdot \sin(\sigma_2 + \psi_{a2}) - d_{a0} \cdot \sin(\sigma_0 + \psi_{a0})$	$N = 1$ $\lambda_N =$ 1,435 $N = 10$ $\lambda_N =$ 32,06	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Verificarea la interferență tip CAP.D – R2 / CAP.D – CR / AVANS RADIAL.	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă $\lambda_N \geq 0$, subțiere de acest tip nu are loc pentru valoarea N. Se continuă verificarea pentru $N = N + 1$, repetând ultimele patru puncte (până la $\sigma_0 \geq 90^\circ$).</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă $\lambda_N < 0$, are loc subțierea în mișcarea de pătrundere radială (avans radial) a cuțitului roată în corpul roții.</p>	$\lambda_N = 32,06$	-

4.3. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

4.3.1. Cremaliera de referință. Parametrii geometrici ai unei roți cilindrice cu dinți înclinați

Cremaliera de referință cu dinți înclinați este o cremalieră standardizată (SR ISO 53:2011) cu flancuri plane, având direcția dinților înclinată față de axa roții cu care angrenează.

Geometria acestei cremalieri este determinată de profilul în secțiune normală (perpendiculară pe direcția dinților) și de unghiul β_0 de înclinare a dinților (figura 4.12).

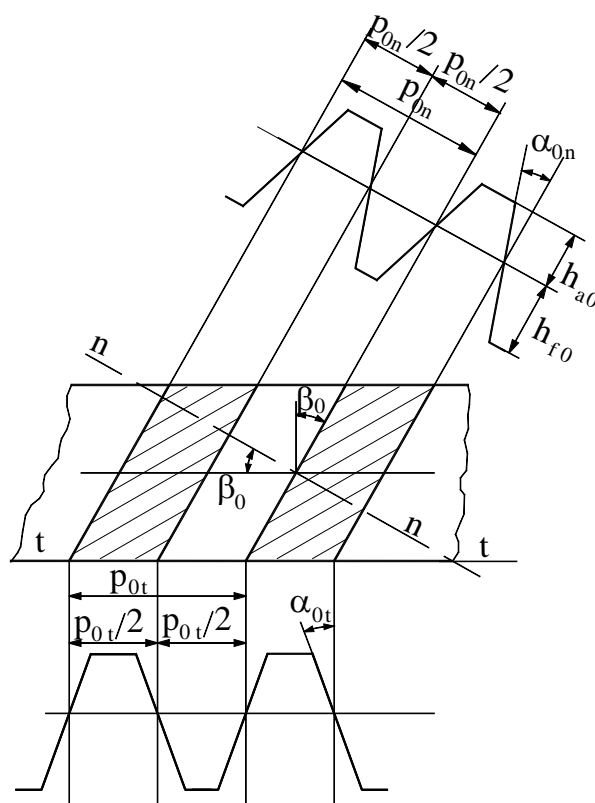


Fig. 4.12. Cremaliera de referință cu dinți înclinați [4.8], [4.9]

Unghiul β_0 poate lua valori între ($8^\circ \dots 30^\circ$), dar cel mai frecvent sunt folosite valori între ($8^\circ \dots 12^\circ$).

Profilul normal este identic cu profilul cremalierii de referință cu dinți drepecți, iar modulul în plan normal m_n este standardizat conform SR ISO 54:2011 [4.6] [4.9] [4.10] [4.11].

Pentru definirea roții dințate este necesar să se cunoască parametrii geometrici ai cremalierii în plan frontal (perpendicular pe axa roții). Acești parametri se exprimă în funcție de modulul frontal m_t astfel:

- Pasul p_{0t} - distanța, în plan frontal, dintre două profile omologe consecutive măsurată pe dreapta de referință:

$$p_{0t} = \pi \cdot m_t, (\pi = 3,141592), \quad (4.12)$$

$$\text{unde: } m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_0}. \quad (4.13)$$

- Înălțimea de referință a capului dintelui h_{a0} - distanța, în plan normal, dintre dreapta de cap și dreapta de referință:

$$h_{a0} = h_{a0t}^* \cdot m_t \rightarrow h_{a0t}^* = h_{a0n}^* \cdot \cos \beta_0, (h_{a0n}^* = 1), \quad (4.14)$$

h_{a0n}^* - coeficientul înălțimii capului dintelui de referință, în plan normal.

- Jocul radial c_0 :

$$c_0 = c_{0t}^* \cdot m_t \rightarrow c_{0t}^* = c_{0n}^* \cdot \cos \beta_0, (c_{0n}^* = 0,25), \quad (4.15)$$

c_{0n}^* - coeficientul jocului la capul dintelui de referință.

- Înălțimea de referință a piciorului dintelui h_{f0} - distanța, în plan normal, dintre dreapta de referință și dreapta de picior:

$$h_{f0} = (h_{a0t}^* + c_{0t}^*) \cdot m_t. \quad (4.16)$$

- Înălțimea de referință a dintelui h_0 - distanța, în plan normal, dintre dreapta de cap și dreapta de picior:

$$h_0 = h_{a0} + h_{f0}. \quad (4.17)$$

- Unghiul de înclinare a profilului dintelui în plan frontal:

$$\alpha_{0t} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_0}\right), \alpha_{0n} = 20^\circ. \quad (4.18)$$

Parametrii geometrici ai unei roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

Parametrii geometrici se determină din condiția angrenării fictive cu cremaliera de referință cu dinți înclinați, fără joc între flancuri și cu joc radial standardizat. Procesul de definire se face în plan frontal și este similar cu cel prezentat la roțile cu dinți dreți.

Parametrii geometrici în plan frontal al roții se exprimă în funcție de modulul frontal m_t . Relațiile de calcul sunt analoge cu cele prezentate la roțile cu dinți dreți. Parametrii geometrici respectivi sunt exprimați prin modulul normal m_n . Modulul normal, m_n , este determinat ca fiind modulul profilului de referință (SR ISO 54:2011). În tabelele 4.6 și 4.7 sunt prezentate relațiile de calcul pentru roțile dințate cilindrice cu dantură exterioară și pentru roțile dințate cilindrice cu dantură interioară.

4.3.2. Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați

Pentru determinarea parametrilor geometrici ai angrenajului se consideră angrenarea în secțiune frontală și se utilizează relații similare cu cele de la angrenajele cu dinți dreți. Condiția necesară pentru folosirea unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați este să aibă același modul frontal m_t și același modul normal m_n . De asemenea, unghiul de înclinare pe cilindru de divizare trebuie să aibă aceeași valoare. Pentru angrenajul exterior înclinarea dinților ⁴⁾ are sensuri opuse, iar pentru angrenajul interior au același sens.

Parametrii geometrici pentru angrenajul cilindric cu dinți înclinați cu angrenare exterioară (figura 4.7) și pentru angrenare interioară (figura 4.8) sunt următorii:

- unghiul de înclinare α_{wt} ;
- diametrele de rostogolire d_{w1} și d_{w2} ;
- distanța dintre axe a_w .

⁴⁾ Direcția flancului este spre dreapta, dacă linia de flanc descrie o spirală pe partea dreaptă și este spre stânga, dacă linia de flanc descrie o spirală pe partea stângă (SR ISO 21771:2012).

4.3.3. Calculul parametrilor geometrici ai angrenajului cilindric și roților dinate cu dinți înclinați

În tabelele 4.5 și 4.6 sunt prezentate metodologiile de calcul pentru parametrii geometrici ai unei roți dinate și ai angrenajului cilindric cu dinți înclinați cu angrenare exterioară și cu angrenare interioară.

Condițiile funcțional-constructive se definesc la fel ca la angrenajul cilindric cu dinți drepecți. În cazul analizei continuității angrenării, se calculează pe lângă gradul de acoperire corespunzător angrenării frontale ε_{α} (care se calculează la fel ca la angrenajele cu dinți drepecți) și gradul de acoperire axial ε_{β} . Gradul de acoperire total este superior celui de la angrenajele cu dinți drepecți, ceea ce constituie un avantaj al acestor angrenaje în funcționare.

Parametrii de control se definesc în același mod ca în cazul roților dinate cu dinți drepecți.

Tabelul 4.6. Metodologia de calcul pentru angrenajele cilindrice exterioare cu dinți înclinați [4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.19]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Date inițiale privind definirea geometrică a angrenajului				
Numerele de dinți	z_1, z_2	Date prin temă	21; 42	-
Modulul normal	m_n	Dat prin tema sau ales din SR ISO 54:2011	2,5	[mm]
Unghiul de înclinare al dintelui	β	Dat prin tema	5	[°]
Profilul de referință standardizat (cremaliera de referință) $\alpha_0 - h_{a0}^* - c_0^*$	$\alpha_n = \alpha_0$	$20^\circ - 1 - 0,25$		
Distanța între axe	a_w	Se indică prin temă. La reductoare de turație conform STAS 6055 – 83	80	[mm]
Parametrii de bază ai roților dințate și ai angrenajului				
Distanța între axe de referință	a	$a = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$	79,05	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Coefficientul normal de modificare a distanței între axe	y_n	$y_n = \frac{a_w - a}{m_n}$	0,379	-
Unghiul de presiune de referință frontal	α_t	$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right)$	20,07	[°]
Unghiul de angrenare frontal	α_{tw}	$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right)$	21,855	[°]
Involuta unghiului α_t	-	$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t$	0,015067	-
Involuta unghiului α_{tw}	-	$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{tg} \alpha_{tw} - \alpha_{tw}$	0,019644	-
Coefficientul normal al deplasărilor de profil însumate	x_{ns}	$x_{ns} = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)$	0,3961	-
Coefficientul frontal al deplasărilor de profil însumate	x_{ts}	$x_{ts} = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_t} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \text{ sau}$ $x_{ts} = x_{ns} \cdot \cos \beta$	0,3945	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Repartizarea coeficienților normali ai deplasărilor de profil: x_{n1} și x_{n2}	x_{n1} x_{n2}	Mărimea x_{ns} se repartizează pe cele două roți după criteriul admis, astfel încât să se respecte relația: $x_{n1} + x_{n2} = x_{ns}$	0,300 0,196	-
Modulul frontal	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$	2,509	[mm]
Diametrele de divizare	d_1 , d_2	$d_{1(2)} = m_t \cdot z_{1(2)}$	52,700 105,401	[mm]
Raportul de transmitere	i_{12}	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	2	-
Diametrele de rostogolire	d_{w1} , d_{w2}	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{12} + 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_1}{z_1 + z_2}$ și $d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w \cdot i_{12}}{i_{12} + 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_2}{z_1 + z_2}$	53,333 106,667	[mm]
Diametrele cercurilor de picior	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2 \cdot m_n \cdot (h_{an}^* + c_n^* - x_{n1(2)})$	47,950 99,631	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Înălțimea de referință a dintelui	h	$h = m_n \cdot (2 \cdot h_{an}^* + c_n^*)$	5,625	[mm]
Diametrele cercurilor de cap de referință (cu dinți nescurtați)	d_{a1} , d_{a2}	$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2 \cdot m_n \cdot (h_{an}^* + x_{n1(2)})$	59,200 110,881	[mm]
Calculul lungimii (cotei) normale peste dinți				
Ughiul de presiune frontal pe cilindru de diametru $d + 2 \cdot m_t x_t = d + 2 \cdot m_n x_n$	α_{tWN1} α_{tWN2}	$\alpha_{tWN1(2)} = \arccos \left(\frac{z_{1(2)} \cdot \cos \alpha_t}{z_{1(2)} + 2 \cdot x_{t1(2)}} \right)$	24,0376 20,7701	[°]
Involută de α_t	$\text{inv } \alpha_t$	$\text{inv } \alpha_t = \text{tg } \alpha_t - \alpha_t$ Unghiul α_t în radiani $\alpha_t = \alpha_t^\circ \cdot \frac{\pi}{180}$ rad	0,015067	-
Unghiul de înclinare (pe cilindru) de bază	β_b	$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)$	4,6977	[°]
Numărul teoretic de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	N'_1 N'_2	$N'_{1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\pi} \cdot \left[\frac{\text{tg } \alpha_t W_{N1(2)}}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2 \cdot x_{n1(2)} \cdot \text{tg } \alpha_n}{z_{1(2)}} - \text{inv } \alpha_t \right]$	2,83 4,88	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicatia de adoptare	Exemplu numeric	UM
Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste N dinți	N_1	$N_{1(2)} = \text{INTEGER}(N'_{1(2)} + 0,5)$, valoarea întreagă a mărimii $N'_{1(2)} + 0,5$	3	-
	N_2		5	
Lungimea (cota) frontală peste N dinți	W_{tN1}	$W_{tN1(2)} = [\pi \cdot (N_{1(2)} - 0,5) + 2 \cdot x_{t(2)}] \cdot \text{tg} \alpha_t + z_{1(2)} \cdot \text{inv} \alpha_t] \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t$	19,773	[mm]
	W_{tN2}		34,98	
Lungimea (cota) normală peste N dinți	W_{nN1}	$W_{nN1(2)} = m_n \cdot \cos \alpha_n \cdot [\pi \cdot (N_{1(2)} - 0,5) + 2 \cdot x_{n1(2)}] \cdot \text{tg} \alpha_n + z_{1(2)} \cdot \text{inv} \alpha_t]$	19,70	[mm]
	W_{nN2}		34,847	
Raza de curbură a profilelor frontale antiomologe în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste N dinți	ρ_{Wt1}	$\rho_{Wt1(2)} = 0,5 \cdot W_{tN1(2)}$	9,886	[mm]
	ρ_{Wt2}		17,49	
Unghiul de presiune frontal la capul dintelui sau pe muchia longitudinală de teșire	α_{ta1}	$\alpha_{ta1(2)} = \arccos \left(\frac{z_{1(2)} \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}{d_{a1(2)}} \right)$	33,264	[°]
	α_{ta2}		26,76	
Diametrul de bază	d_{b1}	$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cdot \cos \alpha_t = z_{1(2)} \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t$ $d_{b1(2)} = \frac{z_{1(2)} \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t$	49,50	[mm]
	d_{b2}		99,00	

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Raza de curbură a profilului frontal la capul dintelui.	ρ_{a1} ρ_{a2}	$\rho_{a1(2)} = 0,5 \cdot d_{b1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ta1(2)}$	16,23 24,96	[mm]
Raza de curbură a profilului frontal în punctul de intrare în/ ieșire din angrenare la piciorul dintelui	ρ_{f1} ρ_{f2}	$\rho_{f1} = a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ta2}$ $\rho_{f2} = a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - 0,5 \cdot d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ta1}$	4,81 13,54	[mm]
Verificarea încadrării punctelor de contact ale lungimii W_{nN} (respectiv W_{tN}) pe flancurile evolventice ale danturii. Dacă nu se verifică partea stângă a inegalității trebuie calculată lungimea (cota) peste N+1 dinți și se repetă verificarea. Dacă nu se respectă partea dreaptă – trebuie calculată o lungime (cotă) pentru N-1 dinți și se repetă verificarea.	-	Dimensiunea W_{nN} sau W_{tN} este măsurabilă numai dacă se verifică: a) la dinții neflancați și fără muchiile teșite, relația: $\rho_{f1(2)} < \rho_{Wf1(2)} < \rho_{a1(2)}$ pinion (1) 4,812 < 9,886 < 16,236 roata (2) 13,544 < 17,49 < 24,96	-	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Calculul cozii constante normale și calculul înălțimii la coarda constantă normală				
Coarda constantă normală a dintelui	\bar{s}_{cn1} \bar{s}_{cn2}	$\bar{s}_{cn1(2)} = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha_n + x_{nl(2)} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_n) \right)$	3,94 3,62	[mm]
Înălțimea la coarda constantă a dintelui	\bar{h}_{cn1} \bar{h}_{cn2}	$\bar{h}_{cn1(2)} = 0,5 \cdot (d_{a1(2)} - d_{f1(2)}) - \bar{s}_{cn1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$	2,53 2,08	[mm]
Calculul unghiurilor de înclinare ale danturii				
Unghiul de înclinare pe cilindrul de cap	β_{a1} β_{a2}	$\beta_{a1(2)} = \operatorname{arctg} \left(\frac{d_{a1(2)} \cdot \operatorname{tg} \beta}{d_{f1(2)}} \right)$	5,61 5,25	[°]
Calculul arcelor dinților				
Arcul de divizare frontal al dintelui	s_{t1} s_{t2}	$s_{t1(2)} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{t1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right) \cdot m_t$	4,49 4,11	[mm]
Arcul de divizare normal al dintelui	s_{n1} s_{n2}	$s_{n1(2)} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{n1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cdot m_n$	4,49 4,11	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Arcul de cap frontal al dintelui	s_{at1} s_{at2}	$s_{at1(2)} = d_{al(2)} \cdot \left(\frac{s_{tl(2)} + \text{inv } \alpha_t - \text{inv } \alpha_{tal(2)}}{d_{l(2)}} \right)$	1,47 1,87	[mm]
Arcul de cap normal al dintelui	s_{an1} s_{an1}	$s_{an1(2)} = s_{at1(2)} \cdot \cos \beta_{al(2)}$	1,46 1,86	[mm]
Verificarea lipsei ascuțirii dinților	-	$s_{an1(2)} \geq 0,25 \cdot m_n$ $1,464 > 0,25 \cdot 2,5 = 0,625$	-	-
Arcul de bază frontal al dintelui	s_{bt1} s_{bt2}	$s_{bt1(2)} = m_t \cdot \cos \alpha_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{t1(2)} \cdot \text{tg } \alpha_t + z_{1(2)} \cdot \text{inv } \alpha_t \right)$	4,96 5,35	[mm]
Arcul de baza normal al dintelui	s_{bn1} s_{bn2}	$s_{bn1(2)} = s_{bt1(2)} \cdot \cos \beta_{b1(2)}$	4,94 5,34	[mm]
Calculul arcelor golurilor (dintre dinți)				
Arcul de divizare frontal al golului dintre dinți	e_{t1} e_{t2}	$e_{t1(2)} = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{t1(2)} \cdot \text{tg } \alpha_t \right) \cdot m_t$ $x_t \cdot \text{tg } \alpha_t = x_n \cdot \text{tg } \alpha_n$	3,94 3,76	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Arcul de divizare normal al golutui	e_{n1} e_{n2}	$e_{n1(2)} = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{n1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cdot m_n$	3,38 3,75	[mm]
Arcul de cap frontal al golutui	e_{at1} e_{at2}	$e_{at1(2)} = d_{al(2)} \cdot \left(\frac{e_{t1(2)}}{d_{1(2)}} + \operatorname{inv} \alpha_{ta1(2)} - \operatorname{inv} \alpha_t \right)$	7,38 6,42	[mm]
Arcul de cap normal al golutui	e_{an1} e_{an2}	$e_{an1(2)} = e_{at1(2)} \cdot \cos \beta_{al(2)}$	7,35 6,39	[mm]
Arcul de bază frontal al golutui	e_{bt1} e_{bt2}	$e_{bt1(2)} = m_t \cdot \cos \alpha_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{t1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t - z_{1(2)} \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right)$	2,44 2,04	[mm]
Arcul de baza normal al golutui	e_{bn1} e_{bn2}	$e_{bn1(2)} = e_{bt1(2)} \cdot \cos \beta_{al(2)}$	2,43 2,03	[mm]
Calculul diametrelor unor cercuri specifice				
Diametrul cilindrului începuturilor profilelor evolventice	d_{11} d_{12}	$d_{11(2)} = d_{b1(2)} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{1 - x_{t1(2)}}{z_{1(2)} \cdot \sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t} \right)^2}$	51,16 103,31	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțâierii dinților roților la prelucrare				
Coefficientul normal minim de deplasare a profilului la limita subțâierii (cu cremaliera generatoare)	$x_{n\min 1}$ $x_{n\min 2}$	$x_{n\min 1(2)} = h_{an} \cdot \frac{z_{1(2)} \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta}$	-0,241 -1,482	-
Verificarea lipsei subțâierii	-	$x_{n\min 1(2)} \leq x_{n1(2)}$ -0,241 < 0,3 și -1,482 < 0,096	-	-
Coefficientul frontal minim de deplasare a profilului la limita subțâierii (cu cremaliera generatoare)	$x_{t\min 1}$ $x_{t\min 2}$	$x_{t\min 1(2)} = h_{at} \cdot \frac{z_{1(2)} \cdot \sin^2 \alpha_t}{2}$ sau $x_{t\min 1(2)} = x_{n\min 1(2)} \cdot \cos \beta$	-0,24 -1,47	-
Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței dinților roților în angrenare				
Raza de curbură a profilului frontal pe flancul de picior în punctul limită (de început al profilelor evolventice)	ρ_{11} ρ_{12}	$\rho_{11(2)} = 0,5 \cdot d_{1(2)} \cdot \sin \alpha_t \cdot m_n \cdot \frac{h_{an} - x_{n1(2)}}{\sin \alpha_t}$	3,94 11,50	[mm]
Verificare lipsei interferenței dinților roților în angrenare	-	$\rho_{11(2)} \leq \rho_{f1(2)}$ 3,94 < 4,81 și 11,5 < 13,54	-	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Coefficientul frontal minim de deplasare a profilului la limita subțării (cu cremaliera generatoare)	x_{tmin1} x_{tmin2}	$x_{tmin1(2)} = h_{at} \cdot \frac{z_{1(2)} \cdot \sin^2 \alpha_t}{2}$ sau $x_{tmin1(2)} = x_{nmin1(2)} \cdot \cos \beta$	-0,24 -1,47	-
Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței dinților roților în angrenare				
Raza de curbură a profilului frontal pe flancul de picior în punctul limită (de început al profilelor evolventice)	ρ_{11} ρ_{12}	$\rho_{11(2)} = 0,5 \cdot d_{1(2)} \cdot \sin \alpha_t \cdot m_n \cdot \frac{h_{an} - x_{n1(2)}}{\sin \alpha_t}$	3,94 11,50	[mm]
Verificare lipsei interferenței dinților roților în angrenare	-	$\rho_{11(2)} \leq \rho_{f1(2)}$ 3,94 < 4,81 si 11,5 < 13,54		-
Calculul gradelor de acoperire la angrenaje formate din roți cu danturi neflancate				
Gradul de acoperire frontal	ϵ_α	$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{wt}}{2 \cdot \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t}$ Se recomandă $\epsilon_\alpha \geq 1$	1,54	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Gradul de acoperire axial	ε_{β}	$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$ <p>b=lățimea roții= $\psi_a \cdot a$, unde $\psi_a = 0,2 \div 0,6$. $\psi_a = 0,4$ și $b = 32$ [mm] Se recomandă $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$</p>	0,35	-
Gradul de acoperire total		$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$	1,90	-
Calculul de verificare a jocurilor la capul dinților				
Jocul la capul dinților piniunii (1)	c_1	$c_1 = a_w - 0,5 \cdot (d_{f2} + d_{a1})$	0,584	[mm]
Jocul la capul dinților roții (2)	c_2	$c_2 = a_w - 0,5 \cdot (d_{f1} + d_{a2})$	0,584	[mm]
Verificarea existenței jocului la cap standardizat	-	$c_{1(2)} \geq 0,25 \cdot m_n$ $0,584 > 0,5$		-
Coefficientul normal de micșorare a jocului de referință la cap	Δy_n	$\Delta y_n = x_{ns} - y_n$	0,0164	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Înălțimea dintelui scurtat (în scopul restabilirii jocului la cap egal cu cel de referință)	h_{sc}	$h_{sc} = a_w - \frac{d_{f1} + d_{f2}}{2} - c_n^* \cdot m_n$ sau $h_{sc} = h - \Delta y_n \cdot m_n$	5,584	[mm]
Diametrele de cap scurcate (cu dinți scurtați în scopul restabilirii jocului la cap egal cu cel de referință)	d_{asd} d_{asc2}	$d_{asd(2)} = d_{1(2)} + 2 \cdot m_n \cdot (h_{an}^* + x_{n1(2)} - \Delta y_n)$ sau $d_{asd(2)} = d_{f1(2)} + 2 \cdot h_{sc}$	59,118 110,799	[mm]
Calculul alunecărilor relative la capul și piciorul dintelui				
Alunecarea relativă la capul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ξ_{a1} ξ_{a2}	$\xi_{a1} = 1 - \frac{\rho_{f2}}{\rho_{a1}} \cdot \frac{z_1}{z_2}$ $\xi_{a2} = 1 - \frac{\rho_{f1}}{\rho_{a2}} \cdot \frac{z_2}{z_1}$	0,582 0,614	-
Alunecarea relativă la piciorul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ξ_{f1} ξ_{f2}	$\xi_{f1} = 1 - \frac{\rho_{a2}}{\rho_{f1}} \cdot \frac{z_1}{z_2}$ $\xi_{f2} = 1 - \frac{\rho_{a1}}{\rho_{f2}} \cdot \frac{z_2}{z_1}$	-1,594 -1,397	-

Tabelul 4.7. Metodologia de calcul geometric și cinematic pentru angrenajele cilindrice interioare cu dinți înclinați

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
1. Date inițiale privind definirea geometrică a danturii angrenajului				
Numerele de dinți	z_1, z_2	Date prin temă	19; 78	-
Modulul normal	m_n	Dat prin tema sau ales din SR ISO 54:2011	2	[mm]
Unghiul de înclinare al dintelui	β	Dat prin tema	10	[°]
Profilul de referință standardizat (cremaliera de referință) $\alpha_n - h_{an}^* - c_n^*$		$20^\circ - 1 - 0,25$		-
Distanța între axe	a_w	Se indică prin temă. La reductoare de turație conform STAS 6055 – 83	61	[mm]
2. Parametrii geometrici definiții ai danturii cuțitului - roată care se folosește la generarea roții dinate				
Numărul de dinți ai cuțitului-roată	z_0	Se adoptă din tabelul 4.3	50	-
Modulul normal al cuțitului-roată	m_{n0}	$m_{n0} = m_n$	2	[mm]
Unghiul de înclinare de divizare al cuțitului-roată	β_0	$\beta_0 = \beta$	10	[°]
Diametrul de cap al cuțitului-roată	d_{a0}	Se adoptă din tabelul 4.3	107,31	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Coefficientul normal al capului de referință al cuțitului-roată	h_{an0}^*	Valoarea standardizată $h_{an0}^* = h_{an}^* + c$	1,25	-
Coefficientul normal al piciorului de referință al cuțitului roată	h_{fn0}^*	Trebuie să aibă o valoare condiționată de profilul de referință, $h_{fn0}^* > h_{an}^* + c$	1,25	-
3. Parametrii de bază ai roților dințate și ai angrenajului				
Distanța între axe de referință	a	$a = \frac{m_n \cdot (z_2 - z_1)}{2 \cdot \cos\beta}$	59,91	[mm]
Unghiul de presiune de referință frontal	α_t	$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta}\right)$	20,283	[°]
Unghiul de angrenare frontal	α_{tw}	$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos\alpha_t\right)$	22,893	[°]
Involuta unghiului α_t	-	$\operatorname{inv}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha_t - \alpha_t$	0,015570	-
Involuta unghiului α_{tw}	-	$\operatorname{inv}\alpha_{tw} = \operatorname{tg}\alpha_{tw} - \alpha_{tw}$	0,022715	-
Coefficientul normal al diferenței deplasărilor de profil	x_{nd}	$x_{nd} = \frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \operatorname{tg}\alpha_n} \cdot (\operatorname{inv}\alpha_{tw} - \operatorname{inv}\alpha_t)$	0,579	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Coeficientul frontal al diferenței deplasărilor de profil	x_{td}	$x_{td} = \frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_t} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \text{ sau}$ $x_{td} = x_{nd} \cdot \cos \beta$	0,570	-
Repartizarea coeficienților normali ai deplasărilor de profil: x_{n1} și x_{n2}	x_{n1} x_{n2}	Mărimea x_{nd} se repartizează pe cele două roți după criteriul admis, astfel încât să se respecte relația: $x_{n2} - x_{n1} = x_{nd}$	-0,1 0,479	-
Modulul frontal	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	2,03	[mm]
Diametrele de divizare	d_1 d_2	$d_{1(2)} = m_t \cdot z_{1(2)}$	38,586 158,407	[mm]
Raportul de transmitere	i_{12}	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	4,105	-
Diametrele de rostogolire	d_{w1} , d_{w2}	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{12} - 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_1}{z_2 - z_1} \text{ și}$ $d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w \cdot i_{12}}{i_{12} - 1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_2}{z_2 - z_1}$	39,288 161,288	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Diametrele cercurilor de picior	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (h_{an}^* + c_n - x_{n1})$ $d_{f2} = d_2 + 2 \cdot m_n \cdot (h_{an}^* + c_n + x_{n2})$	33,186 165,323	[mm]
Înălțimea de referință a dintelui	h	$h = m_n \cdot (2 \cdot h_{an}^* + c_n)$	4,50	[mm]
Diametrele cercurilor de cap de referință	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot (h_{an}^* + x_{n1})$ $d_{a2} = d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (h_{an}^* - x_{n2})$	42,186 156,323	[mm]
Diametrul de bază	d_{b1} d_{b2}	$d_{b1(2)} = d_1(2) \cdot \cos \alpha_t$	36,193 148,583	[mm]
4. Calculul elementelor geometrice de bază privind angrenarea tehnologică				
Diametrul de divizare al cuțitului-roată	d_0	$d_0 = \frac{z_0 \cdot m_n}{\cos \beta} = z_0 \cdot m_t$	101,542	[mm]
Diametrul de bază al danturii cuțitului-roată	d_{b0}	$d_{b0} = \frac{z_0 \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t = z_0 \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t$	95,245	[mm]
Unghiul de presiune frontal de cap al cuțitului-roată	α_{ta0}	$\alpha_{ta0} = \arccos \left(\frac{d_0}{d_{a0}} \cdot \cos \alpha_t \right)$	27,429	[°]
Coeфициentul normal al deplasării de profil la dantura cuțitului roată (0)	x_{n0}	$x_{n0} = \frac{d_{a0}}{2 \cdot m_n} - \frac{z_0}{2 \cdot \cos \beta} - h_{an0}^*$	0,4418	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Coefficientul frontal al deplasării de profil la dantura cuțitului roată (0)	x_{t0}	$x_{t0} = x_{n0} \cdot \cos \beta$	0,435	-
Coefficientul normal al diferenței deplasărilor de profil la angrenajul tehnologic (2/0)	x_{nd0}	$x_{nd0} = x_{n2} - x_{n0}$	0,0373	-
Coefficientul frontal al diferenței deplasărilor de profil la angrenajul tehnologic (2/0)	x_{td0}	$x_{td0} = x_{t2} - x_{t0}$	0,0367	-
Involuta unghiului de angrenare frontal α_{ta0} angrenajului tehnologic	$\text{inv } \alpha_{tw0}$	$\text{inv } \alpha_{tw0} = \text{inv } \alpha_t + \frac{x_{n2} - x_{n0}}{z_2 - z_0} \cdot \text{tg } \alpha_t$	0,016062	-
Unghiul de angrenare frontal al angrenajului tehnologic	α_{tw0}	$\alpha_{tw0} = \arg(\text{inv } \alpha_{tw0})$	20,487	[°]
Distanța între axe de referință a angrenajului tehnologic	a_0	$a_0 = \frac{z_2 - z_0}{2} \cdot m_t$	28,4319	[mm]
Distanța între axe a angrenajului tehnologic	a_{w0}	$a_{w0} = a_0 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw0}}$	28,4696	[mm]
Diametrul de picior (efectiv realizat) al roții cu dantură interioară (2)	d_{fef2}	$d_{fef2} = 2 \cdot a_{w0} + d_{a0}$	164,2493	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
5. Calculul lungimilor (cotelor) normale peste dinți și peste goluri				
Unghiul de presiune frontal pe cilindru de diametru $d + 2 \cdot m_t \cdot x_t = d + 2 \cdot m_n \cdot x_n$	$\alpha_t W_{N1}$ $\alpha_t W_{N2}$	$\alpha_t W_{N1(2)} = \arccos \left(\frac{z_{1(2)} \cdot \cos \alpha_t}{z_{1(2)} + 2 \cdot x_{t1(2)}} \right)$	18,591 22,062	[°]
Involută de α_t	$\text{inv } \alpha_t$	$\text{inv } \alpha_t = \text{tg } \alpha_t - \alpha_t$ Unghiul α_t în radiani $\alpha_t = \alpha_t^\circ \cdot \frac{\pi}{180}$ rad	0,015570	-
Unghiul de înclinare (pe cilindru) de bază	β_b	$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)$	9,391	[°]
Numărul teoretic de dinți respectiv de goluri pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	N'_1 N'_2	$N'_{1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\pi} \cdot \left[\frac{\text{tg } \alpha_t W_{N1(2)} - 2 \cdot x_{n1(2)} \cdot \text{tg } \alpha_n}{\cos^2 \beta_b} - \frac{\text{inv } \alpha_t}{z_{1(2)}} \right]$	2,019 9,840	-
Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți/goluri	N_1 N_2	$N_{1(2)} = \text{INTEGER} (N'_{1(2)} + 0,5)$, valoarea întreagă a mărimii $N'_{1(2)} + 0,5$	3 10	-
Lungimea (cota) frontală peste N dinți/goluri	W_{tN1} W_{tN2}	$W_{tN1(2)} = [\pi \cdot (N_{1(2)} - 0,5) + 2 \cdot x_{t1(2)} \cdot \text{tg } \alpha_t + z_{1(2)} \cdot \text{inv } \alpha_t] \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t$	15,386 59,830	[mm]
Lungimea (cota) normală peste N dinți/goluri	W_{nN1} W_{nN2}	$W_{nN1(2)} = m_n \cdot \cos \alpha_n \cdot [\pi \cdot (N_{1(2)} - 0,5) + 2 \cdot x_{n1(2)} \cdot \text{tg } \alpha_n + z_{1(2)} \cdot \text{inv } \alpha_t]$	15,150 58,931	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Raza de curbură a profilelor frontale antiomologe în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste dinți/goluri	ρ_{Wt1} ρ_{Wt2}	$\rho_{Wt1(2)} = 0,5 \cdot W_{tN1(2)}$	7,693 29,915	[mm]
Unghiul de presiune frontal la capul dintelui sau pe muchia longitudinală de teșire	α_{ta1} α_{ta2}	$\alpha_{ta1(2)} = \arccos \left(\frac{z_{1(2)} \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}{d_{a1(2)}} \right)$	30,913 18,1047	[°]
Raza de curbură a profilului frontal la capul dintelui.	ρ_{a1} ρ_{a2}	$\rho_{a1(2)} = 0,5 \cdot d_{b1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ta1(2)}$	10,836 24,289	[mm]
Raza de curbură a profilului frontal în punctul de intrare în/ieșire din angrenare la piciorul dintelui	ρ_{f1} ρ_{f2}	$\rho_{f1} = 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ta2} - a_w \cdot \sin \alpha_{tw}$ $\rho_{f2} = 0,5 \cdot d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ta1} + a_w \cdot \sin \alpha_{tw}$	0,559 34,566	[mm]
Verificarea încadrării punctelor de contact ale lungimii W_{nN} (respectiv W_{tN}) pe flancurile evolventice ale danturii.	-	Dimensiunea W_{nN} sau W_{tN} este măsurabilă numai dacă se verifică: - la pinion relația: $\rho_{f1} < \rho_{Wt1} < \rho_{a1}$; - la roată relația: $\rho_{f2} > \rho_{Wt2} > \rho_{a2}$	0,559< 7,693< 10,836 34,566> 29,915> 24,289	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Lățimea teoretică minimă a danturii care permite măsurarea lungimii (cotei) normale peste dinți/goluri.	b_{WN}	$b_{WN} = W_{nN} \cdot \cos \beta$	14,947	[mm]
Verificarea măsurabilității dimensiunii W_{nN}		Dimensiunea W_{nN} se poate măsura dacă: $b \geq b_{WN} + \Delta b$, unde: $\Delta b \approx 2 \dots 5 \text{ mm}$	$30 >$ 16,947	-
6. Calculul corzii constante normale și calculul înălțimii la coarda constantă normală				
Coarda constantă normală a dintelui	\bar{s}_{cn1}	$\bar{s}_{cn1} = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha_n + x_{n1} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_n) \right)$	2,645	[mm]
	\bar{s}_{cn2}	$\bar{s}_{cn2} = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha_n - x_{n2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_n) \right)$ Cotele sunt valabile numai dacă se îndeplinesc condițiile: $\rho_{ts1} > \rho_{f1}$ la pinion și $\rho_{ts2} < \rho_{f2}$ la roată.	2,158 8,077 > 0,559 26,324 < 34,566	

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Raza de curbură a profilului frontal în punctele care definesc coarda constantă frontală	ρ_{ts1} ρ_{ts2}	la pinion (1) $\rho_{ts1} = 0,5 \cdot \left(d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + \bar{s}_{cn1} \cdot \frac{\cos \beta_b}{\cos \alpha_n} \right)$ la roată (2) $\rho_{ts2} = 0,5 \cdot \left(d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t - \bar{s}_{cn2} \cdot \frac{\cos \beta_b}{\cos \alpha_n} \right)$	8,077 26,324	[mm]
Înălțimea la coarda constantă a dintelui	\bar{h}_{cn1} \bar{h}_{cn2}	$\bar{h}_{cn1} = 0,5 \cdot (d_{a1} - d_1 - \bar{s}_{cn1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n)$ $\bar{h}_{cn2} = 0,5 \cdot (d_2 - d_{a2} - \bar{s}_{cn2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n)$	1,318 0,649	[mm]
7. Calculul arcelor dinților				
Unghiul de înclinare pe cilindrul de cap	β_{a1} β_{a2}	$\beta_{a1(2)} = \operatorname{arctg} \left(\frac{d_{a1(2)}}{d_{1(2)}} \cdot \operatorname{tg} \beta \right)$	10,911 9,871	[°]
Arcele de divizare frontal al dintelui	s_{t1} s_{t2}	$s_{t1} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right) \cdot m_t$ $s_{t2} = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right) \cdot m_t$	3,042 2,481	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Arcul de divizare normal al dintelui	s_{n1} s_{n2}	$s_{n1} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{n1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cdot m_n$ $s_{n2} = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{n2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cdot m_n$	2,996 2,444	[mm]
Arcul de cap frontal al dintelui	s_{at1} s_{at2}	$s_{at1} = d_{a1} \cdot \left(\frac{s_{t1}}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{ta1} \right)$ $s_{at2} = d_{a2} \cdot \left(\frac{s_{t2}}{d_2} - \operatorname{inv} \alpha_t + \operatorname{inv} \alpha_{ta2} \right)$	1,482 1,727	[mm]
Arcul de cap normal al dintelui	s_{an1} s_{an2}	$s_{an1(2)} = s_{at1(2)} \cdot \cos \beta_{a1(2)}$	1,456 1,702	[mm]
Verificarea lipsei ascuțirii dinților	-	$s_{an1(2)} \geq 0,25 \cdot m_n$	1,456 > 0,5 1,702 > 0,5	[mm]
Arcul de bază frontal al dintelui	s_{bt1} s_{bt2}	$s_{bt1} = m_t \cdot \cos \alpha_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{n1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + z_1 \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right)$ $s_{bt2} = m_t \cdot \cos \alpha_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{n2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n - z_2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right)$	3,417 0,0144	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Arcul de baza normal al dintelui	s_{bn1} s_{bn2}	$s_{bn1(2)} = s_{bt(2)} \cdot \cos \beta_b$	3,371 0,0142	[mm]
8. Calculul arcelor golurilor (dintre dinți)				
Arcul de divizare frontal al golului dintre dinți $x_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = x_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$	e_{t1} e_{t2}	$e_{t1} = \left(\frac{\pi}{2} - x_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right) \cdot m_t$ $e_{t2} = \left(\frac{\pi}{2} + x_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right) \cdot m_t$	3,338 3,898	[mm]
Arcul de divizare normal al golului	e_{n1} e_{n2}	$e_{n1} = \left(\frac{\pi}{2} - x_{n1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cdot m_n$ $e_{n2} = \left(\frac{\pi}{2} + x_{n2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cdot m_n$	2,287 3,839	[mm]
Arcul de cap frontal al golului	e_{at1} e_{at2}	$e_{at1} = d_{a1} \cdot \left(\frac{e_{t1}}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha_{ta1} - \operatorname{inv} \alpha_t \right)$ $e_{at2} = d_{a2} \cdot \left(\frac{e_{t2}}{d_2} - \operatorname{inv} \alpha_{ta2} + \operatorname{inv} \alpha_t \right)$	5,492 4,568	[mm]
Arcul de cap normal al golului	e_{an1} e_{an2}	$e_{an1(2)} = e_{at1(2)} \cdot \cos \beta_{a1(2)}$	5,393 4,486	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Arcul de bază frontal al goului	e_{bt1}	$e_{bt1} = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t - z_1 \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right) \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t$	2,567	[mm]
	e_{bt2}	$e_{bt2} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + z_2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right) \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t$	5,890	
Arcul de baza normal al goului	e_{bn1}	$e_{bn1(2)} = e_{bt1(2)} \cdot \cos \beta_{bl(2)}$	1,9143	[mm]
	e_{bn2}		5,8341	
9. Calculul diametrelor unor cercuri specifice				
Diametrul cilindrului începuturilor profilelor evolventice (la pinion)	d_{11}	$d_{11} = d_{b1} \cdot \sqrt{1 + \left(\operatorname{tg} \alpha_t - \frac{1 - x_{t1}}{z_1 \cdot \sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t} \right)^2}$	36,853	[mm]
10. Calculul pasului danturii sub diferite aspecte				
Pasul normal (de divizare)	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$	6,2832	[mm]
Pasul frontal (de divizare)	p_t	$p_t = \pi \cdot m_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta}$	6,3801	[mm]
Pasul de bază frontal	p_{bt}	$p_{bt} = p_t \cdot \cos \alpha_t = \frac{\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t}{\cos \beta}$	5,9845	[mm]
Pasul de bază normal	p_{bn}	$p_{bn} = p_{bt} \cdot \cos \beta_b$	5,9043	[mm]
Pasul axial	p_x	$p_x = \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta}$	36,1834	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Pasul elicei	p_z	$p_z = z \cdot p_x$		
Pasul frontal de rostogolire	p_{tw}	$p_{tw} = \frac{\pi \cdot d_{w1}}{z_1} = \frac{\pi \cdot d_{w2}}{z_2}$	6,496	[mm]
11. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțâierii dinților pinionului (roata cu dantură exterioară) la prelucrare				
Coefficientul normal minim de deplasare a profilului la limita subțâierii dinților pinionului la picior cu cremaliera generatoare.	x_{nmin}	$x_{nmin} = h_{an}^* \frac{z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta}$	-0,1593	-
Verificarea lipsei subțâierii	-	$x_{n1} \geq x_{nmin1}$	-0,1 > -0,1593	-
Coefficientul frontal minim de deplasare a profilului la limita subțâierii dinților pinionului la picior cu cremaliera generatoare	x_{tmin1}	$x_{tmin1} = x_{nmin1} \cdot \cos \beta$ sau $x_{tmin1} = h_{at}^* \frac{z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2}$	-0,1569	-
Numărul minim de dinți ai pinionului (1) la limita subțâierii dinților la picior cu cremaliera generatoare	z_{min1}	$z_{min1} = \frac{2 \cdot (h_{at}^* - x_{t1})}{\sin^2 \alpha_t} = \frac{2 \cdot (h_{an}^* - x_{n1}) \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$	18	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
12. Calculul gradelor de acoperire la angrenaje formate din roți cu danturi neflancate				
Gradul de acoperire frontal	ε_{α}	$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} + 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}$ <p>Se recomandă $\varepsilon_{\alpha} \geq 1$</p>	1,717	-
Gradul de acoperire axial	ε_{β}	$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$ <p>b=lățimea roții= $\psi_a \cdot a$, unde $\psi_a = 0,2 \div 0,6$. Se recomandă $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$</p>	b = 30 0,829	-
Gradul de acoperire total		$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$	2,546	-
13. Calculul de verificare a jocurilor la capul dinților				
Jocul la capul dinților pionului (1)	c1	$c_1 = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - a_w$	0,568	[mm]
Jocul la capul dinților roții (2)	c2	$c_2 = 0,5 \cdot (d_{a2} - d_{f1}) - a_w$	0,568	[mm]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
14. Calculul alunecărilor relative la capul și piciorul dintelui				
Alunecarea relativa la capul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ζ_{a1} ζ_{a2}	$\zeta_{a1} = 1 - \frac{\rho_{f2} \cdot z_1}{\rho_{a1} \cdot z_2}$ $\zeta_{a2} = 1 - \frac{\rho_{f1} \cdot z_2}{\rho_{a2} \cdot z_1}$	0,223 0,905	-
Alunecarea relativa la piciorul dintelui, pentru: - pinion (1) - roata (2)	ζ_{f1} ζ_{f2}	$\zeta_{f1} = 1 - \frac{\rho_{a2} \cdot z_1}{\rho_{f1} \cdot z_2}$ $\zeta_{f2} = 1 - \frac{\rho_{a1} \cdot z_2}{\rho_{f2} \cdot z_1}$	-9,582 -0,287	-
15. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchilor de cap ale dinților uneia dintre roți cu flancurile de picior ale celeilalte roți				
Raza de curbură a profilului frontal al dintelui roții cu dantură inferioară (2) pe flancul de picior, în punctul limită (de început) de profil în evolvantă generat de capul dintelui cuțitului-roată (0)	ρ_{120}	$\rho_{120} = a_{w0} \cdot \sin \alpha_{tw0} + 0,5 \cdot d_{a0} \cdot \sin \alpha_{ta0}$ sau $\rho_{120} = a_{w0} \cdot \sin \alpha_{tw0} + 0,5 \cdot \sqrt{d_{a0}^2 - d_{b0}^2}$	34,681	[mm]
Verificare la interferență tip CAP.D-R1/PIC.D – R2	-	Se evită interferența de această speță, numai dacă: $\rho_{f2} \leq \rho_{120}$	34,566< 34,681	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Raza de curbură a profilului frontal al dintelui pinionului (1) pe flacul de picior, în ultimul punct limită de profil în evolutivă generat de scula de danturat	ρ_{11}	În cazul prelucrării cu cuțitul-pieptene (sau freză melc): $\rho_{11} = 0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha_t - m_n \cdot \frac{h_{an}^* - x_{n1}}{\sin \alpha_t}$	0,342	[mm]
Verificare la interferență tip PIC.D – R1/CAP.D – R2	-	Se evită interferența de această speță, numai dacă: $\rho_{f1} \geq \rho_{11}$	0,559 > 0,342	-
16. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchiilor de cap a celor două roți				
Parametrul auxiliar de calcul	χ_{12}	$\chi_{12} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \text{inv} \alpha_{ta1} - \text{inv} \alpha_{ta2} + \left(1 - \frac{z_1}{z_2} \right) \cdot \text{inv} \alpha_{tw}$	0,0207	-
Unghi auxiliar	μ	$\mu = \arccos \left[\frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4 \cdot a_w^2}{4 \cdot a_w \cdot d_{a1}} \right]$	40,960	[°]
Parametrul de criteriu al interferenței de tip CAP. D-R1 / CAP. D-R2	v	$v = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu \right) + \chi_{12}$	0,9718	[°]
Verificare la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2.	-	Se evită interferența de această speță numai dacă: $v \geq 0$	0,9718 > 0	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
17. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchilor de cap ale celor două roți la montarea în angrenaj prin deplasarea radială a roților				
Parametrul unghiular auxiliar, corespunzător valorii minime	μ'	$\mu' = \arccos \frac{\left(\frac{d_{a2}}{d_{a1}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2 - 1}$	26,345	[°]
Verificare la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R1 / MONTAJ RADIAL	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă $\frac{d_{a2}}{d_{a1}} < 1$, atunci montajul radial nu este posibil și verificarea în continuare nu are sens.</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă $\mu' > \mu$ atunci interferența nu are loc și verificări în continuare nu se mai fac.</p> <p><i>Cazul 3:</i> Dacă $\mu' < \mu$ atunci se continuă verificarea.</p>	26,345 < 40,960	-
Parametrul de criteriu al interferenței	v'	$v' = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu' - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu' \right) + \chi_{12}$	0,0126	[°]
Verificare la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2 / MONTAJ RADIAL	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă $v' \geq 0$, atunci interferența de această speță nu are loc.</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă $v' < 0$, atunci se continuă verificarea.</p>	0,0126 > 0	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Semiunghiul arcului frontal de cap al dintelui pinionului (1)	ψ_{ta1}	$\psi_{ta1} = \frac{\pi}{2 \cdot z_1} + \frac{2 \cdot x \cdot n_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{ta1}$	-	[rad]
Mărime auxiliară preliminară, corespunzătoare valorii minime v'	n'	$n' = \frac{z_1}{\pi} \cdot (\mu' - \psi_{ta1})$	-	-
Patru mărimi auxiliare (numere întregi) corespunzătoare valorii minime v'	n_1 n_2 n_3 n_4	$n_1 = \text{INTEGER}(n' - 1)$ $n_2 = \text{INTEGER}(n' - n_1 + 1)$ $n_3 = \text{INTEGER}(n' + 1) = n_1 + 2$ $n_4 = \text{INTEGER}(n' + 2) = n_1 + 3$	-	-
Patru unghiuri auxiliare	μ_1 μ_2 μ_3 μ_4	$\mu_1 = \psi_{ta1} + \frac{\pi \cdot n_1}{z_1}$ $\mu_2 = \psi_{ta1} + \frac{\pi \cdot n_2}{z_1}$ $\mu_3 = \psi_{ta1} + \frac{\pi \cdot n_3}{z_1}$ $\mu_4 = \psi_{ta1} + \frac{\pi \cdot n_4}{z_1}$	-	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Patru parametri de criteriu ai interferenței	v_1	$v_1 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_1 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_1 \right) + \chi_{12}$	-	[°]
	v_2	$v_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_2 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_2 \right) + \chi_{12}$		
	v_3	$v_3 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_3 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_3 \right) + \chi_{12}$		
	v_4	$v_4 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \mu_4 - \arcsin \left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}} \cdot \sin \mu_4 \right) + \chi_{12}$		
Verificarea la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2 MONTAJ RADIAL	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă toate valorile v_1, v_2, v_3, v_4 sunt pozitive, atunci montajul radial este posibil după axa de simetrie a unui dinte / gol.</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă una dintre valori v_x ($x = 1, 2, 3, 4$) este negativă pentru n_x număr par, atunci montajul radial este posibil numai după direcția axei de simetrie a unui gol dintre dinții pinionului.</p>	-	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Verificarea la interferență tip CAP. D – R1 / CAP. D – R2 MONTAJ RADIAL	-	<p><i>Cazul 3:</i> Dacă una dintre valori v_x ($x = 1, 2, 3, 4$) este negativă pentru n_x număr impar, atunci montajul radial este posibil numai după direcția axei de simetrie a unui gol dintre dinții pinionului.</p> <p><i>Cazul 4:</i> Dacă toate valorile v_1, v_2, v_3, v_4 sunt negative, atunci montajul radial nu este posibil.</p>	-	-
18. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțării flancurilor de cap ale dinților roților de către flancurile de picior (de racordare) ale dinților cuțitului - roată				
Înălțimea de subțiere a flancurilor la roată	h_s	$h_s = 0,5 \cdot \sqrt{d_{b2}^2 + (a_{w0} \cdot \sin \alpha_{tw0})^2} - 0,5 \cdot d_{a2}$ <p>Dacă $h_s < 0$ nu are loc subțierea de acest tip. Valori pozitive ($h_s > 0$) indică subțiere reală.</p>	-3,702	[mm]
Diametrul cilindrului (cercului) trecând prin punctele terminale ale subțierii de acest tip	d_s	$d_s = d_a - 2 \cdot h_s$ <p>Formulă valabilă numai dacă există subțierea de acest tip, adică dacă $h_s > 0$.</p>	-	[mm]
19. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a subțării flancurilor de cap ale dinților roții de către muchile de cap ale dinților cuțitului-roată în mișcarea de pătrundere radială (avans radial) la danturarea roții				
Semiunghiul arcului frontal de cap al dintelui roții cu dantură interioară (2)	ψ_{ta2}	$\psi_{ta2} = \frac{\pi}{2 \cdot z_2} - \frac{2 \cdot x_{n2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{z_2} - \operatorname{inv} \alpha_t + \operatorname{inv} \alpha_{ta2}$	0,0111	[rad]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Semiunghiul arcului frontal de cap al dintelui cuțitului-roată (0)	ψ_{ta0}	$\psi_{ta0} = \frac{\pi}{2 \cdot z_0} + \frac{2 \cdot x_{n0} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{z_0} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{ta0}$	0,00028	[rad]
Pasul unghiular al danturii roții (2)	τ_2	$\tau_2 = \frac{360^\circ}{z_2}$	4,6154	[°]
Pasul unghiular al danturii cuțitului – roată (0)	τ_0	$\tau_0 = \frac{360^\circ}{z_0}$	7,2	[°]
Parametru de ciclare	N	Se adoptă valoarea inițială $N = 1$.	-	-
Multiplul pasului unghiular al danturii cuțitului – roată (0)	σ_0	$\sigma_0 = N \cdot \tau_0$ Dacă $\sigma_0 > 90^\circ$ atunci ciclarea este terminată, iar subțierea de tipul menționat nu are loc. Dacă $\sigma_0 < 90^\circ$, se continuă calculul.	$N = 1$ $\sigma_0 = 7,2$ $N = 13$ $\sigma_0 = 93,60$	[°]
Multiplul pasului unghiular al danturii roții (2)	σ_2	$\sigma_2 = N \cdot \tau_2$	$N = 1$ $\sigma_2 = 4,615$ $N = 13$ $\sigma_2 = 60,0$	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/ și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Parametrul criterial al interferenței	λ_N	$\lambda_N = d_{a2} \cdot \sin(\sigma_2 + \psi_{ta2}) - d_{a0} \cdot \sin(\sigma_0 + \psi_{ta0})$	$N = 1$ $\lambda_N =$ $0,820$ $N = 13$ $\lambda_N =$ $29,139$	[mm]
Verificarea la interferență tip CAP.D – R2 / CAP.D – CR / AVANS RADIAL.	-	<p><i>Cazul 1:</i> Dacă $\lambda_N \geq 0$, subțierea de acest tip nu are loc pentru valoarea N. Se continuă verificarea pentru $N = N + 1$, repetând ultimele patru puncte (până la $\sigma_0 \geq 90^\circ$).</p> <p><i>Cazul 2:</i> Dacă $\lambda_N < 0$, are loc subțierea în mișcarea de pătrundere radială (avans radial) a cuțitului roată în corpul roții.</p>	$\lambda_N =$ $29,139$	-

4.4. ANGRENAJE CU ROȚI CONICE

4.4.1. Noțiuni de bază

Angrenajul conic face parte din categoria mecanismelor spațiale (mecanism sferic) și realizează transmiterea unei mișcări de rotație între doi arbori ale căror axe sunt concurente.

Dacă unghiul dintre axe este egal cu 90° , angrenajul conic se numește ortogonal. În cazul general al angrenajului neortogonal, unghiul cuprins între cele două axe este notat cu Σ și poartă denumirea de unghi între axe (figura 4.13).

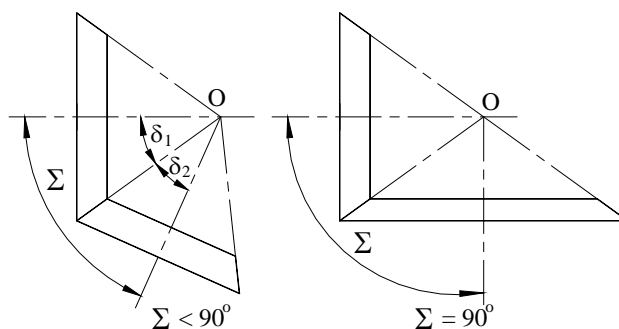


Fig. 4.13. Angrenaje conice

Raportul de transmitere al angrenajului conic

Raportul de transmitere, notat cu i_{12} , este dat de raportul dintre viteza unghiulară a roții conducătoare 1 și viteza unghiulară a roții conduse 2 dar se poate exprima și în funcție de numerele de dinți z_1 și z_2 ale roților dințate 1 și 2:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad (4.19)$$

unde: δ_1 și δ_2 reprezintă semiunghiurile la vârf ale conurilor de divizare (figura 4.13).

Raportul de transmitere definit ca raport al vitezelor unghiulare este denumit raport teoretic de transmitere iar când este definit ca raport al numerelor de dinți este denumit raport real de transmitere, aceasta deoarece vitezele unghiulare sunt numere reale, pe când numerele de dinți sunt

întotdeauna numere întregi pozitive. Între cele două rapoarte de transmitere, real (i_r) și teoretic (i_t), se admite o eroare de maximum 3 %, calculate cu relația:

$$\left| 1 - \frac{i_r}{i_t} \right| \leq 0.03. \quad (4.20)$$

Elementul de referință

Definirea roților dințate conice se realizează din condiția de angrenare fictivă a acestora cu roata plană de referință. Angrenajul înlocuitor sau analog angrenajului conic este format dintr-o roată dințată cilindrică cu dinți drepți și o cremalieră obținută prin desfășurarea cilindrului frontal al roții plane. Profilul acestei cremaliere se consideră, prin aproximație, rectiliniu și identic cu profilul cremalierei de referință cu dinți drepți [4.17], având parametrii de referință:

- coeficientul înălțimii capului dintelui de referință h_{a0}^* :

$$h_{a0}^* = 1, \quad (4.21)$$

- coeficientul jocului la capul dintelui de referință, c_0^* :

$$c_0^* = 0,2, \quad (4.22)$$

- unghiul de înclinare a profilului:

$$\alpha_0 = 20^\circ. \quad (4.23)$$

Elementele care definesc roata plană de referință sunt:

- pentru dantura dreaptă: $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,2$,
 - pentru dantura înclinată: $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1 \cdot \cos \beta_m$, $c^* = 0,2 \cdot \cos \beta_m$,
- unde β_m este unghiul de înclinare de divizare median.

4.4.2. Parametrii geometrici ai roților dințate conice exterioare

Modulul exterior, m_e sau modulul frontal exterior, $m_t = m_e$, are valori standardizate, conform SR ISO 54:2011, prezentate în tabelul 4.1 la angrenajele cilindrice.

Unghiul de înclinare de divizare median al dintelui are valori cuprinse între 0° și 45° , fiind recomandate valorile luate din următorul șir: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 [4.8, 4.9, 4.19].

Parametrii geometrici ai roților dințate conice aflate în angrenare sunt prezentate în figura 4.14, aceștia fiind:

- unghiul dintre axele roților: Σ ;
- diametrul de cap al roții: $d_{a1,2}$;
- diametrul de divizare al roții: $d_{1,2}$;
- diametrul de picior al roții: $d_{f1,2}$;
- diametrul de divizare median: $d_{m1,2}$;
- lățimea danturii: b ;
- lungimea exterioară a generatoarei de divizare: R ;
- lungimea mediană a generatoarei de divizare: $R_{m1,2}$;
- lungimea interioară a generatoarei de divizare: $R_{j1,2}$;
- lungimea exterioară a generatoarei de cap: $R_{a1,2}$;
- lungimea interioară a generatoarei de cap: $R_{ai1,2}$;
- înălțimea danturii: h ;
- înălțimea capului dintelui: h_a ;
- înălțimea piciorului dintelui: h_f ;
- măsura unghiului dintelui: $\theta_{1,2}$;
- măsura semiunghiului conului de divizare: $\delta_{1,2}$;
- măsura semiunghiului conului de picior: $\delta_{f1,2}$.

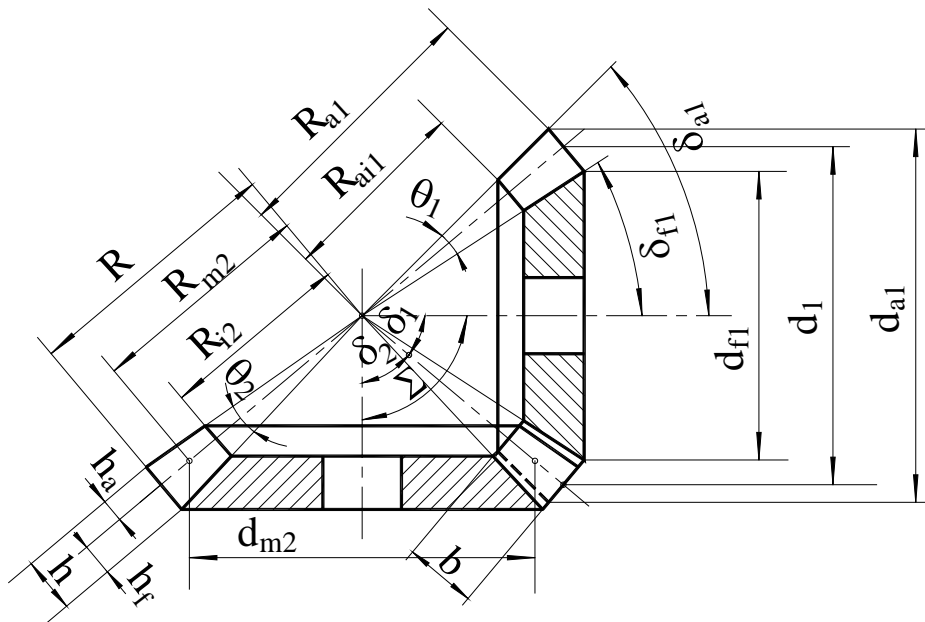


Fig. 4.14. Parametrii geometrice ai roților dințate conice**4.4.3. Parametrii geometrice ai angrenajului conic exterior**

Deplasările de profil ale angrenajului conic au recomandări de alegere specifice firmelor producătoare de roți dințate, precum firmele Gleason, IMS Gear, Linn Gear Co., Cleveland Gear Company etc. Astfel, pentru deplasările de profil, sunt recomandate valori pozitive pentru roata conducătoare și negative pentru roata condusă. Pentru deplasarea radială a roții conducătoare, x_{r1} , firma Gleason recomandă valorile date în tabelul 4.8, funcție de raportul de transmitere al angrenajului.

Tabelul 4.8. Deplasarea specifică radială recomandată [4.16]

Raportul de transmitere între:	Deplasarea specifică radială, x_{r1}	Raportul de transmitere între:	Deplasarea specifică radială, x_{r1}	Raportul de transmitere între:	Deplasarea specifică radială, x_{r1}
1.00 ÷ 1.00	0.00	1.23 ÷ 1.25	0.16	1.76 ÷ 1.82	0.32
1.00 ÷ 1.02	0.01	1.25 ÷ 1.27	0.17	1.82 ÷ 1.89	0.33
1.02 ÷ 1.03	0.02	1.27 ÷ 1.29	0.18	1.89 ÷ 1.97	0.34
1.03 ÷ 1.04	0.03	1.29 ÷ 1.31	0.19	1.97 ÷ 2.06	0.35
1.04 ÷ 1.05	0.04	1.31 ÷ 1.33	0.20	2.06 ÷ 2.16	0.36
1.05 ÷ 1.06	0.05	1.33 ÷ 1.36	0.21	2.16 ÷ 2.27	0.37
1.06 ÷ 1.08	0.06	1.36 ÷ 1.39	0.22	2.27 ÷ 2.41	0.38
1.08 ÷ 1.09	0.07	1.39 ÷ 1.42	0.23	2.41 ÷ 2.58	0.39
1.09 ÷ 1.11	0.08	1.42 ÷ 1.45	0.24	2.58 ÷ 2.78	0.40
1.11 ÷ 1.12	0.09	1.45 ÷ 1.48	0.25	2.78 ÷ 3.05	0.41
1.12 ÷ 1.14	0.10	1.48 ÷ 1.52	0.26	3.05 ÷ 3.41	0.42
1.14 ÷ 1.15	0.11	1.52 ÷ 1.56	0.27	3.41 ÷ 3.94	0.43
1.15 ÷ 1.17	0.12	1.56 ÷ 1.60	0.28	3.94 ÷ 4.82	0.44
1.17 ÷ 1.19	0.13	1.60 ÷ 1.65	0.29	4.82 ÷ 6.81	0.45
1.19 ÷ 1.21	0.14	1.65 ÷ 1.70	0.30	6.81 și peste	0.46
1.21 ÷ 1.23	0.15	1.70 ÷ 1.76	0.31		

Pentru egalizarea alunecărilor pe flancuri se recomandă angrenajul zero deplasat, respectiv:

$$x_{r2} = -x_{r1} \quad (4.24)$$

În privința coeficienților de deplasare tangențială a profilului, în secțiunea medie a dintelui, se recomandă același angrenaj zero deplasat, respectiv

$$x_{t_2} = -x_{t_1}, \quad (4.25)$$

unde: $x_{t_1} = 0.03 + 0.006 \cdot (i_r - 2.5)$, pentru $i_r \geq 2.5$,

iar pentru $i_r < 2.5$, $x_{t_1} = 0$, i_r fiind raportul real de transmitere.

Elementele geometrice care definesc angrenajul conic exterior sunt reprezentate în figura 4.15.

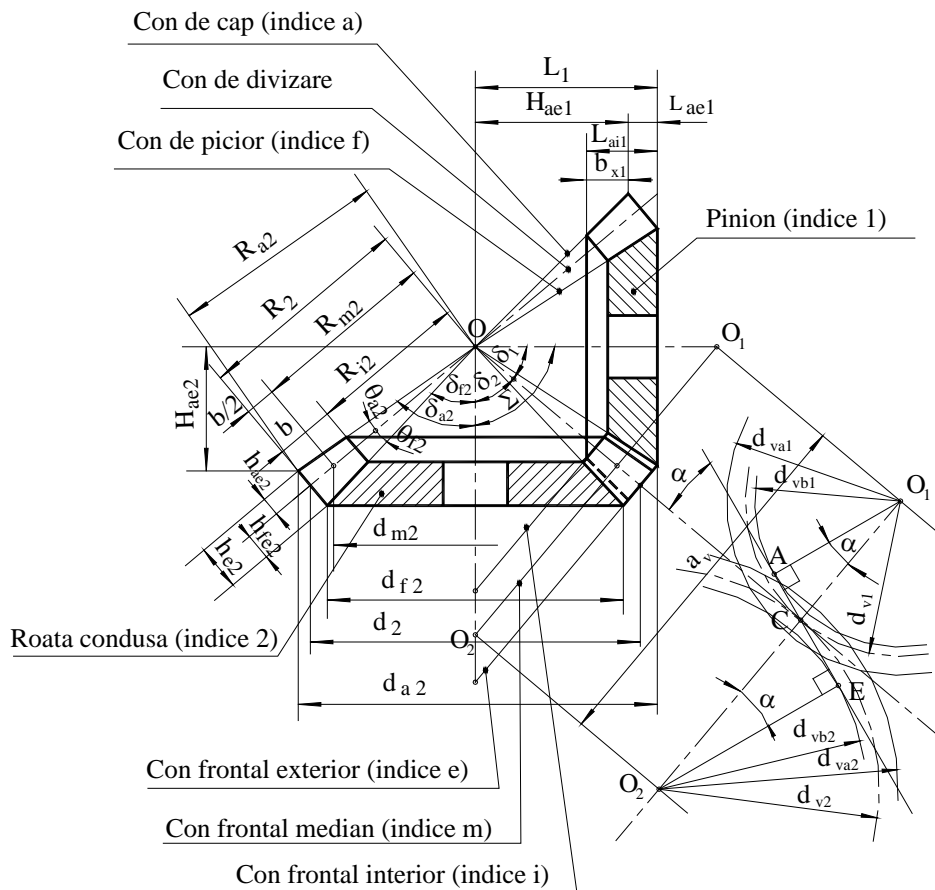


Fig. 4.15. Angrenajul conic exterior – angrenajul înlocuitor [4.10].

Calculul parametrilor geometrici ai angrenajului conic exterior sunt prezentate în tabelul 4.9, pentru angrenajul cu dantură dreaptă și în tabelul 4.10, pentru angrenajul cu dantură înclinată. În aceste tabele sunt prezentate, la fel ca la angrenajele cilindrice, exemple numerice de calcul.

Tabelul 4.9. Metodologia de calcul geometric și cinematic pentru angrenajele conice exterioare cu dinți drepți [4.8, 4.19]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
1. Date inițiale privind definirea geometrică a angrenajului				
Numerele de dinți	z_1, z_2	Date prin temă	18, 36	-
Raportul de transmitere	i	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ <p>unde ω_1, ω_2 sunt vitezele unghiulare ale celor două roți dințate. Raportul de transmitere ca raport al vitezelor unghiulare este unul teoretic (i_t) iar ca raport al numerelor de dinți este unul real (i_r), datorită faptului că nu întotdeauna vitezele unghiulare au valori întregi, pozitive, precum numerele de dinți. Abaterile admise sunt:</p> $\left 1 - \frac{i_r}{i_t} \right \leq 0.03$	2	-
Modulul exterior	m_e	Dat prin tema sau ales din SR ISO 54: 2011	2	mm
Profilul de referință standardizat (elemente care definesc roata plană de referință) $\alpha - h_a^* - c^*$		$20^\circ - 1 - 0,20$		

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Unghiul dintre axe	Σ	Se indică prin temă (Σ poate varia între 45° și 150° ; în mod curent $\Sigma = 90^\circ$)	90°	°
Coefficienții de deplasare radială a profilului, în secțiunea medie a dintelui	$x_{r1,2}$	<p>Pentru egalizarea alunecărilor pe flancuri se recomandă: $x_{r2} = -x_{r1}$, unde x_{r1} se alege din tabelul 4.8, în funcție de numerele de raportul de transmitere.</p> <p>Pentru evitarea interferenței profilelor, trebuie îndeplinite condițiile:</p> $x_{r1} \geq x_{r1\min} \text{ și } x_{r2} \geq x_{r2\min}, \text{ unde}$ $x_{r1\min} = \frac{14 - z_{v1}}{17}, \quad x_{r2\min} = \frac{14 - z_{v2}}{17} \text{ și}$ $z_{v1} = z_1 \cdot \frac{\sqrt{i_r^2 + 1}}{i_r}, \quad z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{i_r^2 + 1}$	$x_{r1} = 0.37, x_{r2} = -0.37$ $x_{r1\min} = -0.36, x_{r2\min} = -3.01$ $z_{v1} = 20.12, z_{v2} = 80.49$	-
Coefficienții de deplasare tangențială a profilului, în secțiunea medie a dintelui	$x_{t1,2}$	<p>Se recomandă: $x_{t2} = -x_{t1}$, unde</p> $x_{t1} = 0.03 + 0.006 \cdot (i_r - 2.5), \text{ pentru } i_r \geq 2.5 \text{ iar}$ <p>pentru $i_r < 2.5, x_{t1} = 0.$</p>	$x_{t1} = 0.03$ $x_{t2} = -0.03$	-
Coefficientul lățimii roții	Ψ_R	$\Psi_R = 0.25 \dots 0.3$	$\Psi_R = 0.3$	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Parametrii de bază ai roților dințate și ai angrenajului				
Unghiul conului de divizare	$\delta_{1,2}$	$\delta_1 = \arctg \left(\frac{\sin \Sigma}{i_r + \cos \Sigma} \right),$ $\delta_2 = \arctg \left(\frac{i_r \cdot \sin \Sigma}{1 + i_r \cdot \cos \Sigma} \right),$	26.565° 63.435°	°
Diametrul de divizare pe conul exterior	$d_{1,2}$	$d_1 = m_e \cdot z_1$ $d_2 = m_e \cdot z_2$	$d_1=36$ $d_2=72$	mm
Lungimea exterioară a generatoarei de divizare	R_e	$R_e = R = R_1 = R_2 = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \cdot \sin \delta_2}$	$R_e=40.249$	mm
Numărul de dinți ai roții plane	z_0	$z_0 = z_{v1,2} = \frac{z_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{z_2}{2 \cdot \sin \delta_2}$	$z_0 = 20.124$	-
Lățimea roții	b	$b = B \leq \psi_R \cdot R,$ $b \leq 8 \cdot m_e$ <p>Dintre aceste două mărimi se adoptă valoarea cea mai mică, rotunjită la un număr întreg.</p>	$b \leq 12.074$ $b \leq 16$ Se adoptă $b = 12$	mm
Lungimea mediană a generatoarei de divizare	R_m	$R_m = R - \frac{b}{2}$	$R_m=34.249$	mm
Lungimea interioară a generatoarei de divizare	R_i	$R_i = R - b$	$R_i=28.249$	mm

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Înălțimea capului de divizare exterior al dintelui	$h_{ae1,2}$	$h_{ae1} = (h_a^* + x_{r1}) \cdot m_e$ $h_{ae2} = (h_a^* + x_{r2}) \cdot m_e$	$h_{ae1} = 2.74$ $h_{ae2} = 1.26$	mm
Înălțimea piciorului de divizare exterior al dintelui	$h_{fe1,2}$	$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_{r1}) \cdot m_e$ $h_{fe2} = (h_a^* + c^* - x_{r2}) \cdot m_e$	$h_{fe1} = 1.76$ $h_{fe2} = 3.24$	mm
Înălțimea exterioară a dintelui	h_e	$h_e = (2h_a^* + c^*) \cdot m_e$	$h_e = 4.5$	mm
Diametrul de cap exterior	$d_{ae1,2}$	$d_{ae1} = d_1 + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_2 + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$	$d_{ae1} = 40.90$ $d_{ae2} = 73.12$	mm
Diametrul de picior exterior	$d_{fe1,2}$	$d_{fe1} = d_1 - 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{fe2} = d_2 - 2 \cdot h_{fe2} \cdot \cos \delta_2$	$d_{fe1} = 32.85$ $d_{fe2} = 69.10$	mm
Unghiul capului dintelui	$\theta_{a1,2}$	$\theta_{a1} = \arctg\left(\frac{h_{ae1}}{R}\right)$ $\theta_{a2} = \arctg\left(\frac{h_{ae2}}{R}\right)$	$\theta_{a1} = 3.89^\circ$ $\theta_{a2} = 1.79^\circ$	°
Unghiul piciorului dintelui	$\theta_{f1,2}$	$\theta_{f1} = \arctg\left(\frac{h_{fe1}}{R}\right)$ $\theta_{f2} = \arctg\left(\frac{h_{fe2}}{R}\right)$	$\theta_{f1} = 2.50^\circ$ $\theta_{f2} = 4.60^\circ$	°

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Unghiul conului de cap	$\delta_{a1,2}$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	$\delta_{a1} = 30.45$ $\delta_{a2} = 65.22$	°
Unghiul conului de picior	$\delta_{f1,2}$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	$\delta_{f1} = 24.06$ $\delta_{f2} = 58.83$	°
Lungimea exterioară a generatoarei conului de cap	$R_{ae1,2}$	$R_{ae1} = \frac{R_e}{\cos \theta_{a1}}$ $R_{ae2} = \frac{R_e}{\cos \theta_{a2}}$	$R_{ae1} = 40.34$ $R_{ae2} = 40.26$	mm
Lungimea exterioară a generatoarei conului de picior	$R_{fe1,2}$	$R_{fe1} = \frac{R_e}{\cos \theta_{f1}}$ $R_{fe2} = \frac{R_e}{\cos \theta_{f2}}$	$R_{fe1} = 40.28$ $R_{fe2} = 40.37$	mm
Înălțimea exterioară a conului de cap	$H_{ae1,2}$	$H_{ae1} = R_{ae1} \cdot \cos \delta_1$ $H_{ae2} = R_{ae2} \cdot \cos \delta_2$	$H_{ae1} = 36.08$ $H_{ae2} = 18.00$	mm
Distanța de așezare (de montare)	$L_{1,2}$	Această mărime se adoptă constructiv sau se determină aproximativ cu relațiile: $L_1 = \frac{R}{\cos \delta_1}$ $L_2 = \frac{R}{\cos \delta_2}$	$L_1 = 44.99$ $L_2 = 89.99$	mm

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Distanța de cap exterioră	$L_{ae1,2}$	$L_{ae1} = L_1 - H_{ae1}$ $L_{ae2} = L_2 - H_{ae2}$	$L_{ae1} = 8.91$ $L_{ae2} = 71.99$	mm
Înălțimea axială a danturii	$b_{x1,2}$	$b_{x1} = b \cdot \frac{\cos \delta_{a1}}{\cos \theta_{a1}}$ $b_{x2} = b \cdot \frac{\cos \delta_{a2}}{\cos \theta_{a2}}$	$b_{x1} = 10.36$ $b_{x2} = 5.03$	mm
Distanța de cap interioară	$L_{ai1,2}$	$L_{ai1} = L_{ae1} + b_{x1}$ $L_{ai2} = L_{ae2} + b_{x2}$	$L_{ai1} = 19.27$ $L_{ai2} = 77.02$	mm
Calculul elementelor utile la verificarea angrenării				
Arcul de divizare exterior	$s_{1,2}$	$s_1 = (0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{r1} \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{t1}) \cdot m_e$ $s_2 = (0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{r2} \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{t2}) \cdot m_e$	$s_1 = 3.74$ $s_2 = 1.27$	mm
Numărul de dinți la roata cilindrică înlocuitoare (echivalentă)	$z_{v1,2}$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$	$z_{v1} = 20.12$ $z_{v2} = 80.49$	–
Diametrul de divizare echivalent	$d_{v1,2}$	$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1}$ $d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2}$	$d_{v1} = 40.24$ $d_{v2} = 160.99$	mm

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Diametrul de cap echivalent	$d_{va1,2}$	$d_{va1} = (d_{v1} + 2 \cdot h_{am1}), d_{va2} = (d_{v2} + 2 \cdot h_{am2}),$ <p>unde:</p> $h_{am1} = h_{ae1} - \frac{b}{2} \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}, h_{am2} = h_{ae2} - \frac{b}{2} \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}$	$d_{va1}=44.90$ $d_{va2}=163.1$ $h_{am1}=2.33$ $h_{am2}=1.07$	mm
Diametrul de bază echivalent	$d_{vb1,2}$	$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos \alpha$ $d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos \alpha$	$d_{vb1}=37.81$ $d_{vb2}=151.2$	mm
Distanța între axe a angrenajului înlocuitor	a_v	$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2}$	$a_v=100.61$	mm
Unghiul de presiune pe cercul de cap al roții înlocuitoare	$\alpha_{va1,2}$	$\alpha_{va1} = \arccos\left(\frac{d_{v1} \cdot \cos \alpha}{d_{va1}}\right)$ $\alpha_{va2} = \arccos\left(\frac{d_{v2} \cdot \cos \alpha}{d_{va2}}\right)$	$\alpha_{va1}=32.63$ $\alpha_{va2}=21.97$	°
Verificarea angrenării				
Verificarea ascuțirii dintelui roții dințate înlocuitoare	$S_{va1,2}$	$S_{va1} = \frac{d_{va1}}{m_e} \cdot \left(\frac{s_1}{d_{v1}} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{va1}\right) \geq 0.3$ $S_{va2} = \frac{d_{va2}}{m_e} \cdot \left(\frac{s_2}{d_{v2}} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{va2}\right) \geq 0.3$	$S_{va1}=0.83$ $S_{va2}=0.32$	—

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Verificarea continuității angrenării	ε	$\varepsilon = \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2 \cdot a_v \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \pi \cdot m_e \cdot \cos \alpha}$ unde: $\varepsilon \geq 1.2$	$\varepsilon = 1.39$	-

Tab. 4.10. Metodologia de calcul geometric și cinematic pentru angrenajele conice exterioare cu dinți înclinați

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Date inițiale privind definirea geometrică a angrenajului				
Numerele de dinți	z_1, z_2	Date prin temă	18, 36	-
Raportul de transmitere	i	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$, unde ω_1, ω_2 sunt vitezele unghiulare ale celor două roți dințate. Raportul de transmitere ca raport al vitezelor unghiulare este unul teoretic (i_t) iar ca raport al numerelor de dinți este unul real (i_r), datorită faptului că nu întotdeauna vitezele unghiulare au valori întregi, pozitive, precum numerele de dinți. Abaterile admise sunt: $\left 1 - \frac{i_r}{i_t} \right \leq 0.03$	2	-
Modulul frontal exterior	$m_t = m_e$	Dat prin tema sau ales din STAS 822 - 82	2	mm
Unghiul de înclinare de divizare median al dintelui	β_m	Se recomandă valori cuprinse între 0° și 45° , luate din șirul de numere: 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45	$\beta_m = 10^\circ$	$^\circ$
Profilul de referință standardizat (elemente care definesc roata plană de referință) $\alpha_n - h_a^* - c^*$		$20^\circ - 1 \cdot \cos\beta_m - 0,20 \cdot \cos\beta_m$	$\alpha_n = 20^\circ$ $h_a^* = 0.984$ $c^* = 0.196$	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Unghiul dintre axe	Σ	Se indică prin temă (Σ poate varia între 45° și 150°) Pentru egalizarea alunecărilor pe flancuri se recomandă: $x_{r2} = -x_{r1}$, unde x_{r1} se alege din tabelul 4.8, în funcție de raportul de transmitere al angrenajului. Pentru evitarea interferenței profilelor, trebuie îndeplinite condițiile: $x_{r1} \geq x_{r1min}$ și $x_{r2} \geq x_{r2min}$, unde $x_{r1min} = \frac{14 - z_{v1}}{17}$, $x_{r2min} = \frac{14 - z_{v2}}{17}$ și $z_{v1} = z_1 \cdot \frac{\sqrt{i_r^2 + 1}}{i_r}$; $z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{i_r^2 + 1}$	90° $x_{r1} = 0.37$, $x_{r2} = -0.37$ $x_{r1min} = -0.36$, $x_{r2min} = -3.01$ $z_{v1} = 20.12$, $z_{v2} = 80.49$	$^\circ$ -
Coefficienții de deplasare radială a profilului, în secțiunea medie a dintelui	$x_{r1,2}$	Se recomandă: $x_{t2} = -x_{t1}$, unde $x_{t1} = 0.03 + 0.006 \cdot (i_r - 2.5)$, pentru $i_r \geq 2.5$ iar pentru $i_r < 2.5$, $x_{t1} = 0$.	$x_{t1} = 0.03$ $x_{t2} = -0.03$	- -
Coefficientul lățimii roții	Ψ_R	$\Psi_R = 0.25 \dots 0.3$	$\Psi_R = 0.3$	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Parametrii de bază ai roților dințate și ai angrenajului				
Unghiul conului de divizare	$\delta_{1,2}$	$\delta_1 = \arctg \left(\frac{\sin \Sigma}{i_r + \cos \Sigma} \right),$ $\delta_2 = \arctg \left(\frac{i_r \cdot \sin \Sigma}{1 + i_r \cdot \cos \Sigma} \right)$	26.565° 63.435°	°
Diametrul de divizare pe conul exterior	$d_{1,2}$	$d_1 = m_e \cdot z_1$ $d_2 = m_e \cdot z_2$	$d_1=36$ $d_2=72$	mm
Lungimea exterioară a generatoarei de divizare	R_e	$R_e = R = R_1 = R_2 = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \cdot \sin \delta_2}$	$R_e=40.249$	mm
Numărul de dinți ai roții plane	z_0	$z_0 = z_{v1,2} = \frac{z_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{z_2}{2 \cdot \sin \delta_2}$	$z_0 = 20.124$	-
Lățimea roții	b	$b = B \leq \psi_R \cdot R,$ $b \leq 8 \cdot m_e$ <p>Dintre aceste două mărimi se adoptă valoarea cea mai mică, rotunjită la un număr întreg.</p>	$b \leq 12.074$ $b \leq 16$ Se adoptă $b = 12$	mm
Lungimea mediană a generatoarei de divizare	R_m	$R_m = R - \frac{b}{2}$	$R_m=34.249$	mm
Lungimea interioară a generatoarei de divizare	R_i	$R_i = R - b$	$R_i=28.249$	mm

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicatia de adoptare	Exemplu numeric	UM
Unghiul de înclinare exterior	β_e	$\beta_e = \arcsin[(1 - 0.5 \cdot \frac{b}{R}) \cdot \sin \beta_m]$	$\beta_e = 8.49^\circ$	$^\circ$
Modulul frontal median	m_{fn}	$m_{fn} = m_e \cdot \frac{R_m \cdot \cos \beta_e}{R \cdot \cos \beta_m}$	$m_{fn} = 1.70$	mm
Excentricitatea	ρ	$\rho = (R - \frac{b}{2}) \cdot \sin \beta_m$	$\rho = 5.947$	mm
Unghiul de angrenare frontal	α_t	$\alpha_t = \arctg(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_e})$	$\alpha_t = 20.204$	$^\circ$
Înălțimea capului de divizare exterior al dintelui	$h_{ae1,2}$	$h_{ae1} = (h_a^* \cdot \cos \beta_e + x_{r1}) \cdot m_e$ $h_{ae2} = (h_a^* \cdot \cos \beta_e + x_{r2}) \cdot m_e$	$h_{ae1} = 2.68$ $h_{ae2} = 1.20$	mm
Înălțimea piciorului de divizare exterior al dintelui	$h_{fe1,2}$	$h_{fe1} = [(h_a^* + c) \cdot \cos \beta_e - x_{r1}] \cdot m_e$ $h_{fe2} = [(h_a^* + c) \cdot \cos \beta_e - x_{r2}] \cdot m_e$	$h_{fe1} = 1.59$ $h_{fe2} = 3.07$	mm
Înălțimea exterioară a dintelui	h_e	$h_e = (2h_a^* + c) \cdot \cos \beta_e \cdot m_e$	$h_e = 4.28$	mm
Diametrul de cap exterior	$d_{ae1,2}$	$d_{ae1} = d_1 + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_2 + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$	$d_{ae1} = 40.80$ $d_{ae2} = 73.07$	mm
Diametrul de picior exterior	$d_{fe1,2}$	$d_{fe1} = d_1 - 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{fe2} = d_2 - 2 \cdot h_{fe2} \cdot \cos \delta_2$	$d_{fe1} = 33.15$ $d_{fe2} = 69.25$	mm

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Unghiul capului dintelui	$\theta_{a1,2}$	$\theta_{a1} = \arctg\left(\frac{h_{ae1}}{R}\right)$ $\theta_{a2} = \arctg\left(\frac{h_{ae2}}{R}\right)$	$\theta_{a1} = 3.81^\circ$ $\theta_{a2} = 1.71^\circ$	°
Unghiul piciorului dintelui	$\theta_{f1,2}$	$\theta_{f1} = \arctg\left(\frac{h_{fe1}}{R}\right)$ $\theta_{f2} = \arctg\left(\frac{h_{fe2}}{R}\right)$	$\theta_{f1} = 2.26^\circ$ $\theta_{f2} = 4.36^\circ$	°
Unghiul conului de cap	$\delta_{a1,2}$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	$\delta_{a1} = 30.38$ $\delta_{a2} = 65.15$	°
Unghiul conului de picior	$\delta_{f1,2}$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	$\delta_{f1} = 24.30$ $\delta_{f2} = 59.07$	°
Unghiul conului frontal	$\delta_{t1,2}$	$\delta_{t1} = 90^\circ - \delta_1$ $\delta_{t2} = 90^\circ - \delta_2$	$\delta_{t1} = 63.44$ $\delta_{t2} = 26.56$	°
Unghiul dintre generatoarea conului de cap și generatoarea conului frontal exterior	$\lambda_{e1,2}$	$\lambda_{e1} = 90^\circ - \theta_{a1}$ $\lambda_{e2} = 90^\circ - \theta_{a2}$	$\lambda_{e1} = 86.18$ $\lambda_{e2} = 88.28$	°
Unghiul dintre generatoarea conului planului frontal interior	$\lambda_{i1,2}$	$\lambda_{i1} = 90^\circ + \theta_{a1}$ $\lambda_{i2} = 90^\circ + \theta_{a2}$	$\lambda_{i1,2} = 93.81$ $\lambda_{i1,2} = 91.71$	°

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Lungimea exterioară a generatoarei conului de cap	$R_{ae1,2}$	$R_{ae1} = \frac{R \cdot e}{\cos \theta_{a1}}$ $R_{ae2} = \frac{R \cdot e}{\cos \theta_{a2}}$	$R_{ae1} = 40.33$ $R_{ae2} = 40.26$	mm
Lungimea exterioară a generatoarei conului de picior	$R_{fe1,2}$	$R_{fe1} = \frac{R \cdot e}{\cos \theta_{f1}}$ $R_{fe2} = \frac{R \cdot e}{\cos \theta_{f2}}$	$R_{fe1} = 40.28$ $R_{fe2} = 40.36$	mm
Înălțimea exterioară a conului de cap	$H_{ae1,2}$	$H_{ae1} = R \cdot \cos \delta_1 - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1$ $H_{ae2} = R \cdot \cos \delta_2 - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2$	$H_{ae1} = 34.79$ $H_{ae2} = 16.92$	mm
Distanța de așezare (de montare)	$L_{1,2}$	<p>Această mărime se adoptă constructiv sau se determină aproximativ cu relațiile:</p> $L_1 = \frac{R}{\cos \delta_1}$ $L_2 = \frac{R}{\cos \delta_2}$	$L_1 = 44.99$ $L_2 = 89.99$	mm
Distanța de cap exterioară	$L_{ae1,2}$	$L_{ae1} = L_1 - H_{ae1}$ $L_{ae2} = L_2 - H_{ae2}$	$L_{ae1} = 10.2$ $L_{ae2} = 73.07$	mm

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Înălțimea axială a danturii	$b_{x1,2}$	$b_{x1} = b \cdot \frac{\cos \delta_{a1}}{\cos \theta_{a1}}$ $b_{x2} = b \cdot \frac{\cos \delta_{a2}}{\cos \theta_{a2}}$	$b_{x1} = 10.37$	mm
Distanța de cap interioară	$L_{ai1,2}$	$L_{ai1} = L_{ae1} + b_{x1}$ $L_{ai2} = L_{ae2} + b_{x2}$	$L_{ai1} = 20.57$ $L_{ai2} = 78.11$	mm
Calculul elementelor utile la verificarea angrenării				
Arcul de divizare exterior	$s_{1,2}$	$s_1 = (0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{r1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + x_{t1}) \cdot m_e \cdot \cos \beta_e$ $s_2 = (0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{r2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + x_{t2}) \cdot m_e \cdot \cos \beta_e$	$s_1 = 3.70$ $s_2 = 2.50$	mm
Numărul de dinți la roata cilindrică înlocuitoare (echivalentă)	$Z_{v1,2}$	$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_e}$ $Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_e}$	$Z_{v1} = 20.80$ $Z_{v2} = 83.20$	–
Diametrul de divizare echivalent	$d_{v1,2}$	$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^2 \beta_e}$ $d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^2 \beta_e}$	$d_{v1} = 41.14$ $d_{v2} = 164.59$	mm

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicatia de adoptare	Exemplu numeric	UM
Diametrul de cap echivalent	$d_{va1,2}$	$d_{va1} = (d_{v1} + 2 \cdot h_{ae1})$ $d_{va2} = (d_{v2} + 2 \cdot h_{ae2})$	$d_{va1} = 46.51$ $d_{va2} = 167.0$	mm
Diametrul de bază echivalent	$d_{vb1,2}$	$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos \alpha_t$ $d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos \alpha_t$	$d_{vb1} = 38.60$ $d_{vb2} = 154.4$	mm
Distanța între axe a angrenajului înlocuitor	a_v	$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2}$	$a_v = 102.86$	mm
Unghiul de presiune pe cercul de cap al roții înlocuitoare	$\alpha_{va1,2}$	$\alpha_{va1} = \arccos\left(\frac{d_{v1} \cdot \cos \alpha_t}{d_{va1}}\right)$ $\alpha_{va2} = \arccos\left(\frac{d_{v2} \cdot \cos \alpha_t}{d_{va2}}\right)$	$\alpha_{va1} = 33.88$ $\alpha_{va2} = 22.34$	°
Verificarea angrenării				
Verificarea ascuțirii dintelui roții dințate înlocuitoare	$s_{va1,2}$	$s_{va1} = \frac{d_{va1}}{m_e} \cdot \left(\frac{s_1}{d_{v1}} + \text{inv } \alpha_t + \text{inv } \alpha_{va1}\right) \geq 0.3$ $s_{va2} = \frac{d_{va2}}{m_e} \cdot \left(\frac{s_2}{d_{v2}} + \text{inv } \alpha_t + \text{inv } \alpha_{va2}\right) \geq 0.3$	$s_{va1} = 0.58$ $s_{va2} = 0.79$	–

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Verificarea continuității angrenării	ε	$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_a \geq 2$ unde $\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2 \cdot a_v \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot \pi \cdot m_e \cdot \cos \alpha_t},$ $\varepsilon_a = \frac{\gamma_p}{\gamma_f}, \text{ cu}$ $\gamma_p = \frac{360^\circ}{z_0} \text{ și } \gamma_f = \arccos\left(\frac{\rho}{R}\right) - \arccos\left(\frac{\rho}{R_i}\right)$	$\varepsilon = 3.23$ $\varepsilon_{\alpha} = 1.56$ $\varepsilon_a = 1.67$ $\gamma_f = 10.65$ $\gamma_p = 17.88$	-

4.5. ANGRENAJE MELCATE

4.5.1. Elemente de bază

Angrenajul melcat constituie un caz particular al angrenajelor hiperboloidale. Axele acestui angrenaj sunt încrucișate, cu unghiul dintre ele de 90° . Elementele acestui angrenaj sunt melcul și roata melcată (figura 4.16).

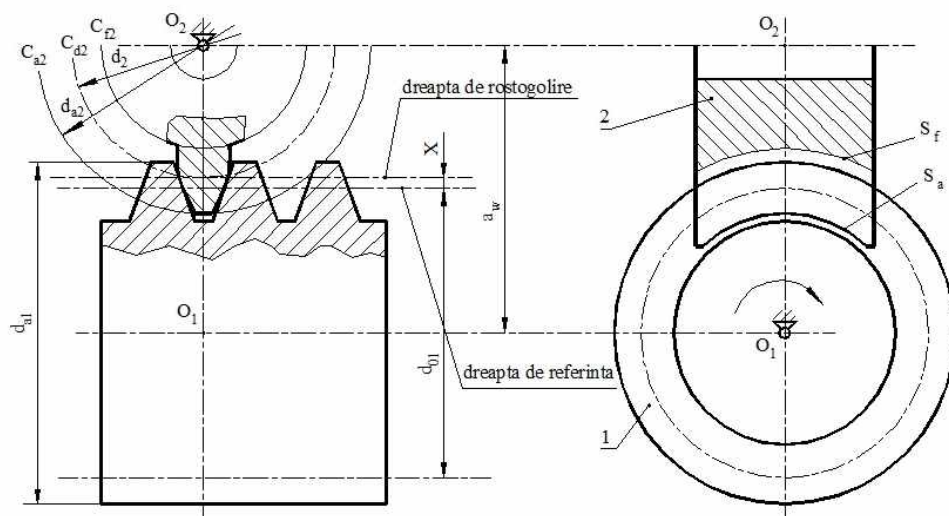


Fig. 4.16. Angrenajul melc (1) – roată melcată (2)

Melcul este o roată dințată cu flancuri elicoidale și cu un număr mic de dinți ($1 \div 4$). Numărul de dinți z_1 ai melcului poartă denumirea de număr de începuturi, de cele mai multe ori z_1 fiind egal cu 1, 2 sau 4.

Danturarea roții melcate se face cu o freză care reprezintă o copie exactă a melcului. Numărul de dinți ai roții melcate se poate stabili între 32 80, uneori 200 300 iar în unele cazuri până la 1000 [4.9], [4.13].

De regulă, un angrenaj poate funcționa în regim de reductor (melcul este elementul conducător).

Raportul de transmitere al angrenajului melcat se calculează cu relația:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.26)$$

unde: z_1 – numărul de începuturi,

z_2 – numărul de dinți ai roții melcate.

Raportul de transmitere poate fi cuprins între 8 și 80, iar în cazuri speciale până la 1000 [4.9].

Rota melcată se poate defini ca o roată cilindrică cu dinți înclinați care îmbracă melcul sub un anumit unghi (figura 4.16), pentru a asigura o lungime de contact mai mare între flancuri.

Melcul poate fi cilindric, dacă suprafețele de cap și de picior sunt cilindrice și globoidale, dacă suprafețele respective sunt globoidale.

Pentru melcul de referință cilindric (figura 4.17), parametrii geometrici se definesc în funcție de cilindrul de referință. Pe acest cilindru, grosimea dintelui este egală cu lățimea golului, iar parametrii danturii p_o , h_{a0} , h_{f0} , c_o (figura 4.17) se exprimă în funcție de modulul axial m_x .

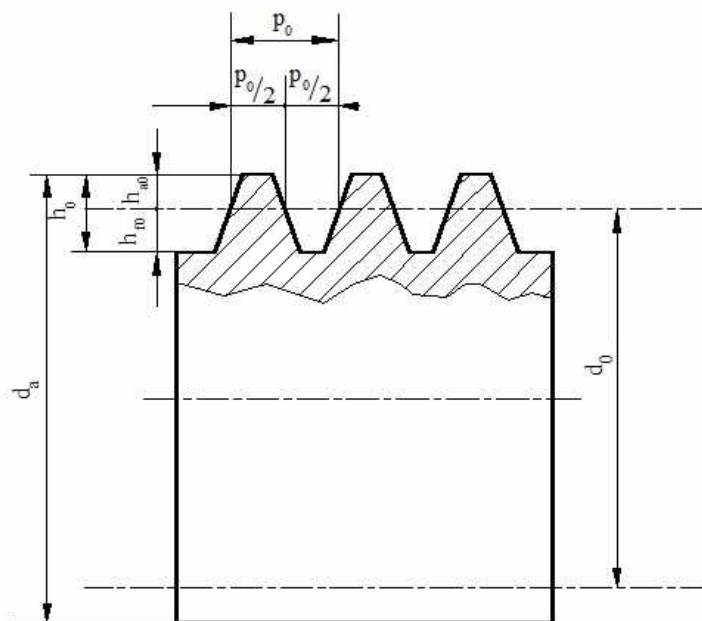


Fig. 4.17. Melcul de referință cilindric

Modulul axial m_x are valori conform SR ISO 10828:2012 (tabelul 4.25). Diametrul de referință d_o (figura 4.17) se exprimă în raport cu parametrul q , numit coeficient diametral, cu valori standardizate în funcție de modulul axial m_x (SR ISO 10828:2012).

După forma profilului flancului, se definesc următoarele tipuri de melc:

- Melc ZA (melcul arhimedic) – melc cilindric cu flancurile rectilinii în plan axial; în secțiune frontală au profilul după o spirală arhimedică.
- Melc ZE – melc cilindric cu profil în evolventă în plan frontal; flancurile au profil rectangular într-un plan paralel cu axa.
- Melc ZN_1 și ZN_2 – melci cilindrici cu profil rectiliniu în secțiunea normală pe dinte (ZN_1) sau pe golul dintre dinți (ZN_2).
- Melc ZK_1 și ZK_2 – melci cu flancuri profilate.

4.5.2. Parametrii angrenajului melcat

În figura 4.16 este reprezentat un angrenaj melcat într-o secțiune perpendiculară pe axa roții și conține axa melcului și într-o secțiune care conține axa roții melcate. Suprafețele de cap de picior, S_a și S_f , se execută sub formă globoidală pentru a majora lungimea liniilor de contact dintre flancuri. Distanța dintre dreapta de rostogolire și generatoarea cilindrului de referință este deplasarea x . Aici se poate preciza faptul că numai roata melcată poate avea dantura deplasată, deoarece melcul este element de referință. Angrenarea dintre melcul de referință și roata melcată, în secțiune frontală medie a roții, poate fi asimilată ca o angrenare cremalieră – roată dințată cilindrică.

În tabelul 4.12 sunt prezentate relațiile de calcul pentru parametrii geometrici ai melcului, ai roții și ai angrenajului melcat. De asemenea, sunt analizate fenomenele de interferență, subtăiere și ascuțire a dinților, cu aproximația dată de asimilarea cu un angrenaj cremalieră – roată dințată cilindrică. Acestea sunt analizate pentru două variante.

Varianta I

Să se proiecteze un angrenaj melcat având funcția de reductor (sau multiplicator) cu un raport de transmitere i_{12} , utilizat ca transmisie de forță (sau cinematică) cu un modul axial m_x . În componența transmisiei va intra un melc tip ZA (ZA, ZE, ZN_1) prelucrat pe strung și o roată melcată prelucrată cu o freză melc. Roata melcată are o viteză unghiulară ω_2 . Distanța dintre axe va avea o valoare standardizată.

Varianta II

Să se proiecteze un angrenaj melcat având funcția de reductor (sau multiplicator) cu o distanță între axe a și un raport de transmitere i_{12} . Transmisia va fi de forță (sau cinematică), având în componența sa un melc tip

ZA (ZA, ZE, ZN1) prelucrat pe strung și o roată melcată prelucrată cu o freză melc modul. Roata melcată are o viteză de rotație ω_2 .

Variantele de calcul care se vor prezenta, sunt valabile pentru melci arhimedici, de tip ZA, și pot fi extinse și la celelalte tipuri de melci dacă se introduc particularitățile tehnologice și constructive în conformitate cu recomandările din STAS 6845-82.

Coeficientul diametral se alege funcție de modulul axial al melcului din tabelul 4.11.

Tabelul 4.11. Coeficientul diametral q

m_x	1 – 1,6	2 – 2,5	3 - 4	5 – 6,3	7 - 10	12 - 16	20 - 25
q	12	10	10	9	9	8	7
	14	12	11	10	10	9	8
	16	14	12	12	11	10	9

Se utilizează, cu precădere, valorile preferențiale (cele cu bold – îngroșate) când se dorește un randament $\eta = 0,7 \dots 0,9$.

Se vor alege valori maxime ale coeficientului diametral, pentru melci rigizi, puternic solicitați, cu reducerea randamentului. Se vor alege valori minime pentru melci elastici, puțin solicitați, cum sunt cei de la transmisiile cinematice.

Tabelul 4.12. Metodologia de calcul geometric și cinematic pentru angrenajele melcate [4.19]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
1. Date inițiale privind definirea geometrică a angrenajului				
Modulul axial	m_x	Dat prin tema sau ales din SR ISO 54:2011	3	[mm]
Raportul de transmitere	i_{12}	Dat prin temă	37,0	-
Tipul melcului			ZA	-
Viteza de rotație a roții melcate	ω_2	Dată prin temă	2	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
2. Elementele melcului cilindric de referință				
Coefficientul diametral	q	Se alege în conformitate cu valorile din tabelul 4.12 (STAS 6485-82).	18	-
Numărul de dinți sau numărul de începături	z_1	$z_1 = 1$ pentru angrenaje cu autofrânare, $i \geq 27$, tehnologie de execuție mai simplă și cu randamentul $\eta = 0,7 \dots 0,75$; $z_1 = 2$ pentru $i \geq 14$ și pentru randament $\eta = 0,76 \dots 0,82$; $z_1 = 3$ sau 4 pentru $i \geq 9$ și randament $\eta = 0,82 \dots 0,92$.	1	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Numărul de dinți la roata melcată	z_2	$z_2 = i_{12} \cdot z_1$ <p>pentru transmisii cinematice $\Delta i_{12} = 0$;</p> <p>pentru transmisia de forță, z_2 se rotunjește la valoarea întreagă cea mai apropiată cu respectarea condiției $\Delta i_{12} \leq \pm 0,03$, unde</p> $\Delta i_{12} = \frac{z_2 - z_2 \text{ rotunjit}}{z_2 \text{ rotunjit}}$	37	-
Unghiul de înclinare a elicei melcului	γ	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$ <p>Deoarece creșterea valorii unghiului de înclinare a elicei melcului înrăutățește condițiile de prelucrare, atunci elementele geometrice se exprimă astfel:</p> <p>$\gamma \leq 26,5665^\circ$ se va alege melcul de referință I din tabelul 4.13;</p> <p>$\gamma \geq 26,5665^\circ$ se va alege melcul de referință II din tabelul 4.13.</p>	3,1798	[°]

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Elementele melcului de referință				
		<p>prezentate în tabelul 4.13.</p> <p>$c_0^* = 0,2$ pentru melcii prelucrați pe strung și pentru roți melcate prelucrate cu freze melc.</p> <p>$c_0^* = 0,2...0,3$ pentru melci prelucrați cu freză deget sau freză disc. Valoarea depinde de scula utilizată.</p> <p>Unghiul de profil depinde de tipul melcului utilizat:</p> <ul style="list-style-type: none"> - $\alpha_n = 20^\circ$ unghiul profilului în secțiune normală pe dinte pentru melc ZN1; - $\alpha_n = 20^\circ$ unghiul profilului în secțiune normală pe gol pentru melc ZN2; - $\alpha_x = 20^\circ$ unghiul profilului în secțiune axială pentru melc ZA; - $\alpha_n = 20^\circ$ unghiul cremalierii generatoare în secțiune normală pe dinte pentru melc ZE; - $\alpha_n = 20^\circ$ unghiul conului generator pentru melc ZK. 		
Unghiul de profil	α		$\alpha_x = 20^\circ$	

Tabulul 4.13. Melcul de referință

Elementele melcului de referință	I	II
		$\gamma \leq 26,5665^\circ$
Coefficientul înălțimii dintelui	$h_0^* = 2 + c_0$	$h_0^* = 2 \cdot \cos \gamma + c_0$
Coefficientul înălțimii capului	$h_{0a}^* = 1,0$	$h_{0a}^* = 1,0$
Coefficientul înălțimii piciorului	$h_{0f}^* = 1 + c_0$	$h_{0f}^* = 2 \cdot \cos \gamma + c_0 - 1$
Coefficientul înălțimii utilizabile	$h_{01}^* = 2,0$	$h_{01}^* = 2 \cdot \cos \gamma$
Coefficientul de calcul al grosimii dintelui	$s_0^* = 0,5 \cdot \pi$	$s_0^* = 0,5 \cdot \pi$
Coefficientul jocului radial	$c_0^* = 0,2 \dots 0,3$	$c_0^* = (0,2 \dots 0,3) \cdot \cos \gamma$

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Distanța de referință dintre axe	a_0	$a_0 = \frac{m_x}{2} \cdot (q + z_2)$	82,5	[mm]
Distanța dintre axe	a	Se alege o valoare din șirul standardizat tabelul 4.14 (STAS 6055:80), cu următoarele recomandări: - transmisie cinematică $-m_x \leq a - a_0 \leq m_x$; - transmisie de forță $a - a_0 \leq m_x$.		

Tabelul 4.14. Distanța dintre axe

Distanța dintre axe	40	45	50	56	63	71	80	90
	100	112	125	140	160	180	200	225
a, mm	250	280	315	355	400	450	500	560

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Distanța dintre axe	a	<p>În cazul în care nu se pot respecta condițiile impuse se procedează după cum urmează:</p> <ul style="list-style-type: none"> - la transmisie cinematică se alege alt q sau se acceptă o altă distanță dintre axe cu valoare nestandardizată. - la transmisie de forță se modifică z_2 în limita admisă de $\Delta i \leq \pm 0,03$; dacă nu, se modifică q sau se acceptă o valoare nestandardizată. 		
Deplasarea de profil	x	<p>Se recomandă pentru transmisia de forță $0 < x \leq 1$, iar pentru transmisia cinematică $-1 \leq x \leq 1$. Pentru unele cazuri speciale se poate admite și $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$,</p> <p>unde $x_{\min} = \frac{a_{\min} - a_0}{m_x}$, $x_{\max} = \frac{a_{\max} - a_0}{m_x}$, cu</p> $x = \frac{a - a_0}{m_x}$	-0,17	-

Elementul geometric	Simbol	Formula de calcul sau/si indicația de adoptare	Exemplu numeric	UM
Deplasarea de profil	x	$a_{\min} = 0,5 \cdot (d_a + m_x \cdot z_2 \cdot \cos^2 \alpha_x),$ $a_{\min} = m_x \cdot (0,55 \cdot z_2 - 0,64 - 0,024 \cdot \alpha_x) + \frac{d_a}{2}.$	-0,17	-

4.6. MECANISME PLANETARE

4.6.1. Definiții. Clasificare. Cinematică

Mecanismele complexe formate din angrenaje cu axe mobile poartă denumirea generică de *mecanisme planetare*. În figurile 4.18, 4.19 și 4.20 sunt reprezentate mecanisme planetare cu roți dințate cilindrice sau conice. La aceste mecanisme, elementele au denumiri specifice :

- roți centrale sau solare – sunt roți dințate cu axe fixe (elementele 1 și 3);
- sateliți – sunt roți dințate cu axe mobile (elementul 2);
- portsateți – sunt bare articulate cu sateliții și roțile centrale, asigurând distanța dintre axele roților, conjugate, de legătură invariabilă (elementul 4); se rotesc în jurul unei axe fixe identică cu a roților centrale.

Mecanismele planetare se clasifică în :

- cu un singur portsatelit – acestea se numesc *planetare simple* (figurile 4.18, 4.19, 4.20);
- cu mai mulți portsateți – acestea se numesc *planetare complexe*.

Mecanismele planetare simple pot fi :

- *mecanisme planetare propriu-zise* – când una dintre roțile centrale este fixă (figura 4.29) - în acest caz gradul de mobilitate este egal cu unu ($M = 1$);
- *mecanisme diferențiale* – când ambele roți centrale sunt mobile (figurile 4.18 și 4.20) - în acest caz gradul de mobilitate este egal cu doi ($M = 2$).

Datorită gradului de mobilitate doi, un mecanism diferențial are două elemente conducătoare, așa încât din cele trei elemente ale sale două sunt conducătoare și doar unul este condus.

Mecanismele planetare propriu-zise având gradul de mobilitate unu au un singur element conducător, acesta putând fi o roată centrală mobilă sau portsatelitul.

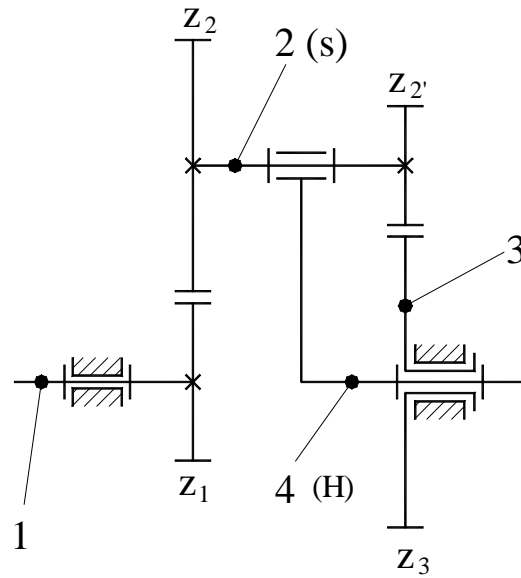


Fig. 4.18. Mecanism diferențial cu roți dinate cilindrice

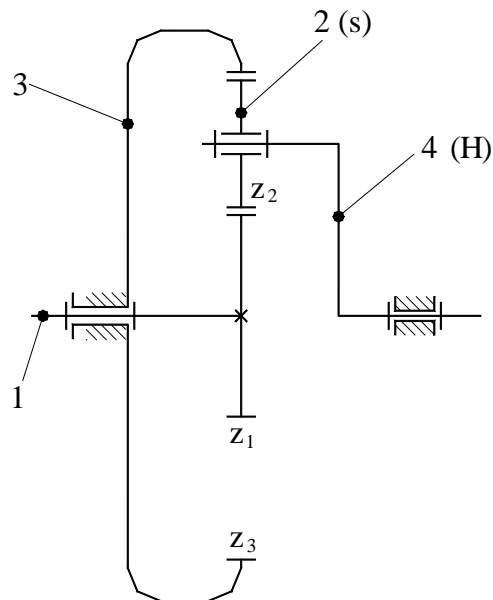


Fig. 4.19. Mecanism planetar propriu-zis cu roți dinate cilindrice

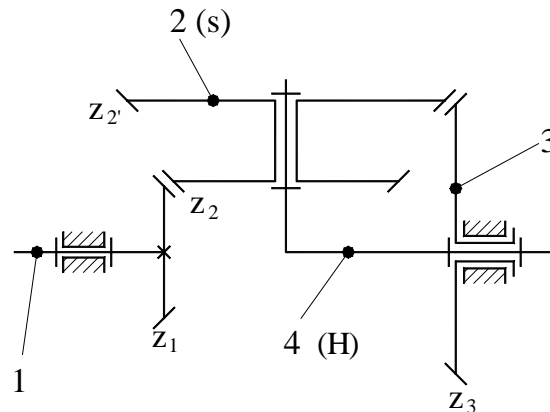


Fig. 4.20. Mecanism diferențial cu roți dințate conice

La aceste mecanisme, raportul de transmitere, sub forma relației (4.1), nu are exprimare și prin numerele de dinți ale roților care intervin în angrenare. Pentru a putea folosi totuși exprimarea unui raport de transmitere, dintr-un angrenaj, și prin numerele de dinți se consideră următoarea transformare a mecanismului: prin imprimarea unei mișcări de rotație, imaginată, portsatelitului, cu viteza unghiulară egală cu cea inițială a portsatelitului dar de sens contrar, mecanismul devine cu axe fixe. Portsatelitul va avea viteza unghiulară, imaginată, egală cu zero, deci devine fix. Angrenajele care se formează între roțile centrale și sateliți devin, imaginar, cu axe fixe. Vitezele unghiulare sunt :

ω_1 ω_2 ω_3 ω_4 - pentru mecanismul cu roți dințate cu axe mobile;



$+(-\omega_4)$ - prin transformare imaginată

$(\omega_1 - \omega_4)$ $(\omega_2 - \omega_4)$ $(\omega_3 - \omega_4)$ 0 - pentru mecanismul cu roți dințate cu axe fixe,

unde s-au notat cu : 1, 3 – roțile centrale;

2 – roțile satelit;

4 – portsatelitul.

Se observă că vitezele unghiulare devin relative la portsatelit și, din acest motiv, raportul de transmitere care se scrie pentru fiecare angrenaj devine un raport de transmitere relativ la portsatelit (elementul 4). Între cele două angrenaje care există întotdeauna la un mecanism planetar simplu există următoarele rapoarte de transmitere relative la portsatelit :

$$i_{12}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_2 - \omega_4}, \quad (4.27)$$

$$i_{23}^4 = \frac{\omega_2 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4}. \quad (4.28)$$

Raportul de transmitere global dintre roțile centrale 1 și 3 este :

$$i_{13}^4 = i_{12}^4 \cdot i_{23}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_2 - \omega_4} \cdot \frac{\omega_2 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4},$$

$$\text{deci : } i_{13}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4}, \quad (4.29)$$

relație cunoscută sub numele de *formula lui Willis*.

Formula lui Willis aplicată mecanismelor din figurile 4.18, 4.19 și 4.20, exprimată atât cu ajutorul vitezelor unghiulare relative la portsatelit, cât și prin numerele de dinți ale angrenajelor, devine :

- pentru mecanismul diferențial din figura 4.18 :

$$i_{12}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_2 - \omega_4} = -\frac{z_2}{z_1},$$

$$i_{23}^4 = \frac{\omega_2 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = -\frac{z_3}{z_2'}$$

$$\text{deci : } i_{13}^4 = i_{12}^4 \cdot i_{23}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}; \quad (4.30)$$

- pentru mecanismul planetar propriu-zis din figura 4.19 :

$$i_{12}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_2 - \omega_4} = -\frac{z_2}{z_1},$$

$$i_{23}^4 = \frac{\omega_2 - \omega_4}{-\omega_4} = \frac{z_3}{z_2}$$

unde : $\omega_3 = 0$ (elementul fiind solidar cu batiul),

$$\text{deci : } i_{13}^4 = i_{12}^4 \cdot i_{23}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{-\omega_4} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (4.31)$$

Relația (4.31) se mai poate scrie și sub forma :

$$i_{13}^4 = -\frac{\omega_1}{\omega_4} + 1 = 1 - i_{14} = -\frac{z_3}{z_1},$$

$$\text{sau : } i_{13}^4 = 1 - i_{14}, \quad (4.32)$$

care reprezintă relația de legătură dintre rapoartele de transmitere când roata centrală “3” este fixă.

- pentru mecanismul diferențial din figura 4.20 :

$$i_{12}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_2 - \omega_4} = \frac{z_2}{z_1},$$

$$i_{23}^4 = \frac{\omega_2 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = \frac{z_3}{z_2'},$$

$$\text{deci : } i_{13}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}, \quad (4.33)$$

unde semnul raportului de transmitere a fost stabilit cu regula săgeților.

Pot exista și mecanisme complexe formate din angrenaje cu axe mobile și angrenaje cu axe fixe. Astfel, în figura 4.21 este reprezentat un mecanism complex compus dintr-un mecanism diferențial și două angrenaje cu axe fixe, formând așa-numitul *meccanism diferențial de închidere*.

Mecanismul din figura 4.21 are gradul de mobilitate egal cu unu iar rapoartele de transmitere sunt :

$$i_{12}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_2 - \omega_4} = -\frac{z_2}{z_1}, \quad (4.34)$$

$$i_{23}^4 = \frac{\omega_2 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = \frac{z_3'}{z_2}, \quad (4.35)$$

$$i_{35} = \frac{\omega_3}{\omega_5} = -\frac{z_5}{z_3} \quad (4.36)$$

$$i_{45} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = -\frac{z_5'}{z_4}, \quad (4.37)$$

relații cu ajutorul cărora, cunoscând o viteză unghiulară, pot fi calculate celelalte patru viteze unghiulare.

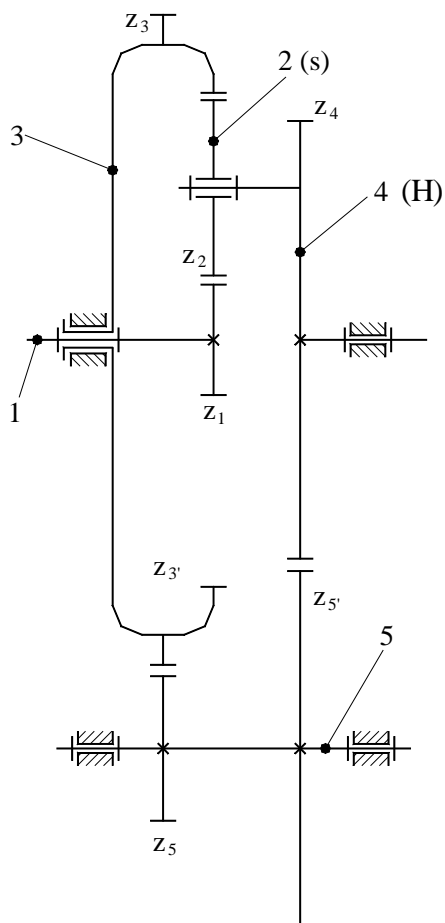


Fig. 4.21 Mecanism diferențial de închidere

Exemplul 1. Calculați gradul de mobilitate al mecanismului cu roți dințate din figura 4.22 și precizați ce fel de mecanism este.

Rezolvare:

Determinarea gradului de mobilitate
Parametrii structurali ai mecanismului sunt:

- numărul de elemente: $n = 5$ (1, 2, 3, H și elementul fix 4),
- numărul de cuple de clasa 5: $c_5 = 4$ (cuplele de rotație A, C, E, F),
- numărul de cuple de clasa 4: $c_4 = 2$ (cuplele B și D); nu există cuple de clasa 3, 2 sau 1.

Familia mecanismului din figura 4.22 este $f = 3$, deoarece mecanismele sferice (mecanismele cu roți dințate conice) și mecanismele plane care au cel puțin o cupla de rotație, sunt de familie $f=3$.

Pentru mecanismele de familie $f=3$, gradul de mobilitate are expresia:

$$M = 3 \cdot n - 2 \cdot c_5 - c_4. \quad (4.38)$$

Aplicând relația (4.38) rezultă: $M=2$.

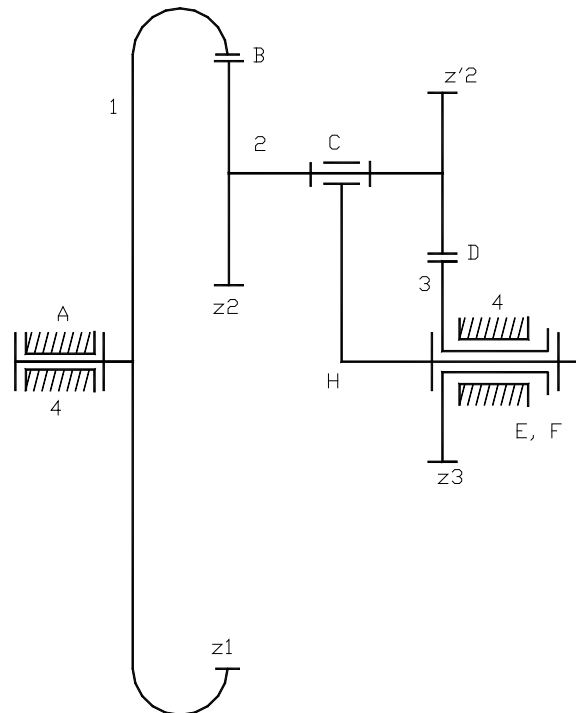


Fig. 4.22. Mecanism diferențial cu angrenaje cilindrice

Având gradul de mobilitate egal cu 2, mecanismul cu roți dințate din figura 4.22 este un mecanism diferențial. Rotile 1 și 3 se numesc roți centrale sau solare, roțile z_2 și z'_2 care formează elementul 2 se numesc sateliți, iar elementul H se numește portsatelit.

Exemplul 2. Calculați gradul de mobilitate al mecanismului cu roți dințate din figura 4.23 și precizați ce fel de mecanism este.

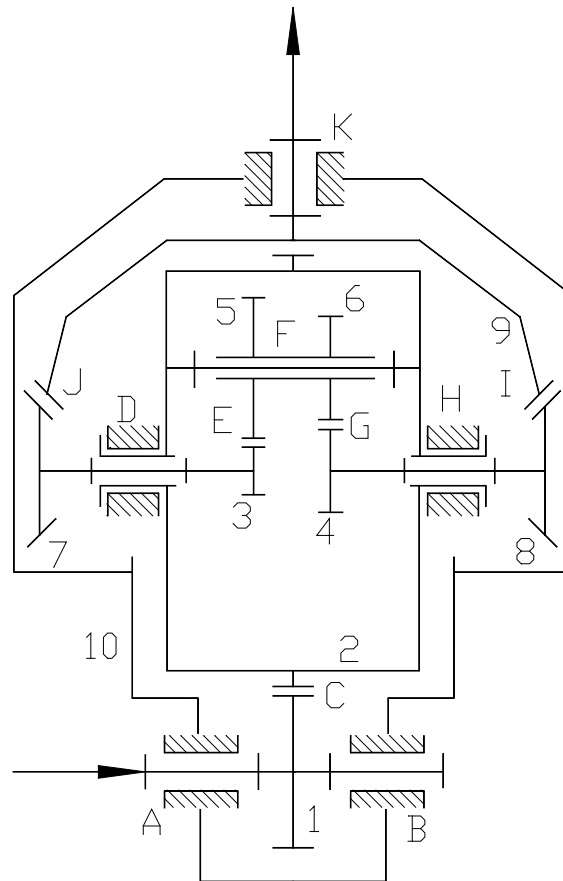


Fig. 4.23. Mecanism planetar complex

Rezolvare:

Determinarea gradului de mobilitate

Pentru determinarea gradului de mobilitate se pot folosi relațiile cinematice, după cum urmează.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}, \quad (4.39)$$

$$\frac{\omega_3 - \omega_2}{\omega_5 - \omega_2} = -\frac{z_5}{z_3}, \quad (4.40)$$

$$\frac{\omega_4 - \omega_2}{\omega_6 - \omega_2} = -\frac{z_6}{z_4}, \quad (4.41)$$

$$\frac{\omega_8}{\omega_9} = \frac{z_9}{z_8}, \quad (4.42)$$

$$\frac{\omega_7}{\omega_9} = -\frac{z_9}{z_7}, \quad (4.43)$$

$$\omega_5 = \omega_6 ; \omega_3 = \omega_8 ; \omega_4 = \omega_7 \quad (4.44)$$

În relațiile (4.39) – (4.44) se cunosc: $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_7, z_8, z_9$. Mărimile care intra în relațiile (4.39) – (4.44) sunt: $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6, \omega_7, \omega_8, \omega_9$. În acest caz avem 9 variabile și numai 8 relații.

În final se poate scrie:

$$i_{19} = i = \frac{\omega_1}{\omega_9} \Rightarrow \omega_9 = \omega_9(\omega_1) \quad (4.45)$$

Din relația (4.45) se poate observa că mecanismul are un singur parametru independent care determină complet poziția mecanismului.

Rezulta că gradul de mobilitate al mecanismului este $M=1$.

Având gradul de mobilitate egal cu 1, mecanismul este un mecanism planetar.

Gradul de mobilitate se mai poate determina și cu relația structurală pentru mecanisme de familia 3, respective relația (4.38) (în cazul acesta mecanismul este sferic, deci este de familie 3). Parametrii structurali sunt:

- numărul de elemente mobile: $n = 6$ (1, 2, 3, 4, 5, 9),
- numărul de cuple de clasa 5: $c_5 = 6$ (A, D, D, F, H, K),
- numărul de cuple de clasa 4: $c_4 = 5$ (C, E, G, I, J). Nu exista cuple de clasa 3, 2 sau 1.

Familia mecanismului este $f = 3$.

Folosind relația (4.38), rezultă: $M = 1$. În relația (4.38), n reprezintă numărul de elemente mobile din mecanism.

Exemplul 3. Determinați turația elementului 3, n_3 , din mecanismul cu roți dințate cu axe mobile din figura 4.24, astfel încât viteza elementului H să fie $\omega_H = 0$. Se cunosc: $n_1 = 120$ rot/min, $z_1 = 40$, $z_2 = 20$, $z_3 = 80$.

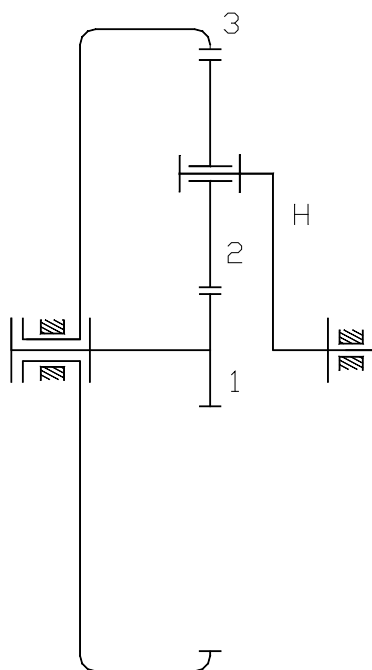


Fig. 4.24. Mecanism diferențial

Rezolvare:

Viteza elementului 1 este: $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 12,566 \text{ rad/s}$.

Mecanismul din figura 4.24 este un mecanism diferențial, cu gradul de mobilitate $M=2$.

Roțile 1 și 3 sunt roți centrale. Roata 2 este satelitul. Elementul H este portsatelitul.

Din relația lui Willis se obține:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (4.46)$$

În relația (4.46) se pune condiția $\omega_H = 0$. Rezultă:

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (4.47)$$

Din relația (4.47) se calculează: $\omega_3 = -\omega_1 \cdot \frac{z_1}{z_3} = -6,283 \text{ rad/s}$.

Semnul (-) pentru valoarea vitezei ω_3 arată faptul că roata 3 se învârtiște în sens invers față de roata 1.

$$\text{Turația elementului 3 este: } n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} = -59,998 \approx -60 \text{ rot/min.}$$

Exemplul 4. Pentru mecanismul cu roți dințate din figura 4.25, determinați turația n_1 a elementului 1, cunoscând: $n_H = 100$ rot/min, $z_1 = 40$, $z_2 = 16$, $z'_2 = 20$, $z_3 = 76$.

Rezolvare:

Mecanismul din figura 4.25 este un mecanism planetar cu grad de mobilitate $M=1$.

$$\text{Viteza portsatelitului H este: } \omega_H = \frac{\pi \cdot n_H}{30} = 10,472 \text{ rad/s.}$$

Se scrie relația lui Willis:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z'_2} \quad (4.48)$$

Roata centrală 3 este fixă, deci:

$$\omega_3 = 0. \quad (4.49)$$

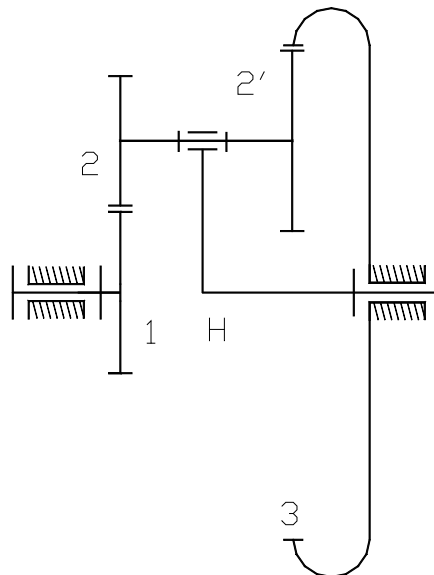


Fig. 4.25. Mecanism planetar

Din relațiile (4.48) și (4.49) rezultă:

$$\omega_1 = \omega_H \cdot \left(1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z'_2} \right). \quad (4.50)$$

Efectuând calculele în relația (4.50), se obține:

$$\omega_1 = 26,389 \text{ rad/s,}$$

deci turația elementului 1 este:

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} = 252 \text{ rot/min.}$$

Exemplul 5. Se dă mecanismul cu roți dințate din figura 4.26, la care se cunosc: $n_1 = 140 \text{ rot/min}$, $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_3 = 30$, $z_4 = 15$, $z_5 = 30$. Se cere să se afle: ω_4 , ω_5 și ω_H .

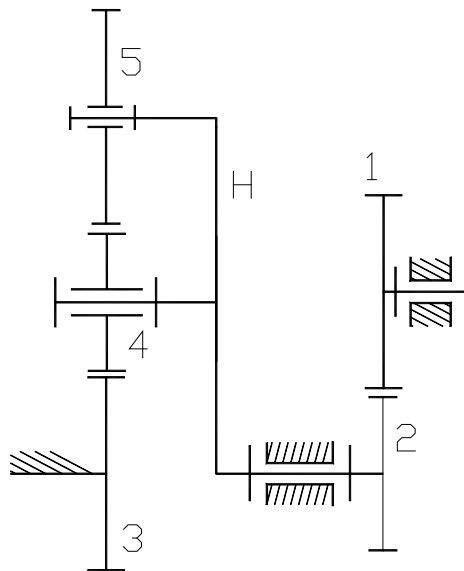


Fig. 4.26. Mecanism planetar

Rezolvare:

Viteza roții 1 este: $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 14,66 \text{ rad/s}$.

Se scrie apoi raportul de transmitere i_{35}^H :

$$i_{35}^H = \frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_5 - \omega_H} = \frac{z_5}{z_3}. \quad (4.51)$$

În relația (4.51), $\omega_3 = 0$ deoarece roata 3 este fixă.

Relația (4.51) devine:

$$\frac{-\omega_H}{\omega_5 - \omega_H} = \frac{z_5}{z_3}. \quad (4.52)$$

Raportul de transmitere i_{12} este:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -2. \quad (4.53)$$

Portsatelitul H și roata 2 constituie același element cinematic, deci:

$$\omega_2 = \omega_H. \quad (4.54)$$

Din relația (4.53) rezultă:

$$\omega_2 = \omega_H = -\frac{\omega_1 \cdot z_1}{z_2} = -7,33 \text{ rad/s}. \quad (4.55)$$

Din relația (4.52) rezultă:

$$\omega_5 = \frac{\omega_H \cdot (z_5 - z_3)}{z_5} = 0 \text{ rad/s}. \quad (4.56)$$

Se scrie apoi raportul de transmitere i_{34}^H :

$$i_{34}^H = \frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = -\frac{z_4}{z_3}. \quad (4.57)$$

Din relația (4.57), ținând seama de faptul că $\omega_3 = 0$, se obține:

$$\omega_4 = \frac{\omega_H \cdot (z_3 + z_4)}{z_4} = -21,99 \text{ rad/s}.$$

Exemplul 6. Se dă mecanismul cu roți dințate din figura 4.27. Se cunosc: $z_1 = 45$, $z_2 = 30$, $z'_2 = z_3 = 15$, $n_1 = 2n_3 = 100 \text{ rot/min}$. Se cere să se afle n_H .

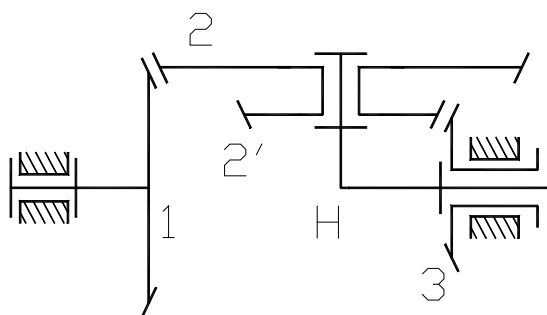


Fig. 4.27. Mecanism diferențial cu angrenaje conice

Rezolvare:

$$\text{Viteza roții 1 este: } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 10,472 \text{ rad/s.}$$

$$\text{Viteza roții 3 este: } \omega_3 = \frac{\omega_1}{2} = 5,236 \text{ rad/s.}$$

Din relația lui Willis rezultă:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z'_2} \quad (4.58)$$

Efectuând calculele în relația (4.58), se obține viteza portsatelitului ω_H :

$$\omega_H = \frac{\omega_1 \cdot z_1 \cdot z'_2 + \omega_3 \cdot z_2 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_3 + z_1 \cdot z'_2} = 8,377 \text{ rad/s.} \quad (4.59)$$

Turația portsatelitului n_H este așadar:

$$n_H = \frac{30 \cdot \omega_H}{\pi} = 80 \text{ rot/min.}$$

4.6.2. Determinarea numărului de sateliți

În figura 4.28 este reprezentat mecanismul din figura 4.24, în vedere axială.

În figura 4.28, cu 1 și 3 sunt notate roțile centrale iar cu 2 și 2' sunt notați doi sateliți consecutivi.

Unghiul θ dintre două brațe consecutive ale portsatelitului H este:

$$\theta = \frac{2 \cdot \pi}{n_s}, \quad (4.60)$$

unde n_s este numărul de sateliți.

La determinarea numărului de sateliți trebuie ținut cont de două condiții:

- condiția de montaj;
- condiția de vecinătate.

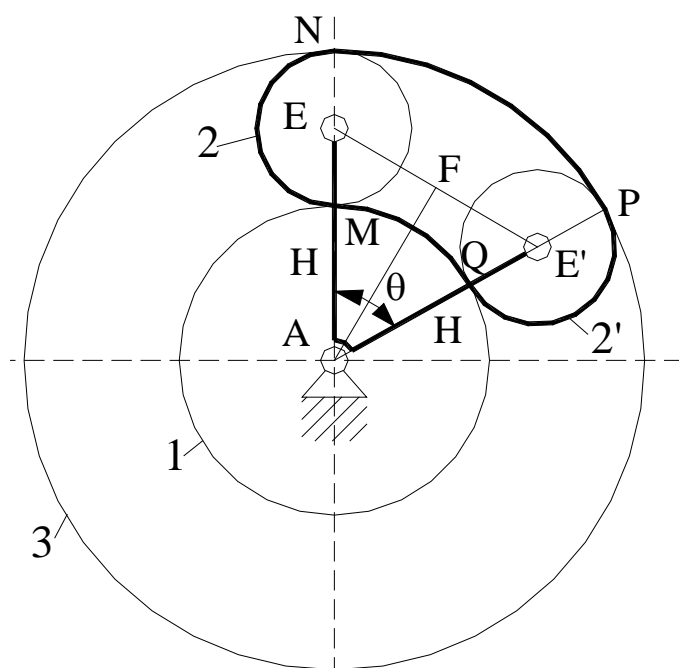


Fig. 4.28. Mecanism diferențial – condiția de montaj

4.6.3. Condiția de montaj:

Suma arcelor îngroșate (figura 4.28) trebuie să fie un număr întreg de pași al danturii, adică:

$$\overline{MQ} + \overline{MN} + \overline{NP} + \overline{PQ} = k \cdot p$$

unde: p este pasul danturii, $p = \pi \cdot m$ (m este modulul danturii);

k este un număr întreg pozitiv ($k \in N$);

$$\overline{MQ} = \frac{d_1}{2} \cdot \theta = \frac{m \cdot z_1 \cdot \pi}{n_s};$$

$$\overline{MN} = \frac{d_2}{2} \cdot \pi = \frac{m \cdot z_2 \cdot \pi}{2};$$

$$\square OP = \frac{d_2}{2} \cdot \pi = \frac{m \cdot z_2 \cdot \pi}{2};$$

$$\square NP = \frac{d_3}{2} \cdot \theta = \frac{m \cdot z_3 \cdot \pi}{n_s}.$$

Condiția de montaj se poate scrie, deci, ca fiind:

$$\frac{z_1}{n_s} + z_2 + \frac{z_3}{n_s} = k \in N$$

sau

$$\frac{z_1 + z_3}{n_s} = k' \in N.$$

Se caută să se vadă dacă această condiție este respectată pentru:

$$n_s = 2,$$

$$n_s = 3,$$

$$n_s = 4,$$

$$n_s = 5,$$

$$n_s = 6,$$

⋮

4.6.4. Condiția de vecinătate:

Distanța dintre centrele a doi sateliți consecutivi (figura 4.28) trebuie să fie mai mare decât diametrul unui satelit, adică:

$$EE' > d_2$$

unde: $d_2 = m \cdot z_2$.

Din triunghiul isoscel AEE' rezultă:

$$EE' = m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_s}\right).$$

Condiția de vecinătate se poate scrie așadar sub forma:

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_s}\right) > z_2$$

sau

$$\frac{(z_1 + z_2)}{z_2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_s}\right) > 1.$$

Se caută să se vadă dacă această condiție este respectată pentru:

$$n_s = 2,$$

$$n_s = 3,$$

$$n_s = 4,$$

$$n_s = 5$$

$$n_s = 6,$$

⋮

Numărul de sateliți n_s va fi acel număr care respectă ambele condiții, de montaj și de vecinătate.

Exemplu:

Pentru mecanismul cu roți dințate cu axe mobile din figura 4.24, se cunosc: $z_1 = 40$, $z_2 = 20$, $z_3 = 80$. Să se determine numărul de sateliți.

Rezolvare:

$$\text{Condiția de montaj: } \frac{z_1 + z_3}{n_s} = k' \in N.$$

$$\text{Se observă ca pentru: } n_s = 2,$$

$$n_s = 3,$$

$$n_s = 4,$$

$$n_s = 5,$$

$$n_s = 6,$$

condiția de montaj este respectată.

$$\text{Condiția de vecinătate: } \frac{(z_1 + z_2)}{z_2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_s}\right) > 1.$$

Se observă că doar pentru $n_s = 2$ este respectată condiția de vecinătate.

Ca urmare, doar $n_s = 2$ respectă ambele condiții.

Numărul de sateliți este deci: $n_s = 2$.

4.7. Bibliografie

- [4.1.] SR ISO 53:2011 – Angrenaje cilindrice în evolventă, de uz general. Profil de referință.
- [4.2.] SR ISO 54:2011 – Angrenaje cilindrice în evolventă, de uz general. Moduli.
- [4.3.] STAS 6055-80 – Reductoare de turații. Distanțe dintre axe.
- [4.4.] SR ISO 677:2011 – Angrenaje conice cu dinți drepți, de uz general. Profilul și roata plană de referință.
- [4.5.] SR ISO 10828:2012 – Angrenaje melcate cilindrice. Geometria profilurilor melcate.
- [4.6.] Dubbel, 1998. Manualul inginerului mecanic. Editura Tehnică, București.
- [4.7.] Atanasiu, V., 2002. Angrenaje cilindrice evolventice. Editura Tehnică, Științifică și Didactică Cerni, Iași.
- [4.8.] Crețu, S., Balan, M., Benchea, M., Tufescu, A., Stamate, C., 2013. Organe de mașini. Lucrări. Editura Tehnopress, Iași.
- [4.9.] Duca, D. C., Buium, F., Pârăoaru, G., 2003. Mecanisme. Editura „Gh. Asachi” Iași.
- [4.10.] Moldovean, Gh., Velicu, R., Chișiu, E., Jula, A., Huidan, L., Vișa, I., Gavrilă, C., 2001. Angrenaje cilindrice și conice, vol. II. Editura Lux Libris, Brașov.
- [4.11.] Opreșan, C., Popovici, A., 2001. Mecanisme. Editura Tehnica-Info, Chișinău.
- [4.12.] Budescu, E., 2004. Mecanisme-curs. Editura Tehnopress, Iași.
- [4.13.] Rothbart, Harold, A., Brown jr., Thomas, H., 2006. Mechanical Design Handbook. McGraw-Hill Education, Europe, United States.
- [4.14.] Rothbart, H.A., 2001. Cam Design Handbook, McGraw-Hill.
- [4.15.] Walsh, Ronald, A., 2000. Electromechanical Design Handbook. McGraw-Hill.
- [4.16.] Lowasz, Er., Carabas, I. Principii de sinteză a mecanismelor cu roți dintate și came.
- [4.17.] Duca, C., 1983. Mecanisme. Rotaprint, Institutul Politehnic Iași.
- [4.18.] Horovitz, B., 1969. Angrenaje cilindrice. Editura Tehnică, București.
- [4.19.] Gafițanu, M., Bostan, I., Racocea, C., Dulgheru, V., Hagi, Gh., Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh., 2002. Organe de mașini, vol. 2. Editura Tehnică, București.

-
- [4.20] Antonescu, P., 2003. Mecanisme. Editura Printech, București.
- [4.21] STAS 915/3 – 81. Angrenaje cilindrice. Geometrie și cinematică.
- [4.22] SR ISO 2177:2012. Angrenaje. Roți și angrenaje în evolventă. Concepte și geometrie
- [4.23] Sauer, L., Horovitz, B., 1970. Angrenaje. Tehnologie, control, probleme speciale, Editura Tehnică, București.

Capitolul 5

MECANISME CU MISCARE INTERMITENTA

5.1. Mecanisme cu cruce de Malta

Mecanismele cu cruce de Malta sunt mecanisme cu mișcare intermitentă ce se caracterizează prin staționări periodice. Acestea se utilizează de regulă în structura sistemelor automate.

Ciclul de funcționare este descris în diagrama deplasării unghiulare în funcție de timp $\varphi(t)$ (fig. 5.1).

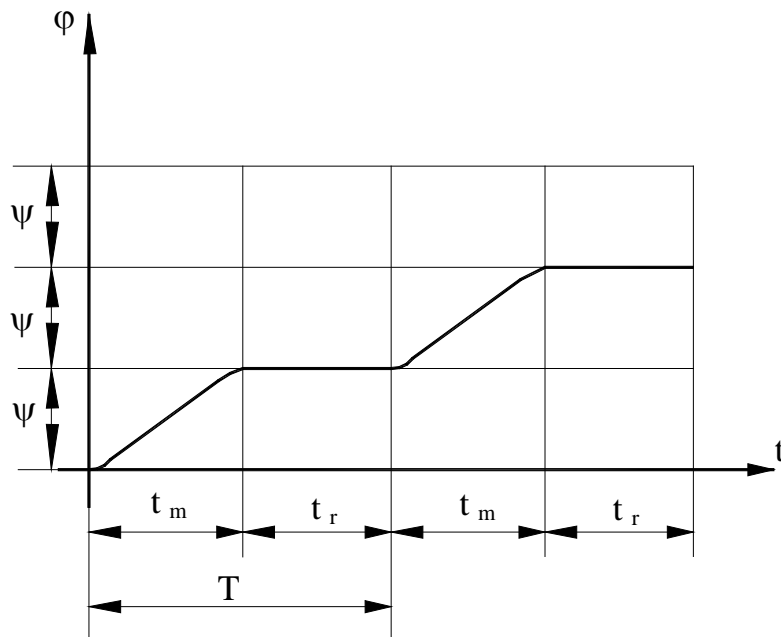


Fig. 5.1. Diagrama deplasării unghiulare în funcție de timp $\varphi(t)$.

Parametrii specifici sunt: ψ - cursa crucei de Malta, timpul de mișcare - t_m și timpul de repaus - t_r .

Se definește coeficientul de mișcare k_m ca fiind raportul dintre timpul de mișcare t_m și perioada de mișcare a elementului conducător T :

$$k_m = \frac{t_m}{T} \quad (5.1)$$

Acest parametru este utilizat în proiectarea mecanismelor cu cruce de Malta.

5.2. Soluție constructivă

Mecanismele cu cruce de Malta se construiesc în diverse variante având caracteristici funcționale diferite.

În fig. 5.2 este prezentat un mecanism cu cruce de Malta cu 4 canale.

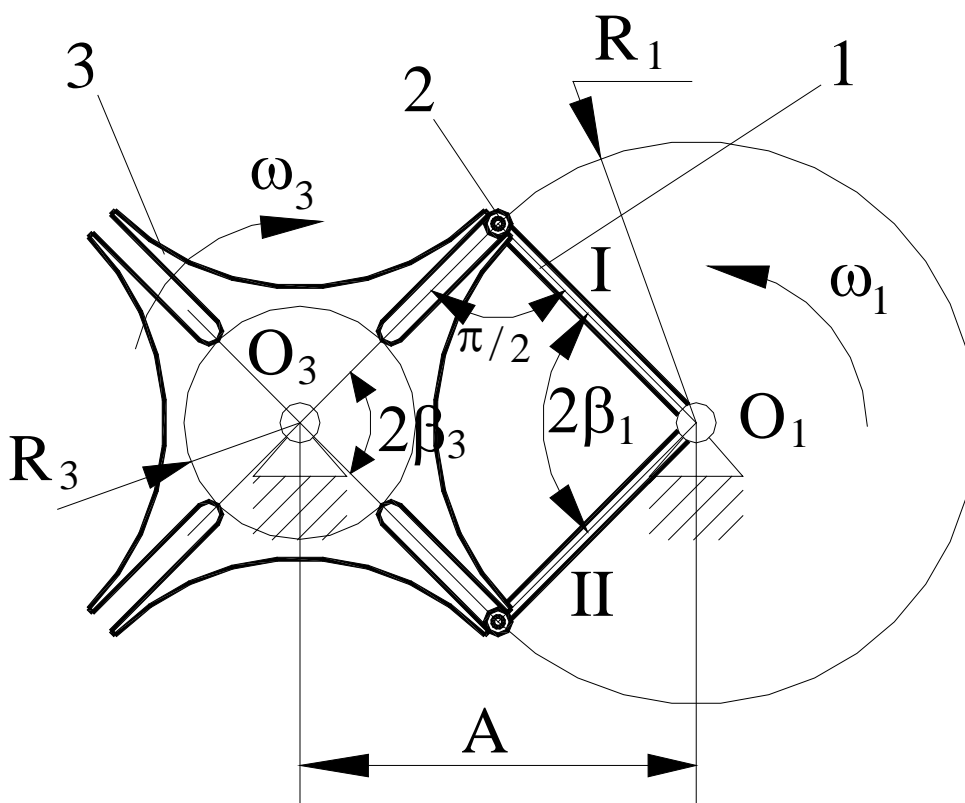


Fig. 5.2. Mecanism cu cruce de Malta cu 4 canale.

Elementul conducător este brațul 1, prevăzut cu rola 2, iar elementul condus este discul 3 - crucea de Malta - care are 4 canale perpendiculare. Brațul 1 are o mișcare continuă și antrenează periodic crucea de Malta numai atunci când rola 2 se află în interiorul unui canal.

Când rola 2 nu este în contact cu canalul, crucea de Malta staționează. Intrarea (poziția I a brațului) și ieșirea rolei din canal (poziția II a brațului) se face atunci când brațul 1 este perpendicular pe direcția canalului (fig. 5.2).

Pentru proiectarea mecanismului apar două probleme:

- determinarea numărului de canale z_3 pentru crucea de Malta;
- determinarea numărului de brațe z_1 .

Pentru determinarea numărului de canale z_3 , din fig. 5.2 se poate scrie relația:

$$2 \cdot \beta_1 + 2 \cdot \beta_3 = \pi \text{ sau } \beta_1 + \beta_3 = \frac{\pi}{2}, \quad (5.2)$$

unde $2 \cdot \beta_3$ este cursa unghiulară a crucei de Malta.

Din relația (5.2) rezultă:

$$\beta_3 = \frac{\pi}{2} - \beta_1 \quad (5.3)$$

dar $2 \cdot \pi = 2 \cdot \beta_3 \cdot z_3$, deci

$$\beta_3 = \frac{\pi}{z_3}. \quad (5.4)$$

Pentru elementul 1 putem să scriem:

$$2 \cdot \beta_1 = \omega_1 \cdot t_m, \quad (5.5)$$

unde $\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi}{T}$. (5.6)

Inlocuind relația (5.6) în relația (5.5), rezultă:

$$2 \cdot \beta_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{t_m}{T} \text{ sau } 2 \cdot \beta_1 = 2 \cdot \pi \cdot k_m,$$

de unde unghiul β_1 devine:

$$\beta_1 = \pi \cdot k_m. \quad (5.7)$$

Introducând parametrii β_1 și β_3 din relațiile (5.4) și (5.7) în relația (5.3), rezultă:

$$\frac{\pi}{z_3} = \frac{\pi}{2} - \pi \cdot k_m. \quad (5.8)$$

Din relația (5.8) se determină numărul de canale z_3 :

$$z_3 = \frac{1}{\frac{1}{2} - k_m}, \quad z_3 \in Z_+, \quad (5.9)$$

unde trebuie ca $\frac{1}{2} - k_m > 0$ sau $k_m < \frac{1}{2}$ și $k_m > 0$ (din relația 5.1).

Cu ajutorul relației (5.9) putem să scriem relația:

$$k_m = \frac{z_3 - 2}{2 \cdot z_3} , \quad (5.10)$$

unde, pentru:

$$z_3 = 1 \Rightarrow k_m = -\frac{1}{2} ;$$

$$z_3 = 2 \Rightarrow k_m = 0 ;$$

$$z_3 = 3 \Rightarrow k_m = \frac{1}{6} ;$$

$$z_3 = 4 \Rightarrow k_m = \frac{1}{4} .$$

Numărul minim de canale este 3. Se recomandă $z_3 \geq 3$ ($z_3 = 3 \div 12$).

Numărul de brațe z_1 se determină din condiția:

$$z_1 \cdot t_m < T . \quad (5.11)$$

De aici rezultă:

$$z_1 < \frac{1}{k_m} \quad (5.12)$$

sau

$$z_1 < \frac{2 \cdot z_3}{z_3 - 2} \quad (5.13)$$

Pentru $z_3 = 3$, rezultă condiția pentru alegerea numărului de brațe:

$$z_1 < 6 .$$

5.3. Exemplu numeric:

Pentru un mecanism cu cruce de Malta cu $z_3 = 4$ canale și $z_1 = 1$ (un braț), se dorește un timp de repaus $t_r = 2$ s.

În acest caz, din relațiile (5.4) și (5.3) rezultă:

$$\beta_3 = \frac{\pi}{4} \text{ și } \beta_1 = \frac{\pi}{4} . \quad (5.14)$$

Timpul de mișcare pentru crucea de Malta va fi (din relația (5.5) și din fig. 5.2):

$$t_m = \frac{2 \cdot \beta_1}{\omega_1} = \frac{\pi}{2 \cdot \omega_1} , \quad (5.15)$$

iar timpul de repaus:

$$t_r = \frac{2 \cdot \pi - 2 \cdot \beta_1}{\omega_1} = \frac{3 \cdot \pi}{2 \omega_1} . \quad (5.16)$$

Din condiția ca $t_r = 2$ s și din relația (5.16) rezultă:

$$\omega_1 = \frac{3 \cdot \pi}{4} \text{ rad/s sau } \omega_1 = 2,355 \text{ rad/s} . \quad (5.17)$$

Turația brațului 1 va fi:

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} = 22,5 \text{ rot/min} , \quad (5.18)$$

Din relația (5.18) rezultă:

$$t_m = 0,66 \text{ s} . \quad (5.19)$$

Din relația (5.6) rezultă:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_1} = t_m + t_r = 2,66 \text{ s} . \quad (5.20)$$

Din fig. 5.2 se pot deduce și relațiile constructive următoare:

- distanța între axe A este egală cu:

$$A = \frac{R_1}{\sin \beta_3} = \frac{R_1}{\sin\left(\frac{\pi}{4}\right)} = 1,414 \cdot R_1 , \quad (5.21)$$

- raza R_3 este egală cu:

$$R_3 = \frac{\left(1 - \sin\left(\frac{\pi}{4}\right)\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{4}\right)} \cdot R_1 = 0,414 \cdot R_1 . \quad (5.22)$$

Raza R_1 se alege constructiv (de exemplu, în funcție de spațiul disponibil pentru mecanism).

Dacă se alege $R_1 = 80$ mm, atunci, din relațiile (5.21) și (5.22) rezultă:
 $A = 113,12$ mm și $R_3 = 33,12$ mm.

5.4. Bibliografie

- [5.1]. Gafitanu M., Duca C., Merticaru V., Hostiuc L., *Mecanisme*, I.P. Iasi, 1977
- [5.2]. Duca C., Buium Fl., Paroaru G., *Mecanisme*, Ed. "Gh. Asachi" Iasi, 2003
- [5.3]. Merticaru V., Merticaru E., *Mecanisme*, Ed. VIE, Iasi, 2002
- [5.4]. Oprișan C., Popovici A., *Mecanisme*, Editura Tehnica-Info, Chișinău, 2001.
- [5.5]. Dubbel, *Manualul inginerului mecanic*, Editura Tehnică, București, 1998.

Anexa 1

INDICATORUL IN DESENUL TEHNIC

In conformitate cu standardul ISO 7200-2004, indicatorul are următoarea formă și dimensiuni:

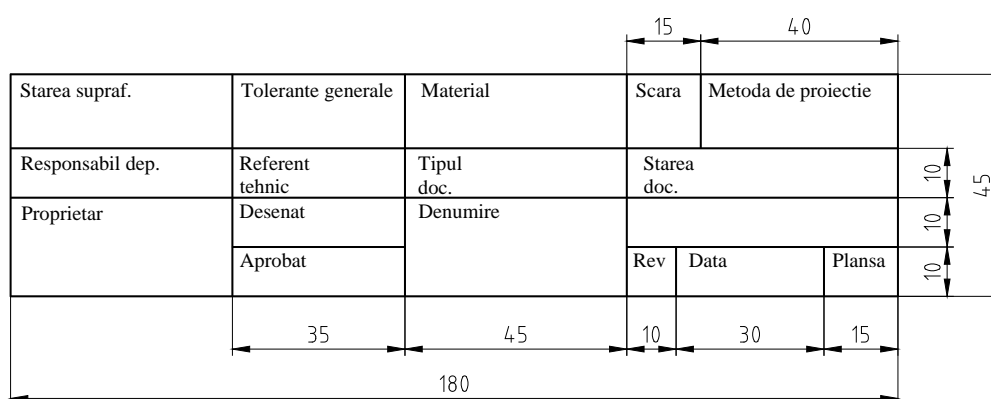


Fig. A1-1 Indicatorul

Starea supraf. 12.5 	Tolerante generale SR ISO 2768-mK	Material OL 37	Scara 1:1	Metoda de proiectie 	
Responsabil dep. Nae Ionescu	Referent tehnic Burci Vasile	Tipul doc.	Starea doc.		
Proprietar Universitatea Tehnica "Gh. Asachi" Iasi	Desenat Popescu Ion	Denumire SURUB SPECIAL	Rev	Data	Plansa
	Aprobat Nae Ionescu				

Anexa 2

FORMATE DESEN TEHNIC. PLIEREA DESENELOR

Conform cu standardul ISO 5457-2002, formatele A2, A3, A4 au următoarele dimensiuni, prezentate în figurile de mai jos:

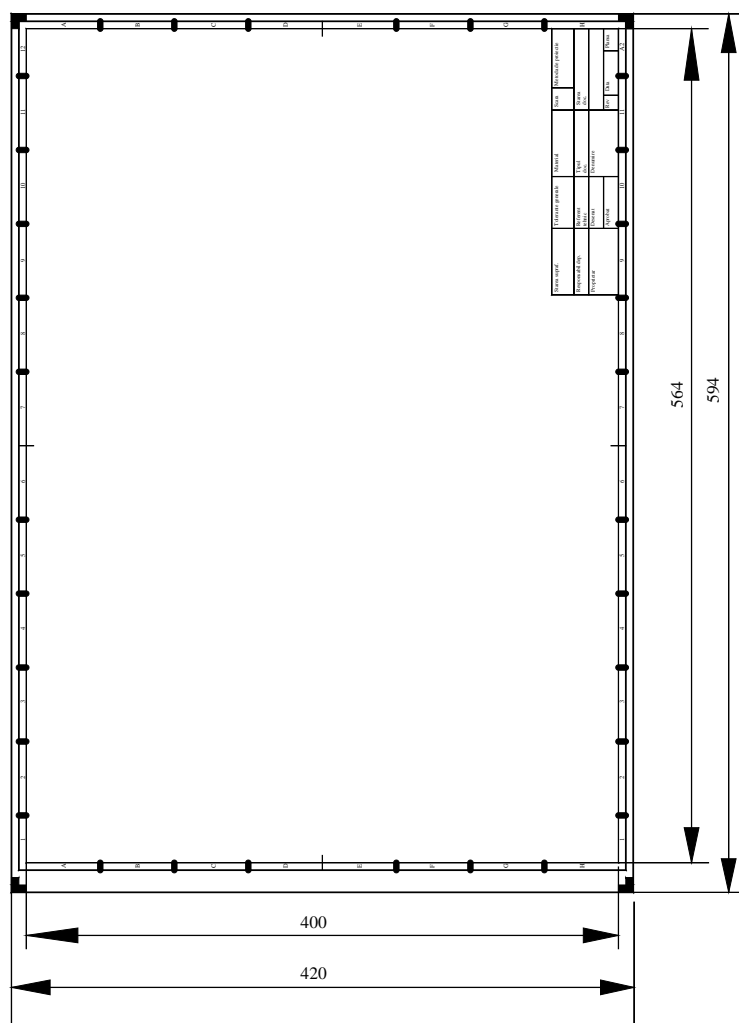


Fig. A2-1 Formatul A2

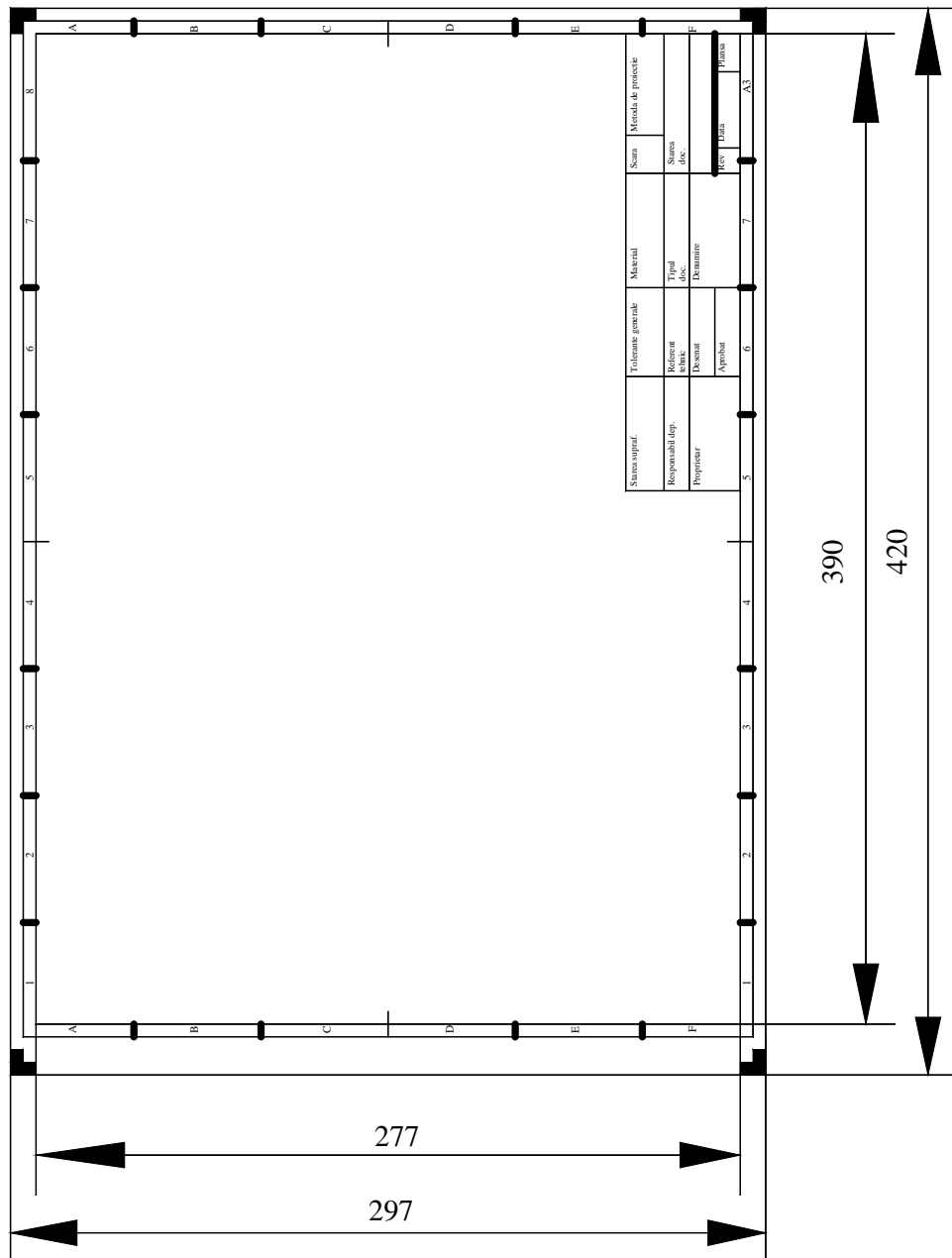


Fig. A2-2 Formatul A3

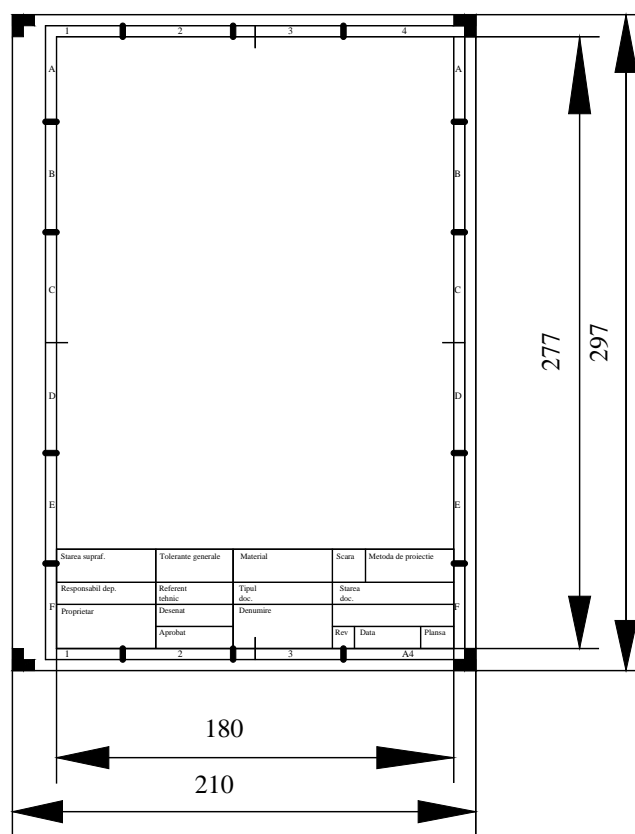


Fig. A2-3 Formatul A4

REGULI DE ÎMPĂTURIRE A DESENELOR (SR 74:1994 Desene tehnice. Împăturire)

Desenele se împăturesc executând mai întâi pliarea după linii perpendiculare pe baza formatului, și apoi, dacă mai este cazul, pliarea după linii paralele cu aceasta

Desenele se împăturesc astfel încât zona de identificare a indicatorului să fie complet vizibilă, iar fâșia de îndosariere, în cazul împăturirii copiilor destinate perforării, să apară neacoperită pe toată lungimea sa.

ÎMPĂTURIRE MODULARĂ			
Forma t	Schema de împăturire	Împăturire	
		longitudinală	transversală
A2(420 x 594)			
A2(420 x 594)			
A3(297 x 420)			—
		—	

Fig. A2.4 Plierea formatelor A2 si A3

Anexa 3

PROGRAME PENTRU PROIECTAREA CAMELOR

A3-1. Programe pentru trasarea diagramelor cinematice

```

%LMU - Legea de miscare uniforma
clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&&(f(i)<=fu)
    s(i)=h*f(i)/fu;
    v31(i)=h/fu;
    a31(i)=0;
elseif (f(i)>fu)&&(f(i)<=(fu+fss))
    s(i)=h;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&&(f(i)<=(fu+fss+fc))
    s(i)=h-h*(f(i)-(fu+fss))/fc;
    v31(i)=-h/fc;
    a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss+fc))&&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;
end

end

ftick = 0:60:360;
smin = round((min(s)-5)/10)*10;
smax = round((max(s)+5)/10)*10;
v31min = round((min(v31)-5)/10)*10;
v31max = round((max(v31)+5)/10)*10;

subplot(3,1,1); plot(f/rad,s,'-
r','linewidth',2); grid;
axis([0 360 smin smax]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('deplasare tachtet s(mm)')

subplot(3,1,2); plot(f/rad,v31,'-
b','linewidth',2); grid;
axis([0 360 v31min v31max]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('viteza redusa tachtet v31(mm)')

subplot(3,1,3); plot(f/rad,a31,'-
g',0,0,'ok',fu/rad,0,...
'ok',(fu+fss)/rad,0,'ok',(fu+fss+fc)/r
ad,0,'ok',...
2*pi/rad,0,'ok','linewidth',2);
grid;
axis([0 360 -1 1]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('acceleratie redusa tachtet
a31(mm)')

%LMAC - Legea de miscare cu
acceleratie constanta

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;

k=1;
fu1=fu*k/(1+k);
fu2=fu/(1+k);

```

```

fc1=fc*k/(1+k);
fc2=fc/(1+k);

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&(f(i)<=ful)
    s(i)=h*(1+k)*((f(i))^2)/(k*fu^2);
    v31(i)=2*h*(1+k)*f(i)/(k*fu^2);
    a31(i)=2*h*(1+k)/(k*fu^2);
elseif (f(i)>ful)&(f(i)<=fu)
    s(i)=-
h*(1+k)*((f(i))^2)/(fu^2)+2*h*(1+k)*f(
i)/fu-k*h;
    v31(i)=-
2*h*(1+k)*f(i)/(fu^2)+2*h*(1+k)/fu;
    a31(i)=-2*h*(1+k)/(fu^2);
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
    s(i)=h;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc1))
    s(i)=h-h*(1+k)*((f(i)-fu-
fss)^2)/(k*fc^2);
    v31(i)=-2*h*(1+k)*(f(i)-fu-
fss)/(k*fc^2);
    a31(i)=-2*h*(1+k)/(k*fc^2);
elseif
(f(i)>(fu+fss+fc1)&(f(i)<=fu+fss+fc));
    s(i)=h-(-h*(1+k)*((f(i)-fu-
fss)^2)/(fc^2)+2*h*(1+k)*(f(i)-fu-
fss)/fc-k*h);
    v31(i)=2*h*(1+k)*(f(i)-fu-
fss)/(fc^2)-2*h*(1+k)/fc;
    a31(i)=2*h*(1+k)/(fc^2);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;
end

end

ftick = 0:60:360;
smin = round((min(s)-5)/10)*10;
smax = round((max(s)+5)/10)*10;
v31min = round((min(v31)-5)/10)*10;
v31max = round((max(v31)+5)/10)*10;
a31min = round((min(a31)-5)/10)*10;
a31max = round((max(a31)+5)/10)*10;

subplot(3,1,1); plot(f/rad,s,'-
r','linewidth',2); grid
axis([0 360 smin smax]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('deplasare tachtet s(mm)')

subplot(3,1,2); plot(f/rad,v31,'-
b','linewidth',2); grid
axis([0 360 v31min v31max]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('viteza redusa tachtet v31(mm)')

subplot(3,1,3); plot(f/rad,a31,'-
g','linewidth',2); grid
axis([0 360 a31min a31max]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('acceleratie redusa tachtet
a31(mm)')

%LMACOS - Legea de miscare cu
acceleratie cosinusoidala

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsl=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
    s(i)=h/2-h/2*cos(pi*f(i)/fu);

v31(i)=h*pi/(2*fu)*sin(pi*f(i)/fu);

a31(i)=h*pi^2/(2*fu^2)*cos(pi*f(i)/fu)
;
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
    s(i)=h;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
    s(i)=h-(h/2-h/2*cos(pi*(f(i)-fu-
fss)/fc));
    v31(i)=-h*pi/(2*fc)*sin(pi*(f(i)-
fu-fss)/fc);
    a31(i)=-
h*pi^2/(2*fc^2)*cos(pi*(f(i)-fu-
fss)/fc);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;

```

```

end
end

ftick = 0:60:360;
smin = round((min(s)-5)/10)*10;
smax = round((max(s)+5)/10)*10;
v31min = round((min(v31)-5)/10)*10;
v31max = round((max(v31)+5)/10)*10;
a31min = round((min(a31)-5)/10)*10;
a31max = round((max(a31)+5)/10)*10;

subplot(3,1,1); plot(f/rad,s,'-
r','linewidth',2); grid
axis([0 360 smin smax]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('deplasare tchet s(mm)')

subplot(3,1,2); plot(f/rad,v31,'-
b','linewidth',2); grid
axis([0 360 v31min v31max]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('viteza redusa tchet v31(mm)')

subplot(3,1,3); plot(f/rad,a31,'-
g','linewidth',2); grid
axis([0 360 a31min a31max]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('acceleratie redusa tchet
a31(mm)')

%LMASIN - Legea de miscare cu
acceleratie sinusoidala

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
s(i)=h*f(i)/fu-
h/(2*pi)*sin(2*pi*f(i)/fu);
v31(i)=h/fu-
h/fu*cos(2*pi*f(i)/fu);
a31(i)=2*pi*h/(fu)^2*sin(2*pi*f(i)/fu)
;
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
s(i)=h;
v31(i)=0;
a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
s(i)=h-(h*(f(i)-fu-fss)/fc-
h/(2*pi)*sin(2*pi*(f(i)-fu-fss)/fc));
v31(i)=-(h/fc-h/fc*cos(2*pi*(f(i)-
fu-fss)/fc));
a31(i)=
2*pi*h/(fc)^2*sin(2*pi*(f(i)-fu-
fss)/fc);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
s(i)=0;
v31(i)=0;
a31(i)=0;
end
end

ftick = 0:60:360;
smin = round((min(s)-5)/10)*10;
smax = round((max(s)+5)/10)*10;
v31min = round((min(v31)-5)/10)*10;
v31max = round((max(v31)+5)/10)*10;
a31min = round((min(a31)-5)/10)*10;
a31max = round((max(a31)+5)/10)*10;

subplot(3,1,1); plot(f/rad,s,'-
r','linewidth',2); grid
axis([0 360 smin smax]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('deplasare tchet s(mm)')

subplot(3,1,2); plot(f/rad,v31,'-
b','linewidth',2); grid
axis([0 360 v31min v31max]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('viteza redusa tchet v31(mm)')

subplot(3,1,3); plot(f/rad,a31,'-
g','linewidth',2); grid
axis([0 360 a31min a31max]);
set(gca,'xTick',ftick);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('acceleratie redusa tchet
a31(mm)')

%LMP23 - Legea de miscare polinomiala
de gradul 2-3

clear;

```

```

clc;
rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
    s(i)=h*(3*(f(i)/fu)^2-
    2*(f(i)/fu)^3);
    v3l(i)=h/fu*(6*f(i)/fu-
    6*(f(i)/fu)^2);
    a3l(i)=h/fu^2*(6-12*f(i)/fu);
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
    s(i)=h;
    v3l(i)=0;
    a3l(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
    s(i)=h-h*(3*((f(i)-fu-fss)/fc)^2-
    2*((f(i)-fu-fss)/fc)^3);
    v3l(i)=-h/fc*(6*(f(i)-fu-fss)/fc-
    6*((f(i)-fu-fss)/fc)^2);
    a3l(i)=-h/fu^2*(6-12*(f(i)-fu-
    fss)/fu);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v3l(i)=0;
    a3l(i)=0;
end

end

ftick = 0:60:360;
smin = round((min(s)-5)/10)*10;
smax = round((max(s)+5)/10)*10;
v3lmin = round((min(v3l)-5)/10)*10;
v3lmax = round((max(v3l)+5)/10)*10;
a3lmin = round((min(a3l)-5)/10)*10;
a3lmax = round((max(a3l)+5)/10)*10;

subplot(3,1,1); plot(f/rad,s,'-
r','linewidth',2); grid
axis([0 360 smin smax]);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('deplasare tachtet s(mm)')

subplot(3,1,2); plot(f/rad,v3l,'-
b','linewidth',2); grid
axis([0 360 v3lmin v3lmax]);

xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('viteza redusa tachtet v3l(mm)')

subplot(3,1,3); plot(f/rad,a3l,'-
g','linewidth',2); grid
axis([0 360 a3lmin a3lmax]);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('acceleratie redusa tachtet
a3l(mm)')

%LMP345 - Legea de miscare polinomiala
de gradul 3-4-5

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
    s(i)=h*(10*(f(i)/fu)^3-
    15*(f(i)/fu)^4+6*(f(i)/fu)^5);
    v3l(i)=h/fu*(30*(f(i)/fu)^2-
    60*(f(i)/fu)^3+30*(f(i)/fu)^4);
    a3l(i)=h/fu^2*(60*f(i)/fu-
    180*(f(i)/fu)^2+120*(f(i)/fu)^3);
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
    s(i)=h;
    v3l(i)=0;
    a3l(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
    s(i)=h-h*(10*((f(i)-fu-
    fss)/fc)^3-15*((f(i)-fu-
    fss)/fc)^4+6*((f(i)-fu-fss)/fc)^5);
    v3l(i)=-h/fc*(30*((f(i)-fu-
    fss)/fc)^2-60*((f(i)-fu-
    fss)/fc)^3+30*((f(i)-fu-fss)/fc)^4);
    a3l(i)=-h/fu^2*(60*(f(i)-fu-
    fss)/fc-180*((f(i)-fu-
    fss)/fc)^2+120*((f(i)-fu-fss)/fc)^3);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v3l(i)=0;
    a3l(i)=0;
end

end

end

```

```

ftick = 0:60:360;
smin = round((min(s)-5)/10)*10;
smax = round((max(s)+5)/10)*10;
v31min = round((min(v31)-5)/10)*10;
v31max = round((max(v31)+5)/10)*10;
a31min = round((min(a31)-5)/10)*10;
a31max = round((max(a31)+5)/10)*10;

subplot(3,1,1); plot(f/rad,s,'-
r','linewidth',2); grid
axis([0 360 smin smax]);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('deplasare tachtet s(mm)')

subplot(3,1,2); plot(f/rad,v31,'-
b','linewidth',2); grid
axis([0 360 v31min v31max]);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('viteza redusa tachtet v31(mm)')

subplot(3,1,3); plot(f/rad,a31,'-
g','linewidth',2); grid
axis([0 360 a31min a31max]);
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('acceleratie redusa tachtet
a31(mm)')

```

A3-2. Programe pentru trasarea profilurilor

%Geometria si cinematica

%LMU - Legea de miscare uniforma

```

clear;
clc;
clear all;

rad=pi/180;

f=0:pi/180:2*pi;
fu=100*rad;
fss=70*rad;
fc=120*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;
e=5; s0=30; r=10;

s=zeros(1,length(f));v31=zeros(1,length(f));a31=zeros(1,length(f));ag=zeros(1,length(f));xt=zeros(1,length(f));yt=zeros(1,length(f));xp=zeros(1,length(f));yp=zeros(1,length(f));xs=zeros(1,length(f));ys=zeros(1,length(f));Rct=zeros(1,length(f));Rce=zeros(1,length(f));Rci=zeros(1,length(f));xre=zeros(1,length(f));yre=zeros(1,length(f));xri=zeros(1,length(f));yri=zeros(1,length(f));

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&&(f(i)<=fu)
s(i)=h*f(i)/fu;
v31(i)=h/fu;
a31(i)=0;
elseif (f(i)>fu)&&(f(i)<=(fu+fss))
s(i)=h;
v31(i)=0;
a31(i)=0;
elseif (f(i)>(fu+fss))&&(f(i)<=(fu+fss+fc))
s(i)=h-h*(f(i)-(fu+fss))/fc;
v31(i)=-h/fc;
a31(i)=0;
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&&(f(i)<=2*pi)
s(i)=0;
v31(i)=0;
a31(i)=0;
end

a(i)=atan2((v31(i)-e),(s0+s(i)));
ag(i)=a(i)/rad;

xt(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i));
yt(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
xp(i)=(v31(i)-
e)*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
yp(i)=(v31(i)-e)*cos(f(i))-
(s0+s(i))*sin(f(i));
xs(i)=(2*v31(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i)-
a31(i))*sin(f(i));
ys(i)=-
(2*v31(i)-e)*sin(f(i))-
(s0+s(i)-a31(i))*cos(f(i));
% s(i)=xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i);
Rct(i)=((xp(i)^2+yp(i)^2)^1.5)/(xp(i)*
ys(i)-yp(i)*xs(i))*sign(xt(i)*yp(i)-
yt(i)*xp(i));
Rce(i)=Rct(i)-r;
Rci(i)=Rct(i)+r;
xre(i)=(e+r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)-r*cos(a(i)))*sin(f(i));
yre(i)=-
(e+r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)-r*cos(a(i)))*cos(f(i));
xri(i)=(e-
r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(a(i)))*sin(f(i));

```



```

yri(i)=-(-e-
r*sin(a(i))*sin(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(
a(i))*cos(f(i));

%xre(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)+r*sin(a(i)-f(i));
%yre(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))-
r*cos(a(i)-f(i));
%xri(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)-r*sin(a(i)-f(i));
%yri(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))+r*cos(
a(i)-f(i));
rpt(i)=sqrt(e^2+(s0+s(i))^2);
tht(i)=atan2((-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))), (e*co
s(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))));
end

plot(f/rad,ag,'-b','linewidth',2);
grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('unghi de presiune a(grade)')

figure(2)
plot(xt,yt,'-b',xre,yre,'-
k',xri,yri,'-k',0,0,'ok'); grid
xlabel('x[mm]');
ylabel('y[mm]');
axis equal;

figure(3)
plot(f/rad,Rct,'-b',f/rad,Rce,'-
k',f/rad,Rci,'-b',f/rad,0,'.b'); grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('raze de curbura [mm]')

figure(4)
polar(tht,rpt,'-b'); grid

%LMAC - Legea de miscare cu
acceleratie constanta

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;
e=5; s0=25; r=10;

s=zeros(1,length(f));v31=zeros(1,length
h(f));a31=zeros(1,length(f));a=zeros(1
,length(f));ag=zeros(1,length(f));xt=ze
eros(1,length(f));
yt=zeros(1,length(f));xp=zeros(1,length
h(f));yp=zeros(1,length(f));xs=zeros(1
,length(f));ys=zeros(1,length(f));Rct=
zeros(1,length(f));
Rce=zeros(1,length(f));Rci=zeros(1,len
gth(f));xre=zeros(1,length(f));yre=zer
os(1,length(f));xri=zeros(1,length(f))
;yri=zeros(1,length(f));
k=1;
ful=fu*k/(1+k);
fu2=fu/(1+k);
fc1=fc*k/(1+k);
fc2=fc/(1+k);

for i=1:length(f)
if (f(i)>=0)&(f(i)<=ful)
s(i)=h*(1+k)*((f(i))^2)/(k*fu^2);
v31(i)=2*h*(1+k)*f(i)/(k*fu^2);
a31(i)=2*h*(1+k)/(k*fu^2);
elseif (f(i)>ful)&(f(i)<=fu)
s(i)=-
h*(1+k)*((f(i))^2)/(fu^2)+2*h*(1+k)*f(
i)/fu-k*h;
v31(i)=-
2*h*(1+k)*f(i)/(fu^2)+2*h*(1+k)/fu;
a31(i)=-2*h*(1+k)/(fu^2);
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
s(i)=h;
v31(i)=0;
a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc1))
s(i)=h-h*(1+k)*((f(i)-fu-
fss)^2)/(k*fc^2);
v31(i)=-2*h*(1+k)*(f(i)-fu-
fss)/(k*fc^2);
a31(i)=-2*h*(1+k)/(k*fc^2);
elseif
(f(i)>(fu+fss+fc1)&(f(i)<=(fu+fss+fc));
s(i)=h-(-h*(1+k)*((f(i)-fu-
fss)^2)/(fc^2)+2*h*(1+k)*(f(i)-fu-
fss)/fc-k*h);
v31(i)=2*h*(1+k)*(f(i)-fu-
fss)/(fc^2)-2*h*(1+k)/fc;
a31(i)=2*h*(1+k)/(fc^2);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
s(i)=0;
v31(i)=0;
a31(i)=0;
end
a(i)=atan2((v31(i)-e),(s0+s(i)));
ag(i)=a(i)/rad;

```

```

xt(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i));
yt(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
xp(i)=(v31(i)-
e)*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
yp(i)=(v31(i)-e)*cos(f(i))-
(s0+s(i))*sin(f(i));
xs(i)=(2*v31(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i)-
a31(i))*sin(f(i));
ys(i)=-((2*v31(i)-e)*sin(f(i))-
(s0+s(i)-a31(i))*cos(f(i)));
%s(i)=xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i);
Rct(i)=((xp(i)^2+yp(i)^2)^1.5)/(xp(i)*
ys(i)-yp(i)*xs(i))*sign(xt(i)*yp(i)-
yt(i)*xp(i));
Rce(i)=Rct(i)-r;
Rci(i)=Rct(i)+r;
xre(i)=(e+r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s
(i)-r*cos(a(i)))*sin(f(i));
yre(i)=-
(e+r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)-
r*cos(a(i)))*cos(f(i));
xri(i)=(e-
r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(
a(i)))*sin(f(i));
yri(i)=-
(e-
r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(
a(i)))*cos(f(i));

%xre(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)+r*sin(a(i)-f(i));
%yre(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))-
r*cos(a(i)-f(i));
%xri(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)-r*sin(a(i)-f(i));
%yri(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))+r*cos(
a(i)-f(i));
rpt(i)=sqrt(e^2+(s0+s(i))^2);
tht(i)=atan2((-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i)),(e*co
s(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))));
end

plot(f/rad,ag,'-b','linewidth',2);
grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('unghi de presiune a(grade)')

figure(2)
plot(xt,yt,'-b',xre,yre,'-
k',xri,yri,'-k',0,0,'ok'); grid
xlabel('x[mm]');
ylabel('y[mm]');
axis equal;

figure(3)
plot(f/rad,Rct,'-b',f/rad,Rce,'-
k',f/rad,Rci,'-b',f/rad,0,'.b'); grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('raze de curbura [mm]')

figure(4)
polar(tht,rpt,'-b'); grid

%LMASIN - Legea de miscare cu
acceleratie sinusoidala

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=80*rad;
fss=50*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;
e=10; s0=20; r=6;

s=zeros(1,length(f));v31=zeros(1,lengt
h(f));a31=zeros(1,length(f));a=zeros(1
,length(f));ag=zeros(1,length(f));xt=z
eros(1,length(f));
yt=zeros(1,length(f));xp=zeros(1,lengt
h(f));yp=zeros(1,length(f));xs=zeros(1
,length(f));ys=zeros(1,length(f));Rct=
zeros(1,length(f));
Rce=zeros(1,length(f));Rci=zeros(1,le
ngth(f));xre=zeros(1,length(f));yre=ze
ros(1,length(f));xri=zeros(1,length(f)
);yri=zeros(1,length(f));

for i=1:length(f)
if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
s(i)=h*f(i)/fu-
h/(2*pi)*sin(2*pi*f(i)/fu);
v31(i)=h/fu-
h/fu*cos(2*pi*f(i)/fu);
a31(i)=2*pi*h/(fu)^2*sin(2*pi*f(i)/fu)
;
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
s(i)=h;
v31(i)=0;
a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
s(i)=h-(h*(f(i)-fu-fss)/fc-
h/(2*pi)*sin(2*pi*(f(i)-fu-fss)/fc));

```

```

    v3l(i)=- (h/fc-h/fc*cos(2*pi*(f(i)-fu-fss)/fc));
    a3l(i)=-
    2*pi*h/(fc)^2*sin(2*pi*(f(i)-fu-fss)/fc);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v3l(i)=0;
    a3l(i)=0;
end
a(i)=atan2((v3l(i)-e),(s0+s(i)));
ag(i)=a(i)/rad;

xt(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i));
yt(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
xp(i)=(v3l(i)-
e)*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
yp(i)=(v3l(i)-e)*cos(f(i))-
(s0+s(i))*sin(f(i));
xs(i)=(2*v3l(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i)-
a3l(i))*sin(f(i));
ys(i)=- (2*v3l(i)-e)*sin(f(i))-
(s0+s(i)-a3l(i))*cos(f(i));
sg(i)=xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i);
Rct(i)=((xp(i)^2+yp(i)^2)^1.5)/(xp(i)*
ys(i)-yp(i)*xs(i))*sign(xt(i)*yp(i)-
yt(i)*xp(i));
Rce(i)=Rct(i)-r;
Rci(i)=Rct(i)+r;
xre(i)=(e+r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s
(i)-r*cos(a(i)))*sin(f(i));
yre(i)=-
(e+r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)-
r*cos(a(i)))*cos(f(i));
xri(i)=(e-
r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(
a(i)))*sin(f(i));
yri(i)=- (e-
r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(
a(i)))*cos(f(i));

%xre(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)+r*sin(a(i)-f(i));
%yre(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))-
r*cos(a(i)-f(i));
%xri(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)-r*sin(a(i)-f(i));
%yri(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))+r*cos(
a(i)-f(i));
rpt(i)=sqrt(e^2+(s0+s(i))^2);
tht(i)=atan2((-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))),(e*cos
(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)));
end

plot(f/rad,ag,'-b','linewidth',2);
grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('unghi de presiune a(grade)')

figure(2)
plot(xt,yt,'-b',xre,yre,'-
k',xri,yri,'-k',0,0,'ok'); grid
xlabel('x[mm]');
ylabel('y[mm]');
axis equal;

figure(3)
plot(f/rad,Rct,'-b',f/rad,Rce,'-
k',f/rad,Rci,'-k',f/rad,0,'-r'); grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('raze de curbura [mm]')

figure(4)
polar(tht,rpt,'-b'); grid

%LMACOS - Legea de miscare cu
acceleratie cosinusoidala

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;
e=5; s0=25; r=10;

s=zeros(1,length(f));v3l=zeros(1,length
(f));a3l=zeros(1,length(f));a=zeros(1
,length(f));ag=zeros(1,length(f));xt=z
eros(1,length(f));
yt=zeros(1,length(f));xp=zeros(1,length
(f));yp=zeros(1,length(f));xs=zeros(1
,length(f));ys=zeros(1,length(f));Rct=
zeros(1,length(f));
Rce=zeros(1,length(f));Rci=zeros(1,length
(f));xre=zeros(1,length(f));yre=zer
os(1,length(f));xri=zeros(1,length(f))
;yri=zeros(1,length(f));

for i=1:length(f)
if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
    s(i)=h/2-h/2*cos(pi*f(i)/fu);

v3l(i)=h*pi/(2*fu)*sin(pi*f(i)/fu);

```

```

a31(i)=h*pi^2/(2*fu^2)*cos(pi*f(i)/fu)
;
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
    s(i)=h;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
    s(i)=h-(h/2-h/2*cos(pi*(f(i)-fu-
fss)/fc));
    v31(i)=-h*pi/(2*fc)*sin(pi*(f(i)-
fu-fss)/fc);
    a31(i)=-
h*pi^2/(2*fc^2)*cos(pi*(f(i)-fu-
fss)/fc);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v31(i)=0;
    a31(i)=0;
end
a(i)=atan2((v31(i)-e),(s0+s(i)));
ag(i)=a(i)/rad;

xt(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i));
yt(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
xp(i)=(v31(i)-
e)*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
yp(i)=(v31(i)-e)*cos(f(i))-
(s0+s(i))*sin(f(i));
xs(i)=(2*v31(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i)-
a31(i))*sin(f(i));
ys(i)=-((2*v31(i)-e)*sin(f(i))-
(s0+s(i)-a31(i))*cos(f(i)));
% s(i)=xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i);
Rct(i)=((xp(i)^2+yp(i)^2)^1.5)/(xp(i)*
ys(i)-yp(i)*xs(i))*sign(xt(i)*yp(i)-
yt(i)*xp(i));
Rce(i)=Rct(i)-r;
Rci(i)=Rct(i)+r;
xre(i)=(e+r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s
(i)-r*cos(a(i)))*sin(f(i));
yre(i)=-
(e+r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)-
r*cos(a(i)))*cos(f(i));
xri(i)=(e-
r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(
a(i)))*sin(f(i));
yri(i)=-
(e-
r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(
a(i)))*cos(f(i));

%xre(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)+r*sin(a(i)-f(i));
%yre(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))-
r*cos(a(i)-f(i));

%xri(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i)
)-r*sin(a(i)-f(i));
%yri(i)=-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))+r*cos(
a(i)-f(i));
rpt(i)=sqrt(e^2+(s0+s(i))^2);
tth(i)=atan2((-
e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))),
(e*cos
s(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))));
end

plot(f/rad,ag,'-b','linewidth',2);
grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('unghi de presiune a(grade)')

figure(2)
plot(xt,yt,'-b',xre,yre,'-
k',xri,yri,'-k',0,0,'ok'); grid
xlabel('x[mm]');
ylabel('y[mm]');
axis equal;

figure(3)
plot(f/rad,Rct,'-b',f/rad,Rce,'-
k',f/rad,Rci,'-b',f/rad,0,'.b'); grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('raze de curbura [mm]')

figure(4)
polar(tth,rpt,'-b'); grid

%LMP23 - Legea de miscare polinomiala
de gradul 2-3

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=130*rad;
fss=70*rad;
fc=80*rad;
fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;
e=5; s0=25; r=10;

s=zeros(1,length(f));v31=zeros(1,lengt
h(f));a31=zeros(1,length(f));a=zeros(1
,length(f));ag=zeros(1,length(f));xt=z
eros(1,length(f));
yt=zeros(1,length(f));xp=zeros(1,lengt
h(f));yp=zeros(1,length(f));xs=zeros(1
,length(f));ys=zeros(1,length(f));Rct=
zeros(1,length(f));

```

```

Rce=zeros(1,length(f));Rci=zeros(1,length(f));xre=zeros(1,length(f));yre=zeros(1,length(f));xri=zeros(1,length(f));yri=zeros(1,length(f));

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
s(i)=h*(3*(f(i)/fu)^2-2*(f(i)/fu)^3);
v3l(i)=h/fu*(6*f(i)/fu-6*(f(i)/fu)^2);
a3l(i)=h/fu^2*(6-12*f(i)/fu);
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
s(i)=h;
v3l(i)=0;
a3l(i)=0;
elseif
(f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
s(i)=h-h*(3*((f(i)-fu-fss)/fc)^2-2*((f(i)-fu-fss)/fc)^3);
v3l(i)=-h/fc*(6*(f(i)-fu-fss)/fc-6*((f(i)-fu-fss)/fc)^2);
a3l(i)=-h/fu^2*(6-12*(f(i)-fu-fss)/fu);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
s(i)=0;
v3l(i)=0;
a3l(i)=0;
end
a(i)=atan2((v3l(i)-e),(s0+s(i)));
ag(i)=a(i)/rad;

xt(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i));
yt(i)=-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
xp(i)=(v3l(i)-e)*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
yp(i)=(v3l(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i))*sin(f(i));
xs(i)=(2*v3l(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i)-a3l(i))*sin(f(i));
ys(i)=-((2*v3l(i)-e)*sin(f(i))-(s0+s(i)-a3l(i))*cos(f(i)));
% s(i)=xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i);
Rct(i)=((xp(i)^2+yp(i)^2)^1.5)/(xp(i)*ys(i)-yp(i)*xs(i))*sign(xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i));
Rce(i)=Rct(i)-r;
Rci(i)=Rct(i)+r;
xre(i)=(e+r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)-r*cos(a(i)))*sin(f(i));
yre(i)=-((e+r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)-r*cos(a(i)))*cos(f(i)));
xri(i)=(e-r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(a(i)))*sin(f(i));
yri(i)=-((e-r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(a(i)))*cos(f(i)));

% xre(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))+r*sin(a(i)-f(i));
% yre(i)=-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))-r*cos(a(i)-f(i));
% xri(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))-r*sin(a(i)-f(i));
% yri(i)=-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))+r*cos(a(i)-f(i));
rpt(i)=sqrt(e^2+(s0+s(i))^2);
tht(i)=atan2((-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))), (e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))));
end

plot(f/rad,ag,'-b','linewidth',2);
grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('unghi de presiune a(grade)')

figure(2)
plot(xt,yt,'-b',xre,yre,'-k',xri,yri,'-k',0,0,'ok'); grid
xlabel('x[mm]');
ylabel('y[mm]');
axis equal;

figure(3)
plot(f/rad,Rct,'-b',f/rad,Rce,'-k',f/rad,Rci,'-b',f/rad,0,'.b'); grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('raze de curbura [mm]')

figure(4)
polar(tht,rpt,'-b'); grid

%LMP23 - Legea de miscare polinomiala de gradul 3-4-5

clear;
clc;

rad=pi/180;

f=0:rad/5:2*pi;
fu=140*rad;
fss=50*rad;
fc=80*rad;
% fsi=80*rad;
h=25;
n=1000;
w=pi*n/30;
e=15; s0=25; r=10;

```

```

s=zeros(1,length(f));v3l=zeros(1,length(f));a3l=zeros(1,length(f));a=zeros(1,length(f));ag=zeros(1,length(f));xt=zeros(1,length(f));yt=zeros(1,length(f));xp=zeros(1,length(f));yp=zeros(1,length(f));xs=zeros(1,length(f));ys=zeros(1,length(f));Rct=zeros(1,length(f));Rce=zeros(1,length(f));Rci=zeros(1,length(f));xre=zeros(1,length(f));yre=zeros(1,length(f));xri=zeros(1,length(f));yri=zeros(1,length(f));

for i=1:length(f)

if (f(i)>=0)&(f(i)<=fu)
    s(i)=h*(10*(f(i)/fu)^3-15*(f(i)/fu)^4+6*(f(i)/fu)^5);
    v3l(i)=h/fu*(30*(f(i)/fu)^2-60*(f(i)/fu)^3+30*(f(i)/fu)^4);
    a3l(i)=h/fu^2*(60*f(i)/fu-180*(f(i)/fu)^2+120*(f(i)/fu)^3);
elseif (f(i)>fu)&(f(i)<=(fu+fss))
    s(i)=h;
    v3l(i)=0;
    a3l(i)=0;
elseif (f(i)>(fu+fss))&(f(i)<=(fu+fss+fc))
    s(i)=h-h*(10*((f(i)-fu-fss)/fc)^3-15*((f(i)-fu-fss)/fc)^4+6*((f(i)-fu-fss)/fc)^5);
    v3l(i)=-h/fc*(30*((f(i)-fu-fss)/fc)^2-60*((f(i)-fu-fss)/fc)^3+30*((f(i)-fu-fss)/fc)^4);
    a3l(i)=-h/fu^2*(60*(f(i)-fu-fss)/fc-180*((f(i)-fu-fss)/fc)^2+120*((f(i)-fu-fss)/fc)^3);
elseif (f(i)>(fu+fss+fc))&(f(i)<=2*pi)
    s(i)=0;
    v3l(i)=0;
    a3l(i)=0;
end
a(i)=atan2((v3l(i)-e),(s0+s(i)));
ag(i)=a(i)/rad;

xt(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i));
yt(i)=-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
xp(i)=(v3l(i)-e)*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i));
yp(i)=(v3l(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i))*sin(f(i));
xs(i)=(2*v3l(i)-e)*cos(f(i))-(s0+s(i)-a3l(i))*sin(f(i));
ys(i)=-((2*v3l(i)-e)*sin(f(i))-(s0+s(i)-a3l(i))*cos(f(i)));
%s(i)=xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i);

Rct(i)=((xp(i)^2+yp(i)^2)^1.5)/(xp(i)*ys(i)-yp(i)*xs(i))*sign(xt(i)*yp(i)-yt(i)*xp(i));
Rce(i)=Rct(i)-r;
Rci(i)=Rct(i)+r;
%xre(i)=(e+r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)-r*cos(a(i)))*sin(f(i));
%yre(i)=-((e+r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)-r*cos(a(i)))*cos(f(i)));
%xri(i)=(e-r*sin(a(i)))*cos(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(a(i)))*sin(f(i));
%yri(i)=-((e-r*sin(a(i)))*sin(f(i))+(s0+s(i)+r*cos(a(i)))*cos(f(i)));

xre(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))+r*sin(a(i)-f(i));
yre(i)=-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))-r*cos(a(i)-f(i));
xri(i)=e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))-r*sin(a(i)-f(i));
yri(i)=-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))+r*cos(a(i)-f(i));

rpt(i)=sqrt(e^2+(s0+s(i))^2);
tht(i)=atan2((-e*sin(f(i))+(s0+s(i))*cos(f(i))), (e*cos(f(i))+(s0+s(i))*sin(f(i))));
end

plot(f/rad,ag,'-b','linewidth',2);
grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('unghi de presiune a(grade)')

figure(2)
plot(xt,yt,'-.b',xre,yre,'-k',xri,yri,'-k',0,0,'ok'); grid
xlabel('x[mm]');
ylabel('y[mm]');
axis equal;

figure(3)
plot(f/rad,Rct/30,':k',f/rad,Rce/30,'-g',f/rad,Rci/30,'-m',f/rad,0,'-r');
grid
xlabel('unghi rotatie cama fi(grade)')
ylabel('raze de curbura [mm]')
axis([0 400 -10 10]);
figure(4)
polar(tht,rpt,'-b'); grid

```

Anexa 4

ANGRENAJE

A4-1. Calculul funcției involuta

În reprezentarea evolventei în coordonate polare se folosește funcția $\theta = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$, care se numește involută de α (notată cu $\operatorname{inv}(\alpha)$) sau evolventă de α (notată cu $\operatorname{ev}(\alpha)$).

În tabelul A4-1. sunt prezentate valorile funcției pentru argumentul α în intervalul $[5^\circ \dots 80^\circ]$ cu pasul de $0,01^\circ$.

Pentru calculul valorii funcției involută de argument α dat, se poate folosi un program, prezentat mai jos.

```
% Program de determinare a valorii funcției
% inv(alfa) = tan(alfa) - alfa
% pentru un argument alfa dat
%
clear all;
clc;
rad = pi/180;
%
alfag = input('alfa [grade] = ');
alfar = alfag*rad;
%
inva = tan(alfar) - alfar;
fprintf(' inv(alfa) = %10.8f \n',inva);
```

A4-2. Calculul argumentului funcției involuta

În unele situații, se determină valoarea funcției involuta și se pune problema determinării argumentului acestei funcții. Determinarea argumentului se poate face pe două căi:

- o primă cale pentru determinarea argumentului funcției involuta se folosesc datele din Tabelul A4-1. Dacă valoarea funcției involuta se găsește între două valori din tabel, atunci se realizează o interpolare liniară pentru determinarea argumentului;
- a doua cale este utilizarea unui program de calcul. În acest scop a fost realizat un program, în care s-a folosit metoda înjumătățirii intervalului

unde se află valoarea argumentului. Mai jos este prezentat programul pentru determinarea argumentului.

```
% Program de rezolvare a ecuatiei
%   inv(alfa) = aw
%
clear all;
clc;
rad = pi/180;
%
%   aw este valoarea pentru inv(alfa)
aw = 0.001010;
%
a1 = 5*rad;           % limita inferioară pentru alfa
a2 = 80*rad;         % limita superioară pentru alfa
e = 1.0e-06;         % eroarea soluției ecuației
%
while (abs(a2 - a1) >= e)
    ev1 = tan(a1) - a1;
    ev1 = aw - ev1;
    am = (a1 + a2)/2;
    evm = tan(am) - am;
    evm = aw - evm;
    if (ev1*evm <= 0)
        a2 = am;
    else
        a1 = am;
    end
    alfa = am;
end
alfag = round(alfa/rad*1000)/1000;
fprintf(' alfa = %8.3f \n',alfag);
```

Programul de mai sus se poate transforma într-o funcție care poate fi apelată într-un program de calcul pentru parametrii geometrici ai angrenajului sau ai roților dințate.

Tabelul A4-1. Valorile funcției $\text{inv}(\alpha)$

α [°]	$\text{inv}(\alpha)$	α [°]	$\text{inv}(\alpha)$	α [°]	$\text{inv}(\alpha)$	α [°]	$\text{inv}(\alpha)$
5.00	0.000222	5.49	0.000294	5.98	0.000381	6.47	0.000482
5.01	0.000224	5.50	0.000296	5.99	0.000383	6.48	0.000485
5.02	0.000225	5.51	0.000298	6.00	0.000384	6.49	0.000487
5.03	0.000226	5.52	0.000299	6.01	0.000386	6.50	0.000489
5.04	0.000228	5.53	0.000301	6.02	0.000388	6.51	0.000491
5.05	0.000229	5.54	0.000302	6.03	0.000390	6.52	0.000494
5.06	0.000230	5.55	0.000304	6.04	0.000392	6.53	0.000496
5.07	0.000232	5.56	0.000306	6.05	0.000394	6.54	0.000498
5.08	0.000233	5.57	0.000307	6.06	0.000396	6.55	0.000501
5.09	0.000234	5.58	0.000309	6.07	0.000398	6.56	0.000503
5.10	0.000236	5.59	0.000311	6.08	0.000400	6.57	0.000505
5.11	0.000237	5.60	0.000312	6.09	0.000402	6.58	0.000508
5.12	0.000239	5.61	0.000314	6.10	0.000404	6.59	0.000510
5.13	0.000240	5.62	0.000316	6.11	0.000406	6.60	0.000512
5.14	0.000241	5.63	0.000317	6.12	0.000408	6.61	0.000515
5.15	0.000243	5.64	0.000319	6.13	0.000410	6.62	0.000517
5.16	0.000244	5.65	0.000321	6.14	0.000412	6.63	0.000519
5.17	0.000246	5.66	0.000323	6.15	0.000414	6.64	0.000522
5.18	0.000247	5.67	0.000324	6.16	0.000416	6.65	0.000524
5.19	0.000249	5.68	0.000326	6.17	0.000418	6.66	0.000526
5.20	0.000250	5.69	0.000328	6.18	0.000420	6.67	0.000529
5.21	0.000251	5.70	0.000330	6.19	0.000422	6.68	0.000531
5.22	0.000253	5.71	0.000331	6.20	0.000424	6.69	0.000534
5.23	0.000254	5.72	0.000333	6.21	0.000426	6.70	0.000536
5.24	0.000256	5.73	0.000335	6.22	0.000428	6.71	0.000538
5.25	0.000257	5.74	0.000337	6.23	0.000431	6.72	0.000541
5.26	0.000259	5.75	0.000338	6.24	0.000433	6.73	0.000543
5.27	0.000260	5.76	0.000340	6.25	0.000435	6.74	0.000546
5.28	0.000262	5.77	0.000342	6.26	0.000437	6.75	0.000548
5.29	0.000263	5.78	0.000344	6.27	0.000439	6.76	0.000551
5.30	0.000265	5.79	0.000345	6.28	0.000441	6.77	0.000553
5.31	0.000266	5.80	0.000347	6.29	0.000443	6.78	0.000555
5.32	0.000268	5.81	0.000349	6.30	0.000445	6.79	0.000558
5.33	0.000269	5.82	0.000351	6.31	0.000447	6.80	0.000560
5.34	0.000271	5.83	0.000353	6.32	0.000450	6.81	0.000563
5.35	0.000272	5.84	0.000354	6.33	0.000452	6.82	0.000565
5.36	0.000274	5.85	0.000356	6.34	0.000454	6.83	0.000568
5.37	0.000275	5.86	0.000358	6.35	0.000456	6.84	0.000570
5.38	0.000277	5.87	0.000360	6.36	0.000458	6.85	0.000573
5.39	0.000278	5.88	0.000362	6.37	0.000460	6.86	0.000575
5.40	0.000280	5.89	0.000364	6.38	0.000463	6.87	0.000578
5.41	0.000282	5.90	0.000366	6.39	0.000465	6.88	0.000580
5.42	0.000283	5.91	0.000367	6.40	0.000467	6.89	0.000583
5.43	0.000285	5.92	0.000369	6.41	0.000469	6.90	0.000586
5.44	0.000286	5.93	0.000371	6.42	0.000471	6.91	0.000588
5.45	0.000288	5.94	0.000373	6.43	0.000474	6.92	0.000591
5.46	0.000290	5.95	0.000375	6.44	0.000476	6.93	0.000593
5.47	0.000291	5.96	0.000377	6.45	0.000478	6.94	0.000596
5.48	0.000293	5.97	0.000379	6.46	0.000480	6.95	0.000598

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
6.96	0.000601	7.49	0.000750	8.02	0.000921	8.55	0.001118
6.97	0.000604	7.50	0.000753	8.03	0.000925	8.56	0.001122
6.98	0.000606	7.51	0.000756	8.04	0.000928	8.57	0.001126
6.99	0.000609	7.52	0.000759	8.05	0.000932	8.58	0.001130
7.00	0.000612	7.53	0.000762	8.06	0.000935	8.59	0.001133
7.01	0.000614	7.54	0.000765	8.07	0.000939	8.60	0.001137
7.02	0.000617	7.55	0.000768	8.08	0.000942	8.61	0.001141
7.03	0.000619	7.56	0.000771	8.09	0.000946	8.62	0.001145
7.04	0.000622	7.57	0.000774	8.10	0.000949	8.63	0.001149
7.05	0.000625	7.58	0.000777	8.11	0.000953	8.64	0.001154
7.06	0.000627	7.59	0.000780	8.12	0.000956	8.65	0.001158
7.07	0.000630	7.60	0.000783	8.13	0.000960	8.66	0.001162
7.08	0.000633	7.61	0.000787	8.14	0.000964	8.67	0.001166
7.09	0.000636	7.62	0.000790	8.15	0.000967	8.68	0.001170
7.10	0.000638	7.63	0.000793	8.16	0.000971	8.69	0.001174
7.11	0.000641	7.64	0.000796	8.17	0.000974	8.70	0.001178
7.12	0.000644	7.65	0.000799	8.18	0.000978	8.71	0.001182
7.13	0.000646	7.66	0.000802	8.19	0.000982	8.72	0.001186
7.14	0.000649	7.67	0.000805	8.20	0.000985	8.73	0.001190
7.15	0.000652	7.68	0.000809	8.21	0.000989	8.74	0.001194
7.16	0.000655	7.69	0.000812	8.22	0.000992	8.75	0.001198
7.17	0.000657	7.70	0.000815	8.23	0.000996	8.76	0.001203
7.18	0.000660	7.71	0.000818	8.24	0.001000	8.77	0.001207
7.19	0.000663	7.72	0.000821	8.25	0.001003	8.78	0.001211
7.20	0.000666	7.73	0.000825	8.26	0.001007	8.79	0.001215
7.21	0.000668	7.74	0.000828	8.27	0.001011	8.80	0.001219
7.22	0.000671	7.75	0.000831	8.28	0.001014	8.81	0.001223
7.23	0.000674	7.76	0.000834	8.29	0.001018	8.82	0.001228
7.24	0.000677	7.77	0.000837	8.30	0.001022	8.83	0.001232
7.25	0.000680	7.78	0.000841	8.31	0.001026	8.84	0.001236
7.26	0.000683	7.79	0.000844	8.32	0.001029	8.85	0.001240
7.27	0.000685	7.80	0.000847	8.33	0.001033	8.86	0.001244
7.28	0.000688	7.81	0.000851	8.34	0.001037	8.87	0.001249
7.29	0.000691	7.82	0.000854	8.35	0.001041	8.88	0.001253
7.30	0.000694	7.83	0.000857	8.36	0.001044	8.89	0.001257
7.31	0.000697	7.84	0.000860	8.37	0.001048	8.90	0.001262
7.32	0.000700	7.85	0.000864	8.38	0.001052	8.91	0.001266
7.33	0.000703	7.86	0.000867	8.39	0.001056	8.92	0.001270
7.34	0.000705	7.87	0.000870	8.40	0.001059	8.93	0.001274
7.35	0.000708	7.88	0.000874	8.41	0.001063	8.94	0.001279
7.36	0.000711	7.89	0.000877	8.42	0.001067	8.95	0.001283
7.37	0.000714	7.90	0.000880	8.43	0.001071	8.96	0.001287
7.38	0.000717	7.91	0.000884	8.44	0.001075	8.97	0.001292
7.39	0.000720	7.92	0.000887	8.45	0.001079	8.98	0.001296
7.40	0.000723	7.93	0.000891	8.46	0.001082	8.99	0.001300
7.41	0.000726	7.94	0.000894	8.47	0.001086	9.00	0.001305
7.42	0.000729	7.95	0.000897	8.48	0.001090	9.01	0.001309
7.43	0.000732	7.96	0.000901	8.49	0.001094	9.02	0.001314
7.44	0.000735	7.97	0.000904	8.50	0.001098	9.03	0.001318
7.45	0.000738	7.98	0.000908	8.51	0.001102	9.04	0.001322
7.46	0.000741	7.99	0.000911	8.52	0.001106	9.05	0.001327
7.47	0.000744	8.00	0.000914	8.53	0.001110	9.06	0.001331
7.48	0.000747	8.01	0.000918	8.54	0.001114	9.07	0.001336

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
9.08	0.001340	9.61	0.001591	10.14	0.001871	10.67	0.002183
9.09	0.001345	9.62	0.001596	10.15	0.001877	10.68	0.002189
9.10	0.001349	9.63	0.001601	10.16	0.001882	10.69	0.002196
9.11	0.001354	9.64	0.001606	10.17	0.001888	10.70	0.002202
9.12	0.001358	9.65	0.001611	10.18	0.001894	10.71	0.002208
9.13	0.001363	9.66	0.001616	10.19	0.001899	10.72	0.002214
9.14	0.001367	9.67	0.001621	10.20	0.001905	10.73	0.002220
9.15	0.001372	9.68	0.001626	10.21	0.001910	10.74	0.002227
9.16	0.001376	9.69	0.001631	10.22	0.001916	10.75	0.002233
9.17	0.001381	9.70	0.001636	10.23	0.001922	10.76	0.002239
9.18	0.001385	9.71	0.001641	10.24	0.001928	10.77	0.002246
9.19	0.001390	9.72	0.001646	10.25	0.001933	10.78	0.002252
9.20	0.001394	9.73	0.001652	10.26	0.001939	10.79	0.002258
9.21	0.001399	9.74	0.001657	10.27	0.001945	10.80	0.002265
9.22	0.001404	9.75	0.001662	10.28	0.001950	10.81	0.002271
9.23	0.001408	9.76	0.001667	10.29	0.001956	10.82	0.002277
9.24	0.001413	9.77	0.001672	10.30	0.001962	10.83	0.002284
9.25	0.001417	9.78	0.001677	10.31	0.001968	10.84	0.002290
9.26	0.001422	9.79	0.001683	10.32	0.001973	10.85	0.002297
9.27	0.001427	9.80	0.001688	10.33	0.001979	10.86	0.002303
9.28	0.001431	9.81	0.001693	10.34	0.001985	10.87	0.002309
9.29	0.001436	9.82	0.001698	10.35	0.001991	10.88	0.002316
9.30	0.001441	9.83	0.001703	10.36	0.001997	10.89	0.002322
9.31	0.001445	9.84	0.001709	10.37	0.002003	10.90	0.002329
9.32	0.001450	9.85	0.001714	10.38	0.002008	10.91	0.002335
9.33	0.001455	9.86	0.001719	10.39	0.002014	10.92	0.002342
9.34	0.001459	9.87	0.001724	10.40	0.002020	10.93	0.002348
9.35	0.001464	9.88	0.001730	10.41	0.002026	10.94	0.002355
9.36	0.001469	9.89	0.001735	10.42	0.002032	10.95	0.002361
9.37	0.001474	9.90	0.001740	10.43	0.002038	10.96	0.002368
9.38	0.001478	9.91	0.001746	10.44	0.002044	10.97	0.002374
9.39	0.001483	9.92	0.001751	10.45	0.002050	10.98	0.002381
9.40	0.001488	9.93	0.001756	10.46	0.002056	10.99	0.002388
9.41	0.001493	9.94	0.001762	10.47	0.002062	11.00	0.002394
9.42	0.001498	9.95	0.001767	10.48	0.002068	11.01	0.002401
9.43	0.001502	9.96	0.001772	10.49	0.002073	11.02	0.002407
9.44	0.001507	9.97	0.001778	10.50	0.002079	11.03	0.002414
9.45	0.001512	9.98	0.001783	10.51	0.002085	11.04	0.002421
9.46	0.001517	9.99	0.001789	10.52	0.002091	11.05	0.002427
9.47	0.001522	10.00	0.001794	10.53	0.002098	11.06	0.002434
9.48	0.001527	10.01	0.001799	10.54	0.002104	11.07	0.002441
9.49	0.001531	10.02	0.001805	10.55	0.002110	11.08	0.002447
9.50	0.001536	10.03	0.001810	10.56	0.002116	11.09	0.002454
9.51	0.001541	10.04	0.001816	10.57	0.002122	11.10	0.002461
9.52	0.001546	10.05	0.001821	10.58	0.002128	11.11	0.002467
9.53	0.001551	10.06	0.001827	10.59	0.002134	11.12	0.002474
9.54	0.001556	10.07	0.001832	10.60	0.002140	11.13	0.002481
9.55	0.001561	10.08	0.001838	10.61	0.002146	11.14	0.002488
9.56	0.001566	10.09	0.001843	10.62	0.002152	11.15	0.002494
9.57	0.001571	10.10	0.001849	10.63	0.002158	11.16	0.002501
9.58	0.001576	10.11	0.001854	10.64	0.002165	11.17	0.002508
9.59	0.001581	10.12	0.001860	10.65	0.002171	11.18	0.002515
9.60	0.001586	10.13	0.001866	10.66	0.002177	11.19	0.002522

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
11.20	0.002528	11.73	0.002909	12.26	0.003327	12.79	0.003783
11.21	0.002535	11.74	0.002917	12.27	0.003335	12.80	0.003792
11.22	0.002542	11.75	0.002924	12.28	0.003343	12.81	0.003801
11.23	0.002549	11.76	0.002932	12.29	0.003351	12.82	0.003810
11.24	0.002556	11.77	0.002939	12.30	0.003360	12.83	0.003819
11.25	0.002563	11.78	0.002947	12.31	0.003368	12.84	0.003828
11.26	0.002570	11.79	0.002954	12.32	0.003376	12.85	0.003838
11.27	0.002577	11.80	0.002962	12.33	0.003385	12.86	0.003847
11.28	0.002584	11.81	0.002970	12.34	0.003393	12.87	0.003856
11.29	0.002591	11.82	0.002977	12.35	0.003401	12.88	0.003865
11.30	0.002598	11.83	0.002985	12.36	0.003410	12.89	0.003874
11.31	0.002604	11.84	0.002993	12.37	0.003418	12.90	0.003883
11.32	0.002611	11.85	0.003000	12.38	0.003427	12.91	0.003892
11.33	0.002618	11.86	0.003008	12.39	0.003435	12.92	0.003901
11.34	0.002625	11.87	0.003016	12.40	0.003443	12.93	0.003911
11.35	0.002633	11.88	0.003023	12.41	0.003452	12.94	0.003920
11.36	0.002640	11.89	0.003031	12.42	0.003460	12.95	0.003929
11.37	0.002647	11.90	0.003039	12.43	0.003469	12.96	0.003938
11.38	0.002654	11.91	0.003047	12.44	0.003477	12.97	0.003948
11.39	0.002661	11.92	0.003054	12.45	0.003486	12.98	0.003957
11.40	0.002668	11.93	0.003062	12.46	0.003494	12.99	0.003966
11.41	0.002675	11.94	0.003070	12.47	0.003503	13.00	0.003975
11.42	0.002682	11.95	0.003078	12.48	0.003511	13.01	0.003985
11.43	0.002689	11.96	0.003086	12.49	0.003520	13.02	0.003994
11.44	0.002696	11.97	0.003093	12.50	0.003529	13.03	0.004003
11.45	0.002703	11.98	0.003101	12.51	0.003537	13.04	0.004013
11.46	0.002711	11.99	0.003109	12.52	0.003546	13.05	0.004022
11.47	0.002718	12.00	0.003117	12.53	0.003554	13.06	0.004031
11.48	0.002725	12.01	0.003125	12.54	0.003563	13.07	0.004041
11.49	0.002732	12.02	0.003133	12.55	0.003572	13.08	0.004050
11.50	0.002739	12.03	0.003141	12.56	0.003580	13.09	0.004060
11.51	0.002747	12.04	0.003149	12.57	0.003589	13.10	0.004069
11.52	0.002754	12.05	0.003157	12.58	0.003598	13.11	0.004079
11.53	0.002761	12.06	0.003165	12.59	0.003606	13.12	0.004088
11.54	0.002768	12.07	0.003173	12.60	0.003615	13.13	0.004098
11.55	0.002776	12.08	0.003181	12.61	0.003624	13.14	0.004107
11.56	0.002783	12.09	0.003189	12.62	0.003632	13.15	0.004117
11.57	0.002790	12.10	0.003197	12.63	0.003641	13.16	0.004126
11.58	0.002798	12.11	0.003205	12.64	0.003650	13.17	0.004136
11.59	0.002805	12.12	0.003213	12.65	0.003659	13.18	0.004145
11.60	0.002812	12.13	0.003221	12.66	0.003668	13.19	0.004155
11.61	0.002820	12.14	0.003229	12.67	0.003676	13.20	0.004164
11.62	0.002827	12.15	0.003237	12.68	0.003685	13.21	0.004174
11.63	0.002834	12.16	0.003245	12.69	0.003694	13.22	0.004184
11.64	0.002842	12.17	0.003253	12.70	0.003703	13.23	0.004193
11.65	0.002849	12.18	0.003261	12.71	0.003712	13.24	0.004203
11.66	0.002857	12.19	0.003269	12.72	0.003721	13.25	0.004213
11.67	0.002864	12.20	0.003277	12.73	0.003730	13.26	0.004222
11.68	0.002872	12.21	0.003286	12.74	0.003738	13.27	0.004232
11.69	0.002879	12.22	0.003294	12.75	0.003747	13.28	0.004242
11.70	0.002887	12.23	0.003302	12.76	0.003756	13.29	0.004251
11.71	0.002894	12.24	0.003310	12.77	0.003765	13.30	0.004261
11.72	0.002902	12.25	0.003318	12.78	0.003774	13.31	0.004271

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
13.32	0.004281	13.85	0.004821	14.38	0.005406	14.91	0.006038
13.33	0.004291	13.86	0.004832	14.39	0.005417	14.92	0.006050
13.34	0.004300	13.87	0.004842	14.40	0.005429	14.93	0.006063
13.35	0.004310	13.88	0.004853	14.41	0.005440	14.94	0.006075
13.36	0.004320	13.89	0.004864	14.42	0.005452	14.95	0.006087
13.37	0.004330	13.90	0.004874	14.43	0.005464	14.96	0.006100
13.38	0.004340	13.91	0.004885	14.44	0.005475	14.97	0.006112
13.39	0.004350	13.92	0.004896	14.45	0.005487	14.98	0.006125
13.40	0.004359	13.93	0.004906	14.46	0.005498	14.99	0.006137
13.41	0.004369	13.94	0.004917	14.47	0.005510	15.00	0.006150
13.42	0.004379	13.95	0.004928	14.48	0.005522	15.01	0.006162
13.43	0.004389	13.96	0.004939	14.49	0.005533	15.02	0.006175
13.44	0.004399	13.97	0.004949	14.50	0.005545	15.03	0.006187
13.45	0.004409	13.98	0.004960	14.51	0.005557	15.04	0.006200
13.46	0.004419	13.99	0.004971	14.52	0.005568	15.05	0.006213
13.47	0.004429	14.00	0.004982	14.53	0.005580	15.06	0.006225
13.48	0.004439	14.01	0.004993	14.54	0.005592	15.07	0.006238
13.49	0.004449	14.02	0.005004	14.55	0.005603	15.08	0.006251
13.50	0.004459	14.03	0.005015	14.56	0.005615	15.09	0.006263
13.51	0.004469	14.04	0.005025	14.57	0.005627	15.10	0.006276
13.52	0.004479	14.05	0.005036	14.58	0.005639	15.11	0.006289
13.53	0.004490	14.06	0.005047	14.59	0.005651	15.12	0.006301
13.54	0.004500	14.07	0.005058	14.60	0.005662	15.13	0.006314
13.55	0.004510	14.08	0.005069	14.61	0.005674	15.14	0.006327
13.56	0.004520	14.09	0.005080	14.62	0.005686	15.15	0.006340
13.57	0.004530	14.10	0.005091	14.63	0.005698	15.16	0.006353
13.58	0.004540	14.11	0.005102	14.64	0.005710	15.17	0.006365
13.59	0.004550	14.12	0.005113	14.65	0.005722	15.18	0.006378
13.60	0.004561	14.13	0.005124	14.66	0.005734	15.19	0.006391
13.61	0.004571	14.14	0.005135	14.67	0.005746	15.20	0.006404
13.62	0.004581	14.15	0.005146	14.68	0.005758	15.21	0.006417
13.63	0.004591	14.16	0.005158	14.69	0.005770	15.22	0.006430
13.64	0.004602	14.17	0.005169	14.70	0.005782	15.23	0.006443
13.65	0.004612	14.18	0.005180	14.71	0.005794	15.24	0.006456
13.66	0.004622	14.19	0.005191	14.72	0.005806	15.25	0.006469
13.67	0.004633	14.20	0.005202	14.73	0.005818	15.26	0.006482
13.68	0.004643	14.21	0.005213	14.74	0.005830	15.27	0.006495
13.69	0.004653	14.22	0.005225	14.75	0.005842	15.28	0.006508
13.70	0.004664	14.23	0.005236	14.76	0.005854	15.29	0.006521
13.71	0.004674	14.24	0.005247	14.77	0.005866	15.30	0.006534
13.72	0.004684	14.25	0.005258	14.78	0.005878	15.31	0.006547
13.73	0.004695	14.26	0.005269	14.79	0.005890	15.32	0.006560
13.74	0.004705	14.27	0.005281	14.80	0.005903	15.33	0.006573
13.75	0.004716	14.28	0.005292	14.81	0.005915	15.34	0.006586
13.76	0.004726	14.29	0.005303	14.82	0.005927	15.35	0.006599
13.77	0.004737	14.30	0.005315	14.83	0.005939	15.36	0.006612
13.78	0.004747	14.31	0.005326	14.84	0.005952	15.37	0.006626
13.79	0.004758	14.32	0.005337	14.85	0.005964	15.38	0.006639
13.80	0.004768	14.33	0.005349	14.86	0.005976	15.39	0.006652
13.81	0.004779	14.34	0.005360	14.87	0.005988	15.40	0.006665
13.82	0.004789	14.35	0.005372	14.88	0.006001	15.41	0.006678
13.83	0.004800	14.36	0.005383	14.89	0.006013	15.42	0.006692
13.84	0.004810	14.37	0.005395	14.90	0.006025	15.43	0.006705

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
15.44	0.006718	15.97	0.007450	16.50	0.008234	17.03	0.009074
15.45	0.006732	15.98	0.007464	16.51	0.008249	17.04	0.009090
15.46	0.006745	15.99	0.007478	16.52	0.008265	17.05	0.009107
15.47	0.006758	16.00	0.007493	16.53	0.008280	17.06	0.009123
15.48	0.006772	16.01	0.007507	16.54	0.008296	17.07	0.009139
15.49	0.006785	16.02	0.007521	16.55	0.008311	17.08	0.009156
15.50	0.006799	16.03	0.007536	16.56	0.008326	17.09	0.009172
15.51	0.006812	16.04	0.007550	16.57	0.008342	17.10	0.009189
15.52	0.006825	16.05	0.007565	16.58	0.008357	17.11	0.009205
15.53	0.006839	16.06	0.007579	16.59	0.008373	17.12	0.009222
15.54	0.006852	16.07	0.007594	16.60	0.008388	17.13	0.009239
15.55	0.006866	16.08	0.007608	16.61	0.008404	17.14	0.009255
15.56	0.006879	16.09	0.007623	16.62	0.008419	17.15	0.009272
15.57	0.006893	16.10	0.007637	16.63	0.008435	17.16	0.009288
15.58	0.006906	16.11	0.007652	16.64	0.008450	17.17	0.009305
15.59	0.006920	16.12	0.007666	16.65	0.008466	17.18	0.009322
15.60	0.006934	16.13	0.007681	16.66	0.008482	17.19	0.009338
15.61	0.006947	16.14	0.007695	16.67	0.008497	17.20	0.009355
15.62	0.006961	16.15	0.007710	16.68	0.008513	17.21	0.009372
15.63	0.006975	16.16	0.007725	16.69	0.008529	17.22	0.009389
15.64	0.006988	16.17	0.007739	16.70	0.008544	17.23	0.009405
15.65	0.007002	16.18	0.007754	16.71	0.008560	17.24	0.009422
15.66	0.007016	16.19	0.007769	16.72	0.008576	17.25	0.009439
15.67	0.007029	16.20	0.007784	16.73	0.008592	17.26	0.009456
15.68	0.007043	16.21	0.007798	16.74	0.008607	17.27	0.009473
15.69	0.007057	16.22	0.007813	16.75	0.008623	17.28	0.009490
15.70	0.007071	16.23	0.007828	16.76	0.008639	17.29	0.009506
15.71	0.007084	16.24	0.007843	16.77	0.008655	17.30	0.009523
15.72	0.007098	16.25	0.007857	16.78	0.008671	17.31	0.009540
15.73	0.007112	16.26	0.007872	16.79	0.008687	17.32	0.009557
15.74	0.007126	16.27	0.007887	16.80	0.008702	17.33	0.009574
15.75	0.007140	16.28	0.007902	16.81	0.008718	17.34	0.009591
15.76	0.007154	16.29	0.007917	16.82	0.008734	17.35	0.009608
15.77	0.007168	16.30	0.007932	16.83	0.008750	17.36	0.009625
15.78	0.007182	16.31	0.007947	16.84	0.008766	17.37	0.009642
15.79	0.007195	16.32	0.007962	16.85	0.008782	17.38	0.009659
15.80	0.007209	16.33	0.007977	16.86	0.008798	17.39	0.009677
15.81	0.007223	16.34	0.007992	16.87	0.008814	17.40	0.009694
15.82	0.007237	16.35	0.008007	16.88	0.008830	17.41	0.009711
15.83	0.007251	16.36	0.008022	16.89	0.008846	17.42	0.009728
15.84	0.007266	16.37	0.008037	16.90	0.008863	17.43	0.009745
15.85	0.007280	16.38	0.008052	16.91	0.008879	17.44	0.009762
15.86	0.007294	16.39	0.008067	16.92	0.008895	17.45	0.009780
15.87	0.007308	16.40	0.008082	16.93	0.008911	17.46	0.009797
15.88	0.007322	16.41	0.008097	16.94	0.008927	17.47	0.009814
15.89	0.007336	16.42	0.008112	16.95	0.008943	17.48	0.009832
15.90	0.007350	16.43	0.008127	16.96	0.008960	17.49	0.009849
15.91	0.007364	16.44	0.008143	16.97	0.008976	17.50	0.009866
15.92	0.007379	16.45	0.008158	16.98	0.008992	17.51	0.009884
15.93	0.007393	16.46	0.008173	16.99	0.009008	17.52	0.009901
15.94	0.007407	16.47	0.008188	17.00	0.009025	17.53	0.009918
15.95	0.007421	16.48	0.008204	17.01	0.009041	17.54	0.009936
15.96	0.007435	16.49	0.008219	17.02	0.009057	17.55	0.009953

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
17.56	0.009971	18.09	0.010927	18.62	0.011946	19.15	0.013028
17.57	0.009988	18.10	0.010946	18.63	0.011965	19.16	0.013049
17.58	0.010006	18.11	0.010964	18.64	0.011985	19.17	0.013070
17.59	0.010023	18.12	0.010983	18.65	0.012005	19.18	0.013091
17.60	0.010041	18.13	0.011002	18.66	0.012025	19.19	0.013112
17.61	0.010058	18.14	0.011021	18.67	0.012045	19.20	0.013134
17.62	0.010076	18.15	0.011039	18.68	0.012065	19.21	0.013155
17.63	0.010094	18.16	0.011058	18.69	0.012085	19.22	0.013176
17.64	0.010111	18.17	0.011077	18.70	0.012105	19.23	0.013197
17.65	0.010129	18.18	0.011096	18.71	0.012125	19.24	0.013218
17.66	0.010146	18.19	0.011114	18.72	0.012145	19.25	0.013240
17.67	0.010164	18.20	0.011133	18.73	0.012165	19.26	0.013261
17.68	0.010182	18.21	0.011152	18.74	0.012185	19.27	0.013282
17.69	0.010200	18.22	0.011171	18.75	0.012205	19.28	0.013304
17.70	0.010217	18.23	0.011190	18.76	0.012225	19.29	0.013325
17.71	0.010235	18.24	0.011209	18.77	0.012245	19.30	0.013346
17.72	0.010253	18.25	0.011228	18.78	0.012265	19.31	0.013368
17.73	0.010271	18.26	0.011247	18.79	0.012286	19.32	0.013389
17.74	0.010289	18.27	0.011266	18.80	0.012306	19.33	0.013411
17.75	0.010307	18.28	0.011285	18.81	0.012326	19.34	0.013432
17.76	0.010324	18.29	0.011304	18.82	0.012346	19.35	0.013454
17.77	0.010342	18.30	0.011323	18.83	0.012367	19.36	0.013475
17.78	0.010360	18.31	0.011342	18.84	0.012387	19.37	0.013497
17.79	0.010378	18.32	0.011361	18.85	0.012407	19.38	0.013518
17.80	0.010396	18.33	0.011380	18.86	0.012428	19.39	0.013540
17.81	0.010414	18.34	0.011400	18.87	0.012448	19.40	0.013562
17.82	0.010432	18.35	0.011419	18.88	0.012468	19.41	0.013583
17.83	0.010450	18.36	0.011438	18.89	0.012489	19.42	0.013605
17.84	0.010468	18.37	0.011457	18.90	0.012509	19.43	0.013627
17.85	0.010486	18.38	0.011477	18.91	0.012530	19.44	0.013648
17.86	0.010505	18.39	0.011496	18.92	0.012550	19.45	0.013670
17.87	0.010523	18.40	0.011515	18.93	0.012571	19.46	0.013692
17.88	0.010541	18.41	0.011534	18.94	0.012591	19.47	0.013714
17.89	0.010559	18.42	0.011554	18.95	0.012612	19.48	0.013736
17.90	0.010577	18.43	0.011573	18.96	0.012632	19.49	0.013757
17.91	0.010595	18.44	0.011593	18.97	0.012653	19.50	0.013779
17.92	0.010614	18.45	0.011612	18.98	0.012674	19.51	0.013801
17.93	0.010632	18.46	0.011631	18.99	0.012694	19.52	0.013823
17.94	0.010650	18.47	0.011651	19.00	0.012715	19.53	0.013845
17.95	0.010669	18.48	0.011670	19.01	0.012736	19.54	0.013867
17.96	0.010687	18.49	0.011690	19.02	0.012756	19.55	0.013889
17.97	0.010705	18.50	0.011709	19.03	0.012777	19.56	0.013911
17.98	0.010724	18.51	0.011729	19.04	0.012798	19.57	0.013933
17.99	0.010742	18.52	0.011749	19.05	0.012819	19.58	0.013955
18.00	0.010760	18.53	0.011768	19.06	0.012840	19.59	0.013977
18.01	0.010779	18.54	0.011788	19.07	0.012860	19.60	0.013999
18.02	0.010797	18.55	0.011807	19.08	0.012881	19.61	0.014022
18.03	0.010816	18.56	0.011827	19.09	0.012902	19.62	0.014044
18.04	0.010834	18.57	0.011847	19.10	0.012923	19.63	0.014066
18.05	0.010853	18.58	0.011866	19.11	0.012944	19.64	0.014088
18.06	0.010871	18.59	0.011886	19.12	0.012965	19.65	0.014110
18.07	0.010890	18.60	0.011906	19.13	0.012986	19.66	0.014133
18.08	0.010909	18.61	0.011926	19.14	0.013007	19.67	0.014155

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
19.68	0.014177	20.21	0.015395	20.74	0.016685	21.27	0.018049
19.69	0.014200	20.22	0.015419	20.75	0.016710	21.28	0.018076
19.70	0.014222	20.23	0.015443	20.76	0.016735	21.29	0.018102
19.71	0.014244	20.24	0.015467	20.77	0.016760	21.30	0.018129
19.72	0.014267	20.25	0.015490	20.78	0.016786	21.31	0.018155
19.73	0.014289	20.26	0.015514	20.79	0.016811	21.32	0.018182
19.74	0.014312	20.27	0.015538	20.80	0.016836	21.33	0.018208
19.75	0.014334	20.28	0.015562	20.81	0.016861	21.34	0.018235
19.76	0.014357	20.29	0.015586	20.82	0.016886	21.35	0.018262
19.77	0.014379	20.30	0.015609	20.83	0.016912	21.36	0.018288
19.78	0.014402	20.31	0.015633	20.84	0.016937	21.37	0.018315
19.79	0.014424	20.32	0.015657	20.85	0.016962	21.38	0.018342
19.80	0.014447	20.33	0.015681	20.86	0.016987	21.39	0.018368
19.81	0.014470	20.34	0.015705	20.87	0.017013	21.40	0.018395
19.82	0.014492	20.35	0.015729	20.88	0.017038	21.41	0.018422
19.83	0.014515	20.36	0.015753	20.89	0.017064	21.42	0.018449
19.84	0.014538	20.37	0.015777	20.90	0.017089	21.43	0.018476
19.85	0.014560	20.38	0.015801	20.91	0.017115	21.44	0.018503
19.86	0.014583	20.39	0.015825	20.92	0.017140	21.45	0.018530
19.87	0.014606	20.40	0.015849	20.93	0.017166	21.46	0.018557
19.88	0.014629	20.41	0.015874	20.94	0.017191	21.47	0.018584
19.89	0.014652	20.42	0.015898	20.95	0.017217	21.48	0.018611
19.90	0.014674	20.43	0.015922	20.96	0.017242	21.49	0.018638
19.91	0.014697	20.44	0.015946	20.97	0.017268	21.50	0.018665
19.92	0.014720	20.45	0.015971	20.98	0.017294	21.51	0.018692
19.93	0.014743	20.46	0.015995	20.99	0.017319	21.52	0.018719
19.94	0.014766	20.47	0.016019	21.00	0.017345	21.53	0.018746
19.95	0.014789	20.48	0.016043	21.01	0.017371	21.54	0.018773
19.96	0.014812	20.49	0.016068	21.02	0.017396	21.55	0.018800
19.97	0.014835	20.50	0.016092	21.03	0.017422	21.56	0.018828
19.98	0.014858	20.51	0.016117	21.04	0.017448	21.57	0.018855
19.99	0.014881	20.52	0.016141	21.05	0.017474	21.58	0.018882
20.00	0.014904	20.53	0.016165	21.06	0.017500	21.59	0.018910
20.01	0.014928	20.54	0.016190	21.07	0.017526	21.60	0.018937
20.02	0.014951	20.55	0.016214	21.08	0.017551	21.61	0.018964
20.03	0.014974	20.56	0.016239	21.09	0.017577	21.62	0.018992
20.04	0.014997	20.57	0.016264	21.10	0.017603	21.63	0.019019
20.05	0.015020	20.58	0.016288	21.11	0.017629	21.64	0.019047
20.06	0.015044	20.59	0.016313	21.12	0.017655	21.65	0.019074
20.07	0.015067	20.60	0.016337	21.13	0.017681	21.66	0.019102
20.08	0.015090	20.61	0.016362	21.14	0.017708	21.67	0.019129
20.09	0.015113	20.62	0.016387	21.15	0.017734	21.68	0.019157
20.10	0.015137	20.63	0.016412	21.16	0.017760	21.69	0.019184
20.11	0.015160	20.64	0.016436	21.17	0.017786	21.70	0.019212
20.12	0.015184	20.65	0.016461	21.18	0.017812	21.71	0.019240
20.13	0.015207	20.66	0.016486	21.19	0.017838	21.72	0.019267
20.14	0.015231	20.67	0.016511	21.20	0.017865	21.73	0.019295
20.15	0.015254	20.68	0.016536	21.21	0.017891	21.74	0.019323
20.16	0.015278	20.69	0.016560	21.22	0.017917	21.75	0.019350
20.17	0.015301	20.70	0.016585	21.23	0.017944	21.76	0.019378
20.18	0.015325	20.71	0.016610	21.24	0.017970	21.77	0.019406
20.19	0.015348	20.72	0.016635	21.25	0.017996	21.78	0.019434
20.20	0.015372	20.73	0.016660	21.26	0.018023	21.79	0.019462

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
21.80	0.019490	22.33	0.021010	22.86	0.022612	23.39	0.024299
21.81	0.019518	22.34	0.021039	22.87	0.022643	23.40	0.024332
21.82	0.019546	22.35	0.021069	22.88	0.022674	23.41	0.024364
21.83	0.019574	22.36	0.021098	22.89	0.022705	23.42	0.024397
21.84	0.019602	22.37	0.021128	22.90	0.022736	23.43	0.024430
21.85	0.019630	22.38	0.021157	22.91	0.022767	23.44	0.024463
21.86	0.019658	22.39	0.021187	22.92	0.022798	23.45	0.024495
21.87	0.019686	22.40	0.021217	22.93	0.022830	23.46	0.024528
21.88	0.019714	22.41	0.021246	22.94	0.022861	23.47	0.024561
21.89	0.019742	22.42	0.021276	22.95	0.022892	23.48	0.024594
21.90	0.019770	22.43	0.021306	22.96	0.022924	23.49	0.024627
21.91	0.019799	22.44	0.021335	22.97	0.022955	23.50	0.024660
21.92	0.019827	22.45	0.021365	22.98	0.022986	23.51	0.024693
21.93	0.019855	22.46	0.021395	22.99	0.023018	23.52	0.024726
21.94	0.019883	22.47	0.021425	23.00	0.023049	23.53	0.024759
21.95	0.019912	22.48	0.021455	23.01	0.023081	23.54	0.024792
21.96	0.019940	22.49	0.021485	23.02	0.023112	23.55	0.024825
21.97	0.019968	22.50	0.021514	23.03	0.023144	23.56	0.024859
21.98	0.019997	22.51	0.021544	23.04	0.023175	23.57	0.024892
21.99	0.020025	22.52	0.021574	23.05	0.023207	23.58	0.024925
22.00	0.020054	22.53	0.021604	23.06	0.023238	23.59	0.024958
22.01	0.020082	22.54	0.021634	23.07	0.023270	23.60	0.024992
22.02	0.020111	22.55	0.021665	23.08	0.023302	23.61	0.025025
22.03	0.020139	22.56	0.021695	23.09	0.023333	23.62	0.025058
22.04	0.020168	22.57	0.021725	23.10	0.023365	23.63	0.025092
22.05	0.020197	22.58	0.021755	23.11	0.023397	23.64	0.025125
22.06	0.020225	22.59	0.021785	23.12	0.023429	23.65	0.025159
22.07	0.020254	22.60	0.021815	23.13	0.023460	23.66	0.025192
22.08	0.020283	22.61	0.021846	23.14	0.023492	23.67	0.025226
22.09	0.020311	22.62	0.021876	23.15	0.023524	23.68	0.025259
22.10	0.020340	22.63	0.021906	23.16	0.023556	23.69	0.025293
22.11	0.020369	22.64	0.021937	23.17	0.023588	23.70	0.025326
22.12	0.020398	22.65	0.021967	23.18	0.023620	23.71	0.025360
22.13	0.020427	22.66	0.021997	23.19	0.023652	23.72	0.025394
22.14	0.020455	22.67	0.022028	23.20	0.023684	23.73	0.025427
22.15	0.020484	22.68	0.022058	23.21	0.023716	23.74	0.025461
22.16	0.020513	22.69	0.022089	23.22	0.023748	23.75	0.025495
22.17	0.020542	22.70	0.022119	23.23	0.023780	23.76	0.025529
22.18	0.020571	22.71	0.022150	23.24	0.023813	23.77	0.025562
22.19	0.020600	22.72	0.022180	23.25	0.023845	23.78	0.025596
22.20	0.020629	22.73	0.022211	23.26	0.023877	23.79	0.025630
22.21	0.020658	22.74	0.022242	23.27	0.023909	23.80	0.025664
22.22	0.020688	22.75	0.022272	23.28	0.023942	23.81	0.025698
22.23	0.020717	22.76	0.022303	23.29	0.023974	23.82	0.025732
22.24	0.020746	22.77	0.022334	23.30	0.024006	23.83	0.025766
22.25	0.020775	22.78	0.022365	23.31	0.024039	23.84	0.025800
22.26	0.020804	22.79	0.022395	23.32	0.024071	23.85	0.025834
22.27	0.020834	22.80	0.022426	23.33	0.024104	23.86	0.025868
22.28	0.020863	22.81	0.022457	23.34	0.024136	23.87	0.025903
22.29	0.020892	22.82	0.022488	23.35	0.024169	23.88	0.025937
22.30	0.020921	22.83	0.022519	23.36	0.024201	23.89	0.025971
22.31	0.020951	22.84	0.022550	23.37	0.024234	23.90	0.026005
22.32	0.020980	22.85	0.022581	23.38	0.024266	23.91	0.026040

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
23.92	0.026074	24.45	0.027940	24.98	0.029900	25.51	0.031956
23.93	0.026108	24.46	0.027976	24.99	0.029937	25.52	0.031996
23.94	0.026143	24.47	0.028012	25.00	0.029975	25.53	0.032036
23.95	0.026177	24.48	0.028048	25.01	0.030013	25.54	0.032076
23.96	0.026212	24.49	0.028084	25.02	0.030051	25.55	0.032116
23.97	0.026246	24.50	0.028121	25.03	0.030089	25.56	0.032155
23.98	0.026281	24.51	0.028157	25.04	0.030127	25.57	0.032195
23.99	0.026315	24.52	0.028193	25.05	0.030166	25.58	0.032235
24.00	0.026350	24.53	0.028229	25.06	0.030204	25.59	0.032275
24.01	0.026384	24.54	0.028266	25.07	0.030242	25.60	0.032315
24.02	0.026419	24.55	0.028302	25.08	0.030280	25.61	0.032356
24.03	0.026454	24.56	0.028339	25.09	0.030318	25.62	0.032396
24.04	0.026488	24.57	0.028375	25.10	0.030357	25.63	0.032436
24.05	0.026523	24.58	0.028412	25.11	0.030395	25.64	0.032476
24.06	0.026558	24.59	0.028448	25.12	0.030433	25.65	0.032516
24.07	0.026593	24.60	0.028485	25.13	0.030472	25.66	0.032556
24.08	0.026627	24.61	0.028521	25.14	0.030510	25.67	0.032597
24.09	0.026662	24.62	0.028558	25.15	0.030549	25.68	0.032637
24.10	0.026697	24.63	0.028595	25.16	0.030587	25.69	0.032677
24.11	0.026732	24.64	0.028631	25.17	0.030626	25.70	0.032718
24.12	0.026767	24.65	0.028668	25.18	0.030664	25.71	0.032758
24.13	0.026802	24.66	0.028705	25.19	0.030703	25.72	0.032799
24.14	0.026837	24.67	0.028742	25.20	0.030741	25.73	0.032839
24.15	0.026872	24.68	0.028779	25.21	0.030780	25.74	0.032880
24.16	0.026907	24.69	0.028815	25.22	0.030819	25.75	0.032920
24.17	0.026943	24.70	0.028852	25.23	0.030857	25.76	0.032961
24.18	0.026978	24.71	0.028889	25.24	0.030896	25.77	0.033002
24.19	0.027013	24.72	0.028926	25.25	0.030935	25.78	0.033042
24.20	0.027048	24.73	0.028963	25.26	0.030974	25.79	0.033083
24.21	0.027083	24.74	0.029000	25.27	0.031013	25.80	0.033124
24.22	0.027119	24.75	0.029037	25.28	0.031052	25.81	0.033165
24.23	0.027154	24.76	0.029074	25.29	0.031091	25.82	0.033206
24.24	0.027189	24.77	0.029112	25.30	0.031130	25.83	0.033246
24.25	0.027225	24.78	0.029149	25.31	0.031169	25.84	0.033287
24.26	0.027260	24.79	0.029186	25.32	0.031208	25.85	0.033328
24.27	0.027296	24.80	0.029223	25.33	0.031247	25.86	0.033369
24.28	0.027331	24.81	0.029260	25.34	0.031286	25.87	0.033410
24.29	0.027367	24.82	0.029298	25.35	0.031325	25.88	0.033451
24.30	0.027402	24.83	0.029335	25.36	0.031364	25.89	0.033493
24.31	0.027438	24.84	0.029373	25.37	0.031403	25.90	0.033534
24.32	0.027474	24.85	0.029410	25.38	0.031443	25.91	0.033575
24.33	0.027509	24.86	0.029447	25.39	0.031482	25.92	0.033616
24.34	0.027545	24.87	0.029485	25.40	0.031521	25.93	0.033657
24.35	0.027581	24.88	0.029522	25.41	0.031561	25.94	0.033699
24.36	0.027616	24.89	0.029560	25.42	0.031600	25.95	0.033740
24.37	0.027652	24.90	0.029598	25.43	0.031639	25.96	0.033781
24.38	0.027688	24.91	0.029635	25.44	0.031679	25.97	0.033823
24.39	0.027724	24.92	0.029673	25.45	0.031718	25.98	0.033864
24.40	0.027760	24.93	0.029711	25.46	0.031758	25.99	0.033905
24.41	0.027796	24.94	0.029748	25.47	0.031798	26.00	0.033947
24.42	0.027832	24.95	0.029786	25.48	0.031837	26.01	0.033989
24.43	0.027868	24.96	0.029824	25.49	0.031877	26.02	0.034030
24.44	0.027904	24.97	0.029862	25.50	0.031917	26.03	0.034072

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
26.04	0.034113	26.57	0.036374	27.10	0.038742	27.63	0.041220
26.05	0.034155	26.58	0.036418	27.11	0.038787	27.64	0.041268
26.06	0.034197	26.59	0.036461	27.12	0.038833	27.65	0.041316
26.07	0.034239	26.60	0.036505	27.13	0.038879	27.66	0.041363
26.08	0.034280	26.61	0.036549	27.14	0.038925	27.67	0.041411
26.09	0.034322	26.62	0.036593	27.15	0.038971	27.68	0.041459
26.10	0.034364	26.63	0.036637	27.16	0.039017	27.69	0.041507
26.11	0.034406	26.64	0.036680	27.17	0.039063	27.70	0.041556
26.12	0.034448	26.65	0.036724	27.18	0.039109	27.71	0.041604
26.13	0.034490	26.66	0.036768	27.19	0.039155	27.72	0.041652
26.14	0.034532	26.67	0.036812	27.20	0.039201	27.73	0.041700
26.15	0.034574	26.68	0.036856	27.21	0.039247	27.74	0.041748
26.16	0.034616	26.69	0.036901	27.22	0.039293	27.75	0.041797
26.17	0.034658	26.70	0.036945	27.23	0.039339	27.76	0.041845
26.18	0.034700	26.71	0.036989	27.24	0.039385	27.77	0.041893
26.19	0.034742	26.72	0.037033	27.25	0.039432	27.78	0.041942
26.20	0.034785	26.73	0.037077	27.26	0.039478	27.79	0.041990
26.21	0.034827	26.74	0.037122	27.27	0.039524	27.80	0.042039
26.22	0.034869	26.75	0.037166	27.28	0.039571	27.81	0.042087
26.23	0.034912	26.76	0.037210	27.29	0.039617	27.82	0.042136
26.24	0.034954	26.77	0.037255	27.30	0.039664	27.83	0.042184
26.25	0.034996	26.78	0.037299	27.31	0.039710	27.84	0.042233
26.26	0.035039	26.79	0.037344	27.32	0.039757	27.85	0.042282
26.27	0.035081	26.80	0.037388	27.33	0.039803	27.86	0.042330
26.28	0.035124	26.81	0.037433	27.34	0.039850	27.87	0.042379
26.29	0.035167	26.82	0.037477	27.35	0.039897	27.88	0.042428
26.30	0.035209	26.83	0.037522	27.36	0.039943	27.89	0.042477
26.31	0.035252	26.84	0.037567	27.37	0.039990	27.90	0.042526
26.32	0.035295	26.85	0.037611	27.38	0.040037	27.91	0.042575
26.33	0.035337	26.86	0.037656	27.39	0.040084	27.92	0.042624
26.34	0.035380	26.87	0.037701	27.40	0.040131	27.93	0.042673
26.35	0.035423	26.88	0.037746	27.41	0.040177	27.94	0.042722
26.36	0.035466	26.89	0.037790	27.42	0.040224	27.95	0.042771
26.37	0.035509	26.90	0.037835	27.43	0.040271	27.96	0.042820
26.38	0.035551	26.91	0.037880	27.44	0.040318	27.97	0.042869
26.39	0.035594	26.92	0.037925	27.45	0.040366	27.98	0.042919
26.40	0.035637	26.93	0.037970	27.46	0.040413	27.99	0.042968
26.41	0.035680	26.94	0.038015	27.47	0.040460	28.00	0.043017
26.42	0.035723	26.95	0.038060	27.48	0.040507	28.01	0.043067
26.43	0.035767	26.96	0.038106	27.49	0.040554	28.02	0.043116
26.44	0.035810	26.97	0.038151	27.50	0.040602	28.03	0.043165
26.45	0.035853	26.98	0.038196	27.51	0.040649	28.04	0.043215
26.46	0.035896	26.99	0.038241	27.52	0.040696	28.05	0.043264
26.47	0.035939	27.00	0.038287	27.53	0.040744	28.06	0.043314
26.48	0.035983	27.01	0.038332	27.54	0.040791	28.07	0.043364
26.49	0.036026	27.02	0.038377	27.55	0.040838	28.08	0.043413
26.50	0.036069	27.03	0.038423	27.56	0.040886	28.09	0.043463
26.51	0.036113	27.04	0.038468	27.57	0.040934	28.10	0.043513
26.52	0.036156	27.05	0.038514	27.58	0.040981	28.11	0.043563
26.53	0.036200	27.06	0.038559	27.59	0.041029	28.12	0.043612
26.54	0.036243	27.07	0.038605	27.60	0.041076	28.13	0.043662
26.55	0.036287	27.08	0.038650	27.61	0.041124	28.14	0.043712
26.56	0.036330	27.09	0.038696	27.62	0.041172	28.15	0.043762

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
28.16	0.043812	28.69	0.046522	29.22	0.049354	29.75	0.052312
28.17	0.043862	28.70	0.046575	29.23	0.049409	29.76	0.052369
28.18	0.043912	28.71	0.046627	29.24	0.049463	29.77	0.052426
28.19	0.043962	28.72	0.046679	29.25	0.049518	29.78	0.052483
28.20	0.044012	28.73	0.046732	29.26	0.049573	29.79	0.052540
28.21	0.044063	28.74	0.046784	29.27	0.049628	29.80	0.052597
28.22	0.044113	28.75	0.046837	29.28	0.049683	29.81	0.052655
28.23	0.044163	28.76	0.046889	29.29	0.049737	29.82	0.052712
28.24	0.044213	28.77	0.046942	29.30	0.049792	29.83	0.052769
28.25	0.044264	28.78	0.046994	29.31	0.049847	29.84	0.052827
28.26	0.044314	28.79	0.047047	29.32	0.049902	29.85	0.052884
28.27	0.044365	28.80	0.047100	29.33	0.049957	29.86	0.052942
28.28	0.044415	28.81	0.047153	29.34	0.050013	29.87	0.052999
28.29	0.044466	28.82	0.047205	29.35	0.050068	29.88	0.053057
28.30	0.044516	28.83	0.047258	29.36	0.050123	29.89	0.053114
28.31	0.044567	28.84	0.047311	29.37	0.050178	29.90	0.053172
28.32	0.044618	28.85	0.047364	29.38	0.050234	29.91	0.053230
28.33	0.044668	28.86	0.047417	29.39	0.050289	29.92	0.053288
28.34	0.044719	28.87	0.047470	29.40	0.050344	29.93	0.053345
28.35	0.044770	28.88	0.047523	29.41	0.050400	29.94	0.053403
28.36	0.044821	28.89	0.047576	29.42	0.050455	29.95	0.053461
28.37	0.044872	28.90	0.047630	29.43	0.050511	29.96	0.053519
28.38	0.044923	28.91	0.047683	29.44	0.050566	29.97	0.053577
28.39	0.044973	28.92	0.047736	29.45	0.050622	29.98	0.053635
28.40	0.045024	28.93	0.047789	29.46	0.050678	29.99	0.053693
28.41	0.045076	28.94	0.047843	29.47	0.050733	30.00	0.053751
28.42	0.045127	28.95	0.047896	29.48	0.050789	30.01	0.053810
28.43	0.045178	28.96	0.047949	29.49	0.050845	30.02	0.053868
28.44	0.045229	28.97	0.048003	29.50	0.050901	30.03	0.053926
28.45	0.045280	28.98	0.048056	29.51	0.050957	30.04	0.053985
28.46	0.045331	28.99	0.048110	29.52	0.051012	30.05	0.054043
28.47	0.045383	29.00	0.048164	29.53	0.051068	30.06	0.054101
28.48	0.045434	29.01	0.048217	29.54	0.051124	30.07	0.054160
28.49	0.045485	29.02	0.048271	29.55	0.051181	30.08	0.054218
28.50	0.045537	29.03	0.048325	29.56	0.051237	30.09	0.054277
28.51	0.045588	29.04	0.048378	29.57	0.051293	30.10	0.054336
28.52	0.045640	29.05	0.048432	29.58	0.051349	30.11	0.054394
28.53	0.045691	29.06	0.048486	29.59	0.051405	30.12	0.054453
28.54	0.045743	29.07	0.048540	29.60	0.051462	30.13	0.054512
28.55	0.045795	29.08	0.048594	29.61	0.051518	30.14	0.054571
28.56	0.045846	29.09	0.048648	29.62	0.051574	30.15	0.054629
28.57	0.045898	29.10	0.048702	29.63	0.051631	30.16	0.054688
28.58	0.045950	29.11	0.048756	29.64	0.051687	30.17	0.054747
28.59	0.046002	29.12	0.048810	29.65	0.051744	30.18	0.054806
28.60	0.046054	29.13	0.048864	29.66	0.051800	30.19	0.054865
28.61	0.046105	29.14	0.048919	29.67	0.051857	30.20	0.054924
28.62	0.046157	29.15	0.048973	29.68	0.051914	30.21	0.054984
28.63	0.046209	29.16	0.049027	29.69	0.051970	30.22	0.055043
28.64	0.046261	29.17	0.049082	29.70	0.052027	30.23	0.055102
28.65	0.046313	29.18	0.049136	29.71	0.052084	30.24	0.055161
28.66	0.046366	29.19	0.049190	29.72	0.052141	30.25	0.055221
28.67	0.046418	29.20	0.049245	29.73	0.052198	30.26	0.055280
28.68	0.046470	29.21	0.049300	29.74	0.052255	30.27	0.055339

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
30.28	0.055399	30.81	0.058620	31.34	0.061980	31.87	0.065483
30.29	0.055458	30.82	0.058682	31.35	0.062045	31.88	0.065550
30.30	0.055518	30.83	0.058745	31.36	0.062110	31.89	0.065618
30.31	0.055578	30.84	0.058807	31.37	0.062174	31.90	0.065685
30.32	0.055637	30.85	0.058869	31.38	0.062239	31.91	0.065753
30.33	0.055697	30.86	0.058931	31.39	0.062304	31.92	0.065820
30.34	0.055757	30.87	0.058994	31.40	0.062369	31.93	0.065888
30.35	0.055817	30.88	0.059056	31.41	0.062434	31.94	0.065956
30.36	0.055877	30.89	0.059118	31.42	0.062499	31.95	0.066024
30.37	0.055936	30.90	0.059181	31.43	0.062565	31.96	0.066092
30.38	0.055996	30.91	0.059243	31.44	0.062630	31.97	0.066160
30.39	0.056056	30.92	0.059306	31.45	0.062695	31.98	0.066228
30.40	0.056116	30.93	0.059369	31.46	0.062760	31.99	0.066296
30.41	0.056177	30.94	0.059431	31.47	0.062826	32.00	0.066364
30.42	0.056237	30.95	0.059494	31.48	0.062891	32.01	0.066432
30.43	0.056297	30.96	0.059557	31.49	0.062957	32.02	0.066500
30.44	0.056357	30.97	0.059620	31.50	0.063022	32.03	0.066569
30.45	0.056417	30.98	0.059683	31.51	0.063088	32.04	0.066637
30.46	0.056478	30.99	0.059746	31.52	0.063153	32.05	0.066705
30.47	0.056538	31.00	0.059809	31.53	0.063219	32.06	0.066774
30.48	0.056599	31.01	0.059872	31.54	0.063285	32.07	0.066842
30.49	0.056659	31.02	0.059935	31.55	0.063350	32.08	0.066911
30.50	0.056720	31.03	0.059998	31.56	0.063416	32.09	0.066979
30.51	0.056780	31.04	0.060061	31.57	0.063482	32.10	0.067048
30.52	0.056841	31.05	0.060124	31.58	0.063548	32.11	0.067117
30.53	0.056901	31.06	0.060188	31.59	0.063614	32.12	0.067186
30.54	0.056962	31.07	0.060251	31.60	0.063680	32.13	0.067254
30.55	0.057023	31.08	0.060314	31.61	0.063746	32.14	0.067323
30.56	0.057084	31.09	0.060378	31.62	0.063812	32.15	0.067392
30.57	0.057145	31.10	0.060441	31.63	0.063878	32.16	0.067461
30.58	0.057206	31.11	0.060505	31.64	0.063945	32.17	0.067530
30.59	0.057267	31.12	0.060568	31.65	0.064011	32.18	0.067599
30.60	0.057328	31.13	0.060632	31.66	0.064077	32.19	0.067668
30.61	0.057389	31.14	0.060696	31.67	0.064144	32.20	0.067738
30.62	0.057450	31.15	0.060759	31.68	0.064210	32.21	0.067807
30.63	0.057511	31.16	0.060823	31.69	0.064277	32.22	0.067876
30.64	0.057572	31.17	0.060887	31.70	0.064343	32.23	0.067945
30.65	0.057633	31.18	0.060951	31.71	0.064410	32.24	0.068015
30.66	0.057695	31.19	0.061015	31.72	0.064476	32.25	0.068084
30.67	0.057756	31.20	0.061079	31.73	0.064543	32.26	0.068154
30.68	0.057818	31.21	0.061143	31.74	0.064610	32.27	0.068223
30.69	0.057879	31.22	0.061207	31.75	0.064677	32.28	0.068293
30.70	0.057940	31.23	0.061271	31.76	0.064744	32.29	0.068363
30.71	0.058002	31.24	0.061335	31.77	0.064811	32.30	0.068432
30.72	0.058064	31.25	0.061400	31.78	0.064877	32.31	0.068502
30.73	0.058125	31.26	0.061464	31.79	0.064944	32.32	0.068572
30.74	0.058187	31.27	0.061528	31.80	0.065012	32.33	0.068642
30.75	0.058249	31.28	0.061593	31.81	0.065079	32.34	0.068712
30.76	0.058311	31.29	0.061657	31.82	0.065146	32.35	0.068782
30.77	0.058372	31.30	0.061721	31.83	0.065213	32.36	0.068852
30.78	0.058434	31.31	0.061786	31.84	0.065280	32.37	0.068922
30.79	0.058496	31.32	0.061851	31.85	0.065348	32.38	0.068992
30.80	0.058558	31.33	0.061915	31.86	0.065415	32.39	0.069062

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
32.40	0.069133	32.93	0.072935	33.46	0.076895	33.99	0.081017
32.41	0.069203	32.94	0.073008	33.47	0.076971	34.00	0.081097
32.42	0.069273	32.95	0.073082	33.48	0.077047	34.01	0.081176
32.43	0.069344	32.96	0.073155	33.49	0.077124	34.02	0.081256
32.44	0.069414	32.97	0.073228	33.50	0.077200	34.03	0.081335
32.45	0.069485	32.98	0.073302	33.51	0.077277	34.04	0.081415
32.46	0.069555	32.99	0.073375	33.52	0.077353	34.05	0.081494
32.47	0.069626	33.00	0.073449	33.53	0.077430	34.06	0.081574
32.48	0.069697	33.01	0.073523	33.54	0.077507	34.07	0.081654
32.49	0.069767	33.02	0.073596	33.55	0.077583	34.08	0.081734
32.50	0.069838	33.03	0.073670	33.56	0.077660	34.09	0.081814
32.51	0.069909	33.04	0.073744	33.57	0.077737	34.10	0.081894
32.52	0.069980	33.05	0.073818	33.58	0.077814	34.11	0.081974
32.53	0.070051	33.06	0.073892	33.59	0.077891	34.12	0.082054
32.54	0.070122	33.07	0.073966	33.60	0.077968	34.13	0.082134
32.55	0.070193	33.08	0.074040	33.61	0.078045	34.14	0.082214
32.56	0.070264	33.09	0.074114	33.62	0.078122	34.15	0.082294
32.57	0.070335	33.10	0.074188	33.63	0.078199	34.16	0.082375
32.58	0.070407	33.11	0.074262	33.64	0.078276	34.17	0.082455
32.59	0.070478	33.12	0.074336	33.65	0.078354	34.18	0.082536
32.60	0.070549	33.13	0.074411	33.66	0.078431	34.19	0.082616
32.61	0.070621	33.14	0.074485	33.67	0.078509	34.20	0.082697
32.62	0.070692	33.15	0.074559	33.68	0.078586	34.21	0.082777
32.63	0.070764	33.16	0.074634	33.69	0.078664	34.22	0.082858
32.64	0.070835	33.17	0.074708	33.70	0.078741	34.23	0.082939
32.65	0.070907	33.18	0.074783	33.71	0.078819	34.24	0.083020
32.66	0.070979	33.19	0.074858	33.72	0.078897	34.25	0.083100
32.67	0.071050	33.20	0.074932	33.73	0.078974	34.26	0.083181
32.68	0.071122	33.21	0.075007	33.74	0.079052	34.27	0.083262
32.69	0.071194	33.22	0.075082	33.75	0.079130	34.28	0.083344
32.70	0.071266	33.23	0.075157	33.76	0.079208	34.29	0.083425
32.71	0.071338	33.24	0.075232	33.77	0.079286	34.30	0.083506
32.72	0.071410	33.25	0.075307	33.78	0.079364	34.31	0.083587
32.73	0.071482	33.26	0.075382	33.79	0.079442	34.32	0.083668
32.74	0.071554	33.27	0.075457	33.80	0.079520	34.33	0.083750
32.75	0.071626	33.28	0.075532	33.81	0.079599	34.34	0.083831
32.76	0.071699	33.29	0.075607	33.82	0.079677	34.35	0.083913
32.77	0.071771	33.30	0.075683	33.83	0.079755	34.36	0.083994
32.78	0.071843	33.31	0.075758	33.84	0.079834	34.37	0.084076
32.79	0.071916	33.32	0.075833	33.85	0.079912	34.38	0.084157
32.80	0.071988	33.33	0.075909	33.86	0.079991	34.39	0.084239
32.81	0.072061	33.34	0.075984	33.87	0.080069	34.40	0.084321
32.82	0.072133	33.35	0.076060	33.88	0.080148	34.41	0.084403
32.83	0.072206	33.36	0.076135	33.89	0.080227	34.42	0.084485
32.84	0.072278	33.37	0.076211	33.90	0.080305	34.43	0.084567
32.85	0.072351	33.38	0.076287	33.91	0.080384	34.44	0.084649
32.86	0.072424	33.39	0.076363	33.92	0.080463	34.45	0.084731
32.87	0.072497	33.40	0.076439	33.93	0.080542	34.46	0.084813
32.88	0.072570	33.41	0.076514	33.94	0.080621	34.47	0.084895
32.89	0.072643	33.42	0.076590	33.95	0.080700	34.48	0.084978
32.90	0.072716	33.43	0.076666	33.96	0.080779	34.49	0.085060
32.91	0.072789	33.44	0.076743	33.97	0.080859	34.50	0.085142
32.92	0.072862	33.45	0.076819	33.98	0.080938	34.51	0.085225

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
34.52	0.085307	35.05	0.089771	35.58	0.094414	36.11	0.099242
34.53	0.085390	35.06	0.089857	35.59	0.094503	36.12	0.099334
34.54	0.085473	35.07	0.089943	35.60	0.094592	36.13	0.099427
34.55	0.085555	35.08	0.090029	35.61	0.094682	36.14	0.099520
34.56	0.085638	35.09	0.090115	35.62	0.094772	36.15	0.099614
34.57	0.085721	35.10	0.090201	35.63	0.094861	36.16	0.099707
34.58	0.085804	35.11	0.090287	35.64	0.094951	36.17	0.099800
34.59	0.085887	35.12	0.090374	35.65	0.095041	36.18	0.099893
34.60	0.085970	35.13	0.090460	35.66	0.095130	36.19	0.099987
34.61	0.086053	35.14	0.090547	35.67	0.095220	36.20	0.100080
34.62	0.086136	35.15	0.090633	35.68	0.095310	36.21	0.100174
34.63	0.086219	35.16	0.090720	35.69	0.095400	36.22	0.100267
34.64	0.086303	35.17	0.090806	35.70	0.095490	36.23	0.100361
34.65	0.086386	35.18	0.090893	35.71	0.095581	36.24	0.100455
34.66	0.086469	35.19	0.090980	35.72	0.095671	36.25	0.100548
34.67	0.086553	35.20	0.091067	35.73	0.095761	36.26	0.100642
34.68	0.086636	35.21	0.091153	35.74	0.095851	36.27	0.100736
34.69	0.086720	35.22	0.091240	35.75	0.095942	36.28	0.100830
34.70	0.086804	35.23	0.091327	35.76	0.096032	36.29	0.100924
34.71	0.086887	35.24	0.091414	35.77	0.096123	36.30	0.101019
34.72	0.086971	35.25	0.091502	35.78	0.096213	36.31	0.101113
34.73	0.087055	35.26	0.091589	35.79	0.096304	36.32	0.101207
34.74	0.087139	35.27	0.091676	35.80	0.096395	36.33	0.101301
34.75	0.087223	35.28	0.091763	35.81	0.096486	36.34	0.101396
34.76	0.087307	35.29	0.091851	35.82	0.096577	36.35	0.101490
34.77	0.087391	35.30	0.091938	35.83	0.096668	36.36	0.101585
34.78	0.087475	35.31	0.092026	35.84	0.096759	36.37	0.101679
34.79	0.087559	35.32	0.092113	35.85	0.096850	36.38	0.101774
34.80	0.087644	35.33	0.092201	35.86	0.096941	36.39	0.101869
34.81	0.087728	35.34	0.092289	35.87	0.097032	36.40	0.101964
34.82	0.087812	35.35	0.092377	35.88	0.097123	36.41	0.102059
34.83	0.087897	35.36	0.092464	35.89	0.097215	36.42	0.102154
34.84	0.087981	35.37	0.092552	35.90	0.097306	36.43	0.102249
34.85	0.088066	35.38	0.092640	35.91	0.097398	36.44	0.102344
34.86	0.088151	35.39	0.092728	35.92	0.097489	36.45	0.102439
34.87	0.088235	35.40	0.092816	35.93	0.097581	36.46	0.102534
34.88	0.088320	35.41	0.092905	35.94	0.097672	36.47	0.102630
34.89	0.088405	35.42	0.092993	35.95	0.097764	36.48	0.102725
34.90	0.088490	35.43	0.093081	35.96	0.097856	36.49	0.102820
34.91	0.088575	35.44	0.093170	35.97	0.097948	36.50	0.102916
34.92	0.088660	35.45	0.093258	35.98	0.098040	36.51	0.103011
34.93	0.088745	35.46	0.093347	35.99	0.098132	36.52	0.103107
34.94	0.088830	35.47	0.093435	36.00	0.098224	36.53	0.103203
34.95	0.088915	35.48	0.093524	36.01	0.098316	36.54	0.103299
34.96	0.089001	35.49	0.093612	36.02	0.098408	36.55	0.103395
34.97	0.089086	35.50	0.093701	36.03	0.098501	36.56	0.103491
34.98	0.089171	35.51	0.093790	36.04	0.098593	36.57	0.103587
34.99	0.089257	35.52	0.093879	36.05	0.098685	36.58	0.103683
35.00	0.089342	35.53	0.093968	36.06	0.098778	36.59	0.103779
35.01	0.089428	35.54	0.094057	36.07	0.098871	36.60	0.103875
35.02	0.089514	35.55	0.094146	36.08	0.098963	36.61	0.103971
35.03	0.089599	35.56	0.094235	36.09	0.099056	36.62	0.104068
35.04	0.089685	35.57	0.094324	36.10	0.099149	36.63	0.104164

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
36.64	0.104261	37.17	0.109477	37.70	0.114899	38.23	0.120531
36.65	0.104357	37.18	0.109578	37.71	0.115003	38.24	0.120640
36.66	0.104454	37.19	0.109678	37.72	0.115107	38.25	0.120748
36.67	0.104551	37.20	0.109779	37.73	0.115212	38.26	0.120857
36.68	0.104647	37.21	0.109879	37.74	0.115316	38.27	0.120965
36.69	0.104744	37.22	0.109980	37.75	0.115421	38.28	0.121074
36.70	0.104841	37.23	0.110081	37.76	0.115526	38.29	0.121182
36.71	0.104938	37.24	0.110182	37.77	0.115630	38.30	0.121291
36.72	0.105035	37.25	0.110283	37.78	0.115735	38.31	0.121400
36.73	0.105132	37.26	0.110383	37.79	0.115840	38.32	0.121509
36.74	0.105230	37.27	0.110485	37.80	0.115945	38.33	0.121618
36.75	0.105327	37.28	0.110586	37.81	0.116050	38.34	0.121727
36.76	0.105424	37.29	0.110687	37.82	0.116155	38.35	0.121837
36.77	0.105522	37.30	0.110788	37.83	0.116260	38.36	0.121946
36.78	0.105619	37.31	0.110889	37.84	0.116366	38.37	0.122055
36.79	0.105717	37.32	0.110991	37.85	0.116471	38.38	0.122165
36.80	0.105814	37.33	0.111092	37.86	0.116576	38.39	0.122274
36.81	0.105912	37.34	0.111194	37.87	0.116682	38.40	0.122384
36.82	0.106010	37.35	0.111295	37.88	0.116788	38.41	0.122493
36.83	0.106108	37.36	0.111397	37.89	0.116893	38.42	0.122603
36.84	0.106206	37.37	0.111499	37.90	0.116999	38.43	0.122713
36.85	0.106304	37.38	0.111601	37.91	0.117105	38.44	0.122823
36.86	0.106402	37.39	0.111703	37.92	0.117211	38.45	0.122933
36.87	0.106500	37.40	0.111805	37.93	0.117317	38.46	0.123043
36.88	0.106598	37.41	0.111907	37.94	0.117423	38.47	0.123153
36.89	0.106696	37.42	0.112009	37.95	0.117529	38.48	0.123263
36.90	0.106795	37.43	0.112111	37.96	0.117635	38.49	0.123374
36.91	0.106893	37.44	0.112213	37.97	0.117741	38.50	0.123484
36.92	0.106992	37.45	0.112316	37.98	0.117848	38.51	0.123595
36.93	0.107090	37.46	0.112418	37.99	0.117954	38.52	0.123705
36.94	0.107189	37.47	0.112521	38.00	0.118061	38.53	0.123816
36.95	0.107288	37.48	0.112623	38.01	0.118167	38.54	0.123927
36.96	0.107386	37.49	0.112726	38.02	0.118274	38.55	0.124037
36.97	0.107485	37.50	0.112829	38.03	0.118380	38.56	0.124148
36.98	0.107584	37.51	0.112931	38.04	0.118487	38.57	0.124259
36.99	0.107683	37.52	0.113034	38.05	0.118594	38.58	0.124370
37.00	0.107782	37.53	0.113137	38.06	0.118701	38.59	0.124481
37.01	0.107881	37.54	0.113240	38.07	0.118808	38.60	0.124592
37.02	0.107981	37.55	0.113343	38.08	0.118915	38.61	0.124704
37.03	0.108080	37.56	0.113446	38.09	0.119022	38.62	0.124815
37.04	0.108179	37.57	0.113550	38.10	0.119130	38.63	0.124926
37.05	0.108279	37.58	0.113653	38.11	0.119237	38.64	0.125038
37.06	0.108378	37.59	0.113756	38.12	0.119344	38.65	0.125150
37.07	0.108478	37.60	0.113860	38.13	0.119452	38.66	0.125261
37.08	0.108577	37.61	0.113963	38.14	0.119560	38.67	0.125373
37.09	0.108677	37.62	0.114067	38.15	0.119667	38.68	0.125485
37.10	0.108777	37.63	0.114171	38.16	0.119775	38.69	0.125597
37.11	0.108877	37.64	0.114275	38.17	0.119883	38.70	0.125709
37.12	0.108977	37.65	0.114378	38.18	0.119991	38.71	0.125821
37.13	0.109077	37.66	0.114482	38.19	0.120099	38.72	0.125933
37.14	0.109177	37.67	0.114586	38.20	0.120207	38.73	0.126045
37.15	0.109277	37.68	0.114690	38.21	0.120315	38.74	0.126157
37.16	0.109377	37.69	0.114794	38.22	0.120423	38.75	0.126270

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
38.76	0.126382	39.29	0.132459	39.82	0.138770	40.35	0.145323
38.77	0.126495	39.30	0.132576	39.83	0.138891	40.36	0.145449
38.78	0.126607	39.31	0.132693	39.84	0.139013	40.37	0.145575
38.79	0.126720	39.32	0.132810	39.85	0.139134	40.38	0.145701
38.80	0.126833	39.33	0.132927	39.86	0.139256	40.39	0.145827
38.81	0.126946	39.34	0.133044	39.87	0.139378	40.40	0.145954
38.82	0.127059	39.35	0.133162	39.88	0.139500	40.41	0.146080
38.83	0.127172	39.36	0.133279	39.89	0.139621	40.42	0.146207
38.84	0.127285	39.37	0.133397	39.90	0.139743	40.43	0.146333
38.85	0.127398	39.38	0.133514	39.91	0.139865	40.44	0.146460
38.86	0.127511	39.39	0.133632	39.92	0.139988	40.45	0.146587
38.87	0.127625	39.40	0.133750	39.93	0.140110	40.46	0.146714
38.88	0.127738	39.41	0.133867	39.94	0.140232	40.47	0.146841
38.89	0.127852	39.42	0.133985	39.95	0.140355	40.48	0.146968
38.90	0.127965	39.43	0.134103	39.96	0.140477	40.49	0.147095
38.91	0.128079	39.44	0.134221	39.97	0.140600	40.50	0.147222
38.92	0.128193	39.45	0.134339	39.98	0.140722	40.51	0.147350
38.93	0.128306	39.46	0.134458	39.99	0.140845	40.52	0.147477
38.94	0.128420	39.47	0.134576	40.00	0.140968	40.53	0.147605
38.95	0.128534	39.48	0.134694	40.01	0.141091	40.54	0.147732
38.96	0.128648	39.49	0.134813	40.02	0.141214	40.55	0.147860
38.97	0.128763	39.50	0.134931	40.03	0.141337	40.56	0.147988
38.98	0.128877	39.51	0.135050	40.04	0.141460	40.57	0.148116
38.99	0.128991	39.52	0.135169	40.05	0.141583	40.58	0.148244
39.00	0.129106	39.53	0.135288	40.06	0.141707	40.59	0.148372
39.01	0.129220	39.54	0.135406	40.07	0.141830	40.60	0.148500
39.02	0.129335	39.55	0.135525	40.08	0.141954	40.61	0.148628
39.03	0.129449	39.56	0.135644	40.09	0.142077	40.62	0.148757
39.04	0.129564	39.57	0.135764	40.10	0.142201	40.63	0.148885
39.05	0.129679	39.58	0.135883	40.11	0.142325	40.64	0.149014
39.06	0.129794	39.59	0.136002	40.12	0.142449	40.65	0.149142
39.07	0.129909	39.60	0.136122	40.13	0.142573	40.66	0.149271
39.08	0.130024	39.61	0.136241	40.14	0.142697	40.67	0.149400
39.09	0.130139	39.62	0.136361	40.15	0.142821	40.68	0.149529
39.10	0.130254	39.63	0.136480	40.16	0.142945	40.69	0.149658
39.11	0.130370	39.64	0.136600	40.17	0.143070	40.70	0.149787
39.12	0.130485	39.65	0.136720	40.18	0.143194	40.71	0.149916
39.13	0.130600	39.66	0.136840	40.19	0.143319	40.72	0.150045
39.14	0.130716	39.67	0.136960	40.20	0.143443	40.73	0.150174
39.15	0.130832	39.68	0.137080	40.21	0.143568	40.74	0.150304
39.16	0.130947	39.69	0.137200	40.22	0.143693	40.75	0.150433
39.17	0.131063	39.70	0.137320	40.23	0.143817	40.76	0.150563
39.18	0.131179	39.71	0.137441	40.24	0.143942	40.77	0.150693
39.19	0.131295	39.72	0.137561	40.25	0.144067	40.78	0.150823
39.20	0.131411	39.73	0.137682	40.26	0.144193	40.79	0.150953
39.21	0.131527	39.74	0.137802	40.27	0.144318	40.80	0.151083
39.22	0.131643	39.75	0.137923	40.28	0.144443	40.81	0.151213
39.23	0.131760	39.76	0.138044	40.29	0.144569	40.82	0.151343
39.24	0.131876	39.77	0.138164	40.30	0.144694	40.83	0.151473
39.25	0.131993	39.78	0.138285	40.31	0.144820	40.84	0.151603
39.26	0.132109	39.79	0.138406	40.32	0.144945	40.85	0.151734
39.27	0.132226	39.80	0.138528	40.33	0.145071	40.86	0.151864
39.28	0.132342	39.81	0.138649	40.34	0.145197	40.87	0.151995

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
40.88	0.152126	41.41	0.159188	41.94	0.166519	42.47	0.174127
40.89	0.152257	41.42	0.159324	41.95	0.166660	42.48	0.174273
40.90	0.152388	41.43	0.159460	41.96	0.166801	42.49	0.174420
40.91	0.152519	41.44	0.159596	41.97	0.166942	42.50	0.174566
40.92	0.152650	41.45	0.159732	41.98	0.167083	42.51	0.174713
40.93	0.152781	41.46	0.159868	41.99	0.167224	42.52	0.174860
40.94	0.152912	41.47	0.160004	42.00	0.167366	42.53	0.175006
40.95	0.153043	41.48	0.160141	42.01	0.167507	42.54	0.175153
40.96	0.153175	41.49	0.160277	42.02	0.167649	42.55	0.175300
40.97	0.153307	41.50	0.160414	42.03	0.167791	42.56	0.175447
40.98	0.153438	41.51	0.160550	42.04	0.167933	42.57	0.175595
40.99	0.153570	41.52	0.160687	42.05	0.168074	42.58	0.175742
41.00	0.153702	41.53	0.160824	42.06	0.168217	42.59	0.175889
41.01	0.153834	41.54	0.160961	42.07	0.168359	42.60	0.176037
41.02	0.153966	41.55	0.161098	42.08	0.168501	42.61	0.176185
41.03	0.154098	41.56	0.161235	42.09	0.168643	42.62	0.176332
41.04	0.154230	41.57	0.161372	42.10	0.168786	42.63	0.176480
41.05	0.154362	41.58	0.161510	42.11	0.168928	42.64	0.176628
41.06	0.154495	41.59	0.161647	42.12	0.169071	42.65	0.176776
41.07	0.154627	41.60	0.161785	42.13	0.169214	42.66	0.176924
41.08	0.154760	41.61	0.161922	42.14	0.169357	42.67	0.177072
41.09	0.154893	41.62	0.162060	42.15	0.169499	42.68	0.177221
41.10	0.155025	41.63	0.162198	42.16	0.169642	42.69	0.177369
41.11	0.155158	41.64	0.162336	42.17	0.169786	42.70	0.177518
41.12	0.155291	41.65	0.162474	42.18	0.169929	42.71	0.177667
41.13	0.155424	41.66	0.162612	42.19	0.170072	42.72	0.177815
41.14	0.155557	41.67	0.162750	42.20	0.170216	42.73	0.177964
41.15	0.155691	41.68	0.162888	42.21	0.170359	42.74	0.178113
41.16	0.155824	41.69	0.163027	42.22	0.170503	42.75	0.178262
41.17	0.155957	41.70	0.163165	42.23	0.170647	42.76	0.178411
41.18	0.156091	41.71	0.163304	42.24	0.170790	42.77	0.178561
41.19	0.156224	41.72	0.163442	42.25	0.170934	42.78	0.178710
41.20	0.156358	41.73	0.163581	42.26	0.171078	42.79	0.178860
41.21	0.156492	41.74	0.163720	42.27	0.171223	42.80	0.179009
41.22	0.156626	41.75	0.163859	42.28	0.171367	42.81	0.179159
41.23	0.156760	41.76	0.163998	42.29	0.171511	42.82	0.179309
41.24	0.156894	41.77	0.164137	42.30	0.171656	42.83	0.179459
41.25	0.157028	41.78	0.164277	42.31	0.171800	42.84	0.179609
41.26	0.157162	41.79	0.164416	42.32	0.171945	42.85	0.179759
41.27	0.157297	41.80	0.164556	42.33	0.172090	42.86	0.179909
41.28	0.157431	41.81	0.164695	42.34	0.172235	42.87	0.180059
41.29	0.157566	41.82	0.164835	42.35	0.172380	42.88	0.180210
41.30	0.157700	41.83	0.164975	42.36	0.172525	42.89	0.180360
41.31	0.157835	41.84	0.165114	42.37	0.172670	42.90	0.180511
41.32	0.157970	41.85	0.165254	42.38	0.172815	42.91	0.180662
41.33	0.158105	41.86	0.165394	42.39	0.172960	42.92	0.180813
41.34	0.158240	41.87	0.165535	42.40	0.173106	42.93	0.180964
41.35	0.158375	41.88	0.165675	42.41	0.173251	42.94	0.181115
41.36	0.158510	41.89	0.165815	42.42	0.173397	42.95	0.181266
41.37	0.158646	41.90	0.165956	42.43	0.173543	42.96	0.181417
41.38	0.158781	41.91	0.166096	42.44	0.173689	42.97	0.181569
41.39	0.158917	41.92	0.166237	42.45	0.173835	42.98	0.181720
41.40	0.159052	41.93	0.166378	42.46	0.173981	42.99	0.181872

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
43.00	0.182024	43.53	0.190218	44.06	0.198723	44.59	0.207547
43.01	0.182175	43.54	0.190376	44.07	0.198886	44.60	0.207717
43.02	0.182327	43.55	0.190534	44.08	0.199050	44.61	0.207887
43.03	0.182479	43.56	0.190691	44.09	0.199213	44.62	0.208057
43.04	0.182631	43.57	0.190849	44.10	0.199377	44.63	0.208227
43.05	0.182784	43.58	0.191007	44.11	0.199541	44.64	0.208397
43.06	0.182936	43.59	0.191165	44.12	0.199705	44.65	0.208567
43.07	0.183089	43.60	0.191324	44.13	0.199869	44.66	0.208738
43.08	0.183241	43.61	0.191482	44.14	0.200034	44.67	0.208908
43.09	0.183394	43.62	0.191640	44.15	0.200198	44.68	0.209079
43.10	0.183547	43.63	0.191799	44.16	0.200363	44.69	0.209249
43.11	0.183699	43.64	0.191958	44.17	0.200527	44.70	0.209420
43.12	0.183852	43.65	0.192116	44.18	0.200692	44.71	0.209591
43.13	0.184006	43.66	0.192275	44.19	0.200857	44.72	0.209762
43.14	0.184159	43.67	0.192434	44.20	0.201022	44.73	0.209934
43.15	0.184312	43.68	0.192593	44.21	0.201187	44.74	0.210105
43.16	0.184465	43.69	0.192753	44.22	0.201352	44.75	0.210276
43.17	0.184619	43.70	0.192912	44.23	0.201518	44.76	0.210448
43.18	0.184773	43.71	0.193071	44.24	0.201683	44.77	0.210620
43.19	0.184926	43.72	0.193231	44.25	0.201849	44.78	0.210791
43.20	0.185080	43.73	0.193391	44.26	0.202014	44.79	0.210963
43.21	0.185234	43.74	0.193550	44.27	0.202180	44.80	0.211135
43.22	0.185388	43.75	0.193710	44.28	0.202346	44.81	0.211308
43.23	0.185542	43.76	0.193870	44.29	0.202512	44.82	0.211480
43.24	0.185697	43.77	0.194030	44.30	0.202678	44.83	0.211652
43.25	0.185851	43.78	0.194191	44.31	0.202845	44.84	0.211825
43.26	0.186006	43.79	0.194351	44.32	0.203011	44.85	0.211998
43.27	0.186160	43.80	0.194511	44.33	0.203177	44.86	0.212170
43.28	0.186315	43.81	0.194672	44.34	0.203344	44.87	0.212343
43.29	0.186470	43.82	0.194833	44.35	0.203511	44.88	0.212516
43.30	0.186625	43.83	0.194993	44.36	0.203678	44.89	0.212689
43.31	0.186780	43.84	0.195154	44.37	0.203845	44.90	0.212863
43.32	0.186935	43.85	0.195315	44.38	0.204012	44.91	0.213036
43.33	0.187090	43.86	0.195476	44.39	0.204179	44.92	0.213209
43.34	0.187246	43.87	0.195638	44.40	0.204346	44.93	0.213383
43.35	0.187401	43.88	0.195799	44.41	0.204514	44.94	0.213557
43.36	0.187557	43.89	0.195960	44.42	0.204681	44.95	0.213731
43.37	0.187712	43.90	0.196122	44.43	0.204849	44.96	0.213905
43.38	0.187868	43.91	0.196284	44.44	0.205017	44.97	0.214079
43.39	0.188024	43.92	0.196445	44.45	0.205184	44.98	0.214253
43.40	0.188180	43.93	0.196607	44.46	0.205353	44.99	0.214427
43.41	0.188336	43.94	0.196769	44.47	0.205521	45.00	0.214602
43.42	0.188492	43.95	0.196932	44.48	0.205689	45.01	0.214776
43.43	0.188649	43.96	0.197094	44.49	0.205857	45.02	0.214951
43.44	0.188805	43.97	0.197256	44.50	0.206026	45.03	0.215126
43.45	0.188962	43.98	0.197419	44.51	0.206194	45.04	0.215301
43.46	0.189119	43.99	0.197581	44.52	0.206363	45.05	0.215476
43.47	0.189275	44.00	0.197744	44.53	0.206532	45.06	0.215651
43.48	0.189432	44.01	0.197907	44.54	0.206701	45.07	0.215827
43.49	0.189589	44.02	0.198070	44.55	0.206870	45.08	0.216002
43.50	0.189746	44.03	0.198233	44.56	0.207039	45.09	0.216178
43.51	0.189904	44.04	0.198396	44.57	0.207208	45.10	0.216353
43.52	0.190061	44.05	0.198559	44.58	0.207378	45.11	0.216529

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
45.12	0.216705	45.65	0.226208	46.18	0.236069	46.71	0.246302
45.13	0.216881	45.66	0.226391	46.19	0.236259	46.72	0.246499
45.14	0.217057	45.67	0.226573	46.20	0.236448	46.73	0.246696
45.15	0.217234	45.68	0.226756	46.21	0.236638	46.74	0.246893
45.16	0.217410	45.69	0.226939	46.22	0.236828	46.75	0.247090
45.17	0.217587	45.70	0.227123	46.23	0.237018	46.76	0.247287
45.18	0.217763	45.71	0.227306	46.24	0.237208	46.77	0.247485
45.19	0.217940	45.72	0.227489	46.25	0.237399	46.78	0.247682
45.20	0.218117	45.73	0.227673	46.26	0.237589	46.79	0.247880
45.21	0.218294	45.74	0.227857	46.27	0.237780	46.80	0.248078
45.22	0.218471	45.75	0.228041	46.28	0.237971	46.81	0.248276
45.23	0.218648	45.76	0.228225	46.29	0.238162	46.82	0.248474
45.24	0.218826	45.77	0.228409	46.30	0.238353	46.83	0.248672
45.25	0.219003	45.78	0.228593	46.31	0.238544	46.84	0.248871
45.26	0.219181	45.79	0.228777	46.32	0.238735	46.85	0.249069
45.27	0.219359	45.80	0.228962	46.33	0.238927	46.86	0.249268
45.28	0.219537	45.81	0.229146	46.34	0.239118	46.87	0.249467
45.29	0.219715	45.82	0.229331	46.35	0.239310	46.88	0.249666
45.30	0.219893	45.83	0.229516	46.36	0.239502	46.89	0.249865
45.31	0.220071	45.84	0.229701	46.37	0.239694	46.90	0.250064
45.32	0.220250	45.85	0.229886	46.38	0.239886	46.91	0.250263
45.33	0.220428	45.86	0.230071	46.39	0.240078	46.92	0.250463
45.34	0.220607	45.87	0.230257	46.40	0.240271	46.93	0.250662
45.35	0.220786	45.88	0.230442	46.41	0.240463	46.94	0.250862
45.36	0.220965	45.89	0.230628	46.42	0.240656	46.95	0.251062
45.37	0.221144	45.90	0.230814	46.43	0.240849	46.96	0.251262
45.38	0.221323	45.91	0.231000	46.44	0.241042	46.97	0.251462
45.39	0.221502	45.92	0.231186	46.45	0.241235	46.98	0.251663
45.40	0.221682	45.93	0.231372	46.46	0.241428	46.99	0.251863
45.41	0.221861	45.94	0.231558	46.47	0.241621	47.00	0.252064
45.42	0.222041	45.95	0.231745	46.48	0.241815	47.01	0.252265
45.43	0.222221	45.96	0.231931	46.49	0.242008	47.02	0.252466
45.44	0.222400	45.97	0.232118	46.50	0.242202	47.03	0.252667
45.45	0.222580	45.98	0.232305	46.51	0.242396	47.04	0.252868
45.46	0.222761	45.99	0.232492	46.52	0.242590	47.05	0.253069
45.47	0.222941	46.00	0.232679	46.53	0.242784	47.06	0.253271
45.48	0.223121	46.01	0.232866	46.54	0.242978	47.07	0.253472
45.49	0.223302	46.02	0.233053	46.55	0.243173	47.08	0.253674
45.50	0.223483	46.03	0.233241	46.56	0.243367	47.09	0.253876
45.51	0.223663	46.04	0.233429	46.57	0.243562	47.10	0.254078
45.52	0.223844	46.05	0.233616	46.58	0.243757	47.11	0.254280
45.53	0.224025	46.06	0.233804	46.59	0.243952	47.12	0.254483
45.54	0.224207	46.07	0.233992	46.60	0.244147	47.13	0.254685
45.55	0.224388	46.08	0.234180	46.61	0.244342	47.14	0.254888
45.56	0.224569	46.09	0.234369	46.62	0.244538	47.15	0.255090
45.57	0.224751	46.10	0.234557	46.63	0.244733	47.16	0.255293
45.58	0.224932	46.11	0.234746	46.64	0.244929	47.17	0.255496
45.59	0.225114	46.12	0.234934	46.65	0.245124	47.18	0.255700
45.60	0.225296	46.13	0.235123	46.66	0.245320	47.19	0.255903
45.61	0.225478	46.14	0.235312	46.67	0.245516	47.20	0.256106
45.62	0.225660	46.15	0.235501	46.68	0.245713	47.21	0.256310
45.63	0.225843	46.16	0.235690	46.69	0.245909	47.22	0.256514
45.64	0.226025	46.17	0.235879	46.70	0.246105	47.23	0.256718

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
47.24	0.256922	47.77	0.267943	48.30	0.279381	48.83	0.291254
47.25	0.257126	47.78	0.268155	48.31	0.279601	48.84	0.291482
47.26	0.257330	47.79	0.268367	48.32	0.279821	48.85	0.291711
47.27	0.257535	47.80	0.268579	48.33	0.280042	48.86	0.291939
47.28	0.257739	47.81	0.268791	48.34	0.280262	48.87	0.292168
47.29	0.257944	47.82	0.269004	48.35	0.280483	48.88	0.292397
47.30	0.258149	47.83	0.269216	48.36	0.280703	48.89	0.292626
47.31	0.258354	47.84	0.269429	48.37	0.280924	48.90	0.292856
47.32	0.258559	47.85	0.269642	48.38	0.281145	48.91	0.293085
47.33	0.258764	47.86	0.269855	48.39	0.281366	48.92	0.293315
47.34	0.258970	47.87	0.270069	48.40	0.281588	48.93	0.293544
47.35	0.259176	47.88	0.270282	48.41	0.281809	48.94	0.293774
47.36	0.259381	47.89	0.270496	48.42	0.282031	48.95	0.294004
47.37	0.259587	47.90	0.270709	48.43	0.282253	48.96	0.294235
47.38	0.259793	47.91	0.270923	48.44	0.282475	48.97	0.294465
47.39	0.259999	47.92	0.271137	48.45	0.282697	48.98	0.294695
47.40	0.260206	47.93	0.271351	48.46	0.282919	48.99	0.294926
47.41	0.260412	47.94	0.271566	48.47	0.283141	49.00	0.295157
47.42	0.260619	47.95	0.271780	48.48	0.283364	49.01	0.295388
47.43	0.260826	47.96	0.271995	48.49	0.283587	49.02	0.295619
47.44	0.261033	47.97	0.272209	48.50	0.283810	49.03	0.295851
47.45	0.261240	47.98	0.272424	48.51	0.284033	49.04	0.296082
47.46	0.261447	47.99	0.272639	48.52	0.284256	49.05	0.296314
47.47	0.261654	48.00	0.272854	48.53	0.284479	49.06	0.296546
47.48	0.261862	48.01	0.273070	48.54	0.284703	49.07	0.296778
47.49	0.262069	48.02	0.273285	48.55	0.284927	49.08	0.297010
47.50	0.262277	48.03	0.273501	48.56	0.285150	49.09	0.297242
47.51	0.262485	48.04	0.273717	48.57	0.285374	49.10	0.297475
47.52	0.262693	48.05	0.273933	48.58	0.285599	49.11	0.297708
47.53	0.262901	48.06	0.274149	48.59	0.285823	49.12	0.297940
47.54	0.263110	48.07	0.274365	48.60	0.286047	49.13	0.298173
47.55	0.263318	48.08	0.274582	48.61	0.286272	49.14	0.298407
47.56	0.263527	48.09	0.274798	48.62	0.286497	49.15	0.298640
47.57	0.263736	48.10	0.275015	48.63	0.286722	49.16	0.298873
47.58	0.263945	48.11	0.275232	48.64	0.286947	49.17	0.299107
47.59	0.264154	48.12	0.275449	48.65	0.287172	49.18	0.299341
47.60	0.264363	48.13	0.275666	48.66	0.287397	49.19	0.299575
47.61	0.264572	48.14	0.275883	48.67	0.287623	49.20	0.299809
47.62	0.264782	48.15	0.276101	48.68	0.287849	49.21	0.300043
47.63	0.264992	48.16	0.276318	48.69	0.288075	49.22	0.300278
47.64	0.265201	48.17	0.276536	48.70	0.288301	49.23	0.300513
47.65	0.265411	48.18	0.276754	48.71	0.288527	49.24	0.300747
47.66	0.265622	48.19	0.276972	48.72	0.288753	49.25	0.300982
47.67	0.265832	48.20	0.277190	48.73	0.288980	49.26	0.301218
47.68	0.266042	48.21	0.277409	48.74	0.289207	49.27	0.301453
47.69	0.266253	48.22	0.277627	48.75	0.289433	49.28	0.301688
47.70	0.266464	48.23	0.277846	48.76	0.289660	49.29	0.301924
47.71	0.266674	48.24	0.278065	48.77	0.289888	49.30	0.302160
47.72	0.266885	48.25	0.278284	48.78	0.290115	49.31	0.302396
47.73	0.267097	48.26	0.278503	48.79	0.290342	49.32	0.302632
47.74	0.267308	48.27	0.278722	48.80	0.290570	49.33	0.302868
47.75	0.267519	48.28	0.278942	48.81	0.290798	49.34	0.303105
47.76	0.267731	48.29	0.279162	48.82	0.291026	49.35	0.303342

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
49.36	0.303578	49.89	0.316373	50.42	0.329657	50.95	0.343451
49.37	0.303815	49.90	0.316619	50.43	0.329912	50.96	0.343716
49.38	0.304053	49.91	0.316865	50.44	0.330168	50.97	0.343982
49.39	0.304290	49.92	0.317111	50.45	0.330424	50.98	0.344247
49.40	0.304527	49.93	0.317358	50.46	0.330680	50.99	0.344513
49.41	0.304765	49.94	0.317605	50.47	0.330936	51.00	0.344779
49.42	0.305003	49.95	0.317852	50.48	0.331192	51.01	0.345045
49.43	0.305241	49.96	0.318099	50.49	0.331449	51.02	0.345312
49.44	0.305479	49.97	0.318346	50.50	0.331706	51.03	0.345579
49.45	0.305717	49.98	0.318594	50.51	0.331963	51.04	0.345845
49.46	0.305956	49.99	0.318841	50.52	0.332220	51.05	0.346112
49.47	0.306195	50.00	0.319089	50.53	0.332477	51.06	0.346380
49.48	0.306433	50.01	0.319337	50.54	0.332735	51.07	0.346647
49.49	0.306672	50.02	0.319585	50.55	0.332992	51.08	0.346915
49.50	0.306912	50.03	0.319833	50.56	0.333250	51.09	0.347182
49.51	0.307151	50.04	0.320082	50.57	0.333508	51.10	0.347450
49.52	0.307390	50.05	0.320331	50.58	0.333766	51.11	0.347718
49.53	0.307630	50.06	0.320579	50.59	0.334025	51.12	0.347987
49.54	0.307870	50.07	0.320828	50.60	0.334283	51.13	0.348255
49.55	0.308110	50.08	0.321078	50.61	0.334542	51.14	0.348524
49.56	0.308350	50.09	0.321327	50.62	0.334801	51.15	0.348793
49.57	0.308591	50.10	0.321577	50.63	0.335060	51.16	0.349062
49.58	0.308831	50.11	0.321826	50.64	0.335320	51.17	0.349331
49.59	0.309072	50.12	0.322076	50.65	0.335579	51.18	0.349601
49.60	0.309313	50.13	0.322326	50.66	0.335839	51.19	0.349871
49.61	0.309554	50.14	0.322577	50.67	0.336099	51.20	0.350141
49.62	0.309795	50.15	0.322827	50.68	0.336359	51.21	0.350411
49.63	0.310036	50.16	0.323078	50.69	0.336619	51.22	0.350681
49.64	0.310278	50.17	0.323329	50.70	0.336879	51.23	0.350951
49.65	0.310520	50.18	0.323579	50.71	0.337140	51.24	0.351222
49.66	0.310762	50.19	0.323831	50.72	0.337401	51.25	0.351493
49.67	0.311004	50.20	0.324082	50.73	0.337662	51.26	0.351764
49.68	0.311246	50.21	0.324334	50.74	0.337923	51.27	0.352035
49.69	0.311488	50.22	0.324585	50.75	0.338184	51.28	0.352307
49.70	0.311731	50.23	0.324837	50.76	0.338446	51.29	0.352578
49.71	0.311974	50.24	0.325089	50.77	0.338708	51.30	0.352850
49.72	0.312217	50.25	0.325341	50.78	0.338969	51.31	0.353122
49.73	0.312460	50.26	0.325594	50.79	0.339232	51.32	0.353394
49.74	0.312703	50.27	0.325846	50.80	0.339494	51.33	0.353667
49.75	0.312946	50.28	0.326099	50.81	0.339756	51.34	0.353939
49.76	0.313190	50.29	0.326352	50.82	0.340019	51.35	0.354212
49.77	0.313434	50.30	0.326605	50.83	0.340282	51.36	0.354485
49.78	0.313678	50.31	0.326859	50.84	0.340545	51.37	0.354758
49.79	0.313922	50.32	0.327112	50.85	0.340808	51.38	0.355032
49.80	0.314166	50.33	0.327366	50.86	0.341072	51.39	0.355305
49.81	0.314411	50.34	0.327620	50.87	0.341335	51.40	0.355579
49.82	0.314655	50.35	0.327874	50.88	0.341599	51.41	0.355853
49.83	0.314900	50.36	0.328128	50.89	0.341863	51.42	0.356127
49.84	0.315145	50.37	0.328382	50.90	0.342127	51.43	0.356402
49.85	0.315390	50.38	0.328637	50.91	0.342391	51.44	0.356676
49.86	0.315636	50.39	0.328891	50.92	0.342656	51.45	0.356951
49.87	0.315881	50.40	0.329146	50.93	0.342921	51.46	0.357226
49.88	0.316127	50.41	0.329402	50.94	0.343186	51.47	0.357501

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
51.48	0.357776	52.01	0.372656	52.54	0.388115	53.07	0.404177
51.49	0.358052	52.02	0.372943	52.55	0.388412	53.08	0.404486
51.50	0.358328	52.03	0.373229	52.56	0.388710	53.09	0.404796
51.51	0.358604	52.04	0.373516	52.57	0.389008	53.10	0.405105
51.52	0.358880	52.05	0.373803	52.58	0.389306	53.11	0.405415
51.53	0.359156	52.06	0.374090	52.59	0.389604	53.12	0.405725
51.54	0.359433	52.07	0.374377	52.60	0.389903	53.13	0.406035
51.55	0.359709	52.08	0.374664	52.61	0.390201	53.14	0.406345
51.56	0.359986	52.09	0.374952	52.62	0.390500	53.15	0.406656
51.57	0.360264	52.10	0.375240	52.63	0.390799	53.16	0.406967
51.58	0.360541	52.11	0.375528	52.64	0.391099	53.17	0.407278
51.59	0.360818	52.12	0.375816	52.65	0.391398	53.18	0.407589
51.60	0.361096	52.13	0.376105	52.66	0.391698	53.19	0.407901
51.61	0.361374	52.14	0.376394	52.67	0.391998	53.20	0.408212
51.62	0.361652	52.15	0.376683	52.68	0.392298	53.21	0.408524
51.63	0.361930	52.16	0.376972	52.69	0.392598	53.22	0.408837
51.64	0.362209	52.17	0.377261	52.70	0.392899	53.23	0.409149
51.65	0.362488	52.18	0.377551	52.71	0.393200	53.24	0.409462
51.66	0.362767	52.19	0.377840	52.72	0.393501	53.25	0.409775
51.67	0.363046	52.20	0.378130	52.73	0.393802	53.26	0.410088
51.68	0.363325	52.21	0.378421	52.74	0.394104	53.27	0.410401
51.69	0.363605	52.22	0.378711	52.75	0.394406	53.28	0.410715
51.70	0.363884	52.23	0.379002	52.76	0.394708	53.29	0.411028
51.71	0.364164	52.24	0.379292	52.77	0.395010	53.30	0.411342
51.72	0.364444	52.25	0.379583	52.78	0.395312	53.31	0.411657
51.73	0.364725	52.26	0.379875	52.79	0.395615	53.32	0.411971
51.74	0.365005	52.27	0.380166	52.80	0.395918	53.33	0.412286
51.75	0.365286	52.28	0.380458	52.81	0.396221	53.34	0.412601
51.76	0.365567	52.29	0.380750	52.82	0.396524	53.35	0.412916
51.77	0.365848	52.30	0.381042	52.83	0.396827	53.36	0.413231
51.78	0.366129	52.31	0.381334	52.84	0.397131	53.37	0.413547
51.79	0.366411	52.32	0.381626	52.85	0.397435	53.38	0.413863
51.80	0.366693	52.33	0.381919	52.86	0.397739	53.39	0.414179
51.81	0.366975	52.34	0.382212	52.87	0.398043	53.40	0.414495
51.82	0.367257	52.35	0.382505	52.88	0.398348	53.41	0.414812
51.83	0.367539	52.36	0.382798	52.89	0.398653	53.42	0.415129
51.84	0.367822	52.37	0.383092	52.90	0.398958	53.43	0.415446
51.85	0.368105	52.38	0.383386	52.91	0.399263	53.44	0.415763
51.86	0.368388	52.39	0.383680	52.92	0.399569	53.45	0.416080
51.87	0.368671	52.40	0.383974	52.93	0.399874	53.46	0.416398
51.88	0.368954	52.41	0.384268	52.94	0.400180	53.47	0.416716
51.89	0.369238	52.42	0.384563	52.95	0.400486	53.48	0.417034
51.90	0.369521	52.43	0.384858	52.96	0.400793	53.49	0.417353
51.91	0.369805	52.44	0.385153	52.97	0.401099	53.50	0.417671
51.92	0.370090	52.45	0.385448	52.98	0.401406	53.51	0.417990
51.93	0.370374	52.46	0.385744	52.99	0.401713	53.52	0.418309
51.94	0.370659	52.47	0.386039	53.00	0.402020	53.53	0.418629
51.95	0.370943	52.48	0.386335	53.01	0.402328	53.54	0.418948
51.96	0.371228	52.49	0.386631	53.02	0.402635	53.55	0.419268
51.97	0.371514	52.50	0.386928	53.03	0.402943	53.56	0.419588
51.98	0.371799	52.51	0.387224	53.04	0.403252	53.57	0.419908
51.99	0.372085	52.52	0.387521	53.05	0.403560	53.58	0.420229
52.00	0.372370	52.53	0.387818	53.06	0.403869	53.59	0.420550

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
53.60	0.420871	54.13	0.438223	54.66	0.456265	55.19	0.475029
53.61	0.421192	54.14	0.438557	54.67	0.456612	55.20	0.475390
53.62	0.421513	54.15	0.438891	54.68	0.456960	55.21	0.475751
53.63	0.421835	54.16	0.439226	54.69	0.457308	55.22	0.476113
53.64	0.422157	54.17	0.439560	54.70	0.457656	55.23	0.476475
53.65	0.422479	54.18	0.439895	54.71	0.458004	55.24	0.476837
53.66	0.422801	54.19	0.440230	54.72	0.458352	55.25	0.477200
53.67	0.423124	54.20	0.440566	54.73	0.458701	55.26	0.477562
53.68	0.423447	54.21	0.440901	54.74	0.459050	55.27	0.477925
53.69	0.423770	54.22	0.441237	54.75	0.459400	55.28	0.478289
53.70	0.424093	54.23	0.441573	54.76	0.459749	55.29	0.478652
53.71	0.424417	54.24	0.441910	54.77	0.460099	55.30	0.479016
53.72	0.424741	54.25	0.442247	54.78	0.460449	55.31	0.479380
53.73	0.425065	54.26	0.442583	54.79	0.460799	55.32	0.479745
53.74	0.425389	54.27	0.442921	54.80	0.461150	55.33	0.480110
53.75	0.425713	54.28	0.443258	54.81	0.461501	55.34	0.480475
53.76	0.426038	54.29	0.443596	54.82	0.461852	55.35	0.480840
53.77	0.426363	54.30	0.443933	54.83	0.462203	55.36	0.481205
53.78	0.426688	54.31	0.444272	54.84	0.462555	55.37	0.481571
53.79	0.427014	54.32	0.444610	54.85	0.462907	55.38	0.481937
53.80	0.427340	54.33	0.444949	54.86	0.463259	55.39	0.482304
53.81	0.427666	54.34	0.445288	54.87	0.463611	55.40	0.482670
53.82	0.427992	54.35	0.445627	54.88	0.463964	55.41	0.483037
53.83	0.428318	54.36	0.445966	54.89	0.464317	55.42	0.483404
53.84	0.428645	54.37	0.446306	54.90	0.464670	55.43	0.483772
53.85	0.428972	54.38	0.446646	54.91	0.465024	55.44	0.484139
53.86	0.429299	54.39	0.446986	54.92	0.465378	55.45	0.484507
53.87	0.429626	54.40	0.447326	54.93	0.465732	55.46	0.484876
53.88	0.429954	54.41	0.447667	54.94	0.466086	55.47	0.485244
53.89	0.430282	54.42	0.448008	54.95	0.466440	55.48	0.485613
53.90	0.430610	54.43	0.448349	54.96	0.466795	55.49	0.485982
53.91	0.430938	54.44	0.448690	54.97	0.467150	55.50	0.486351
53.92	0.431267	54.45	0.449032	54.98	0.467505	55.51	0.486721
53.93	0.431596	54.46	0.449374	54.99	0.467861	55.52	0.487091
53.94	0.431925	54.47	0.449716	55.00	0.468217	55.53	0.487461
53.95	0.432254	54.48	0.450058	55.01	0.468573	55.54	0.487831
53.96	0.432584	54.49	0.450401	55.02	0.468929	55.55	0.488202
53.97	0.432913	54.50	0.450744	55.03	0.469286	55.56	0.488573
53.98	0.433243	54.51	0.451087	55.04	0.469643	55.57	0.488945
53.99	0.433574	54.52	0.451430	55.05	0.470000	55.58	0.489316
54.00	0.433904	54.53	0.451774	55.06	0.470358	55.59	0.489688
54.01	0.434235	54.54	0.452118	55.07	0.470715	55.60	0.490060
54.02	0.434566	54.55	0.452462	55.08	0.471073	55.61	0.490433
54.03	0.434897	54.56	0.452807	55.09	0.471431	55.62	0.490805
54.04	0.435229	54.57	0.453151	55.10	0.471790	55.63	0.491178
54.05	0.435560	54.58	0.453496	55.11	0.472149	55.64	0.491551
54.06	0.435892	54.59	0.453841	55.12	0.472508	55.65	0.491925
54.07	0.436225	54.60	0.454187	55.13	0.472867	55.66	0.492299
54.08	0.436557	54.61	0.454533	55.14	0.473227	55.67	0.492673
54.09	0.436890	54.62	0.454879	55.15	0.473586	55.68	0.493047
54.10	0.437223	54.63	0.455225	55.16	0.473947	55.69	0.493422
54.11	0.437556	54.64	0.455571	55.17	0.474307	55.70	0.493797
54.12	0.437889	54.65	0.455918	55.18	0.474668	55.71	0.494172

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
55.72	0.494547	56.25	0.514858	56.78	0.535999	57.31	0.558010
55.73	0.494923	56.26	0.515249	56.79	0.536406	57.32	0.558434
55.74	0.495299	56.27	0.515640	56.80	0.536813	57.33	0.558858
55.75	0.495676	56.28	0.516032	56.81	0.537221	57.34	0.559283
55.76	0.496052	56.29	0.516424	56.82	0.537629	57.35	0.559708
55.77	0.496429	56.30	0.516816	56.83	0.538037	57.36	0.560133
55.78	0.496806	56.31	0.517209	56.84	0.538446	57.37	0.560559
55.79	0.497184	56.32	0.517602	56.85	0.538855	57.38	0.560985
55.80	0.497562	56.33	0.517995	56.86	0.539264	57.39	0.561411
55.81	0.497940	56.34	0.518388	56.87	0.539674	57.40	0.561837
55.82	0.498318	56.35	0.518782	56.88	0.540084	57.41	0.562264
55.83	0.498697	56.36	0.519176	56.89	0.540494	57.42	0.562692
55.84	0.499075	56.37	0.519570	56.90	0.540905	57.43	0.563119
55.85	0.499455	56.38	0.519965	56.91	0.541315	57.44	0.563547
55.86	0.499834	56.39	0.520360	56.92	0.541727	57.45	0.563975
55.87	0.500214	56.40	0.520755	56.93	0.542138	57.46	0.564404
55.88	0.500594	56.41	0.521151	56.94	0.542550	57.47	0.564833
55.89	0.500974	56.42	0.521547	56.95	0.542962	57.48	0.565262
55.90	0.501355	56.43	0.521943	56.96	0.543374	57.49	0.565691
55.91	0.501736	56.44	0.522339	56.97	0.543787	57.50	0.566121
55.92	0.502117	56.45	0.522736	56.98	0.544200	57.51	0.566551
55.93	0.502498	56.46	0.523133	56.99	0.544614	57.52	0.566982
55.94	0.502880	56.47	0.523530	57.00	0.545027	57.53	0.567413
55.95	0.503262	56.48	0.523928	57.01	0.545441	57.54	0.567844
55.96	0.503644	56.49	0.524326	57.02	0.545856	57.55	0.568276
55.97	0.504027	56.50	0.524724	57.03	0.546270	57.56	0.568707
55.98	0.504410	56.51	0.525123	57.04	0.546685	57.57	0.569140
55.99	0.504793	56.52	0.525522	57.05	0.547100	57.58	0.569572
56.00	0.505177	56.53	0.525921	57.06	0.547516	57.59	0.570005
56.01	0.505560	56.54	0.526320	57.07	0.547932	57.60	0.570438
56.02	0.505944	56.55	0.526720	57.08	0.548348	57.61	0.570872
56.03	0.506329	56.56	0.527120	57.09	0.548765	57.62	0.571306
56.04	0.506713	56.57	0.527520	57.10	0.549182	57.63	0.571740
56.05	0.507098	56.58	0.527921	57.11	0.549599	57.64	0.572174
56.06	0.507484	56.59	0.528322	57.12	0.550016	57.65	0.572609
56.07	0.507869	56.60	0.528723	57.13	0.550434	57.66	0.573044
56.08	0.508255	56.61	0.529125	57.14	0.550852	57.67	0.573480
56.09	0.508641	56.62	0.529527	57.15	0.551271	57.68	0.573916
56.10	0.509027	56.63	0.529929	57.16	0.551690	57.69	0.574352
56.11	0.509414	56.64	0.530331	57.17	0.552109	57.70	0.574789
56.12	0.509801	56.65	0.530734	57.18	0.552528	57.71	0.575225
56.13	0.510188	56.66	0.531137	57.19	0.552948	57.72	0.575663
56.14	0.510576	56.67	0.531541	57.20	0.553368	57.73	0.576100
56.15	0.510964	56.68	0.531944	57.21	0.553788	57.74	0.576538
56.16	0.511352	56.69	0.532348	57.22	0.554209	57.75	0.576976
56.17	0.511740	56.70	0.532753	57.23	0.554630	57.76	0.577415
56.18	0.512129	56.71	0.533157	57.24	0.555051	57.77	0.577854
56.19	0.512518	56.72	0.533562	57.25	0.555473	57.78	0.578293
56.20	0.512907	56.73	0.533968	57.26	0.555895	57.79	0.578733
56.21	0.513297	56.74	0.534373	57.27	0.556317	57.80	0.579173
56.22	0.513687	56.75	0.534779	57.28	0.556740	57.81	0.579613
56.23	0.514077	56.76	0.535185	57.29	0.557163	57.82	0.580054
56.24	0.514467	56.77	0.535592	57.30	0.557586	57.83	0.580495

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
57.84	0.580936	58.37	0.604823	58.90	0.629720	59.43	0.655681
57.85	0.581378	58.38	0.605283	58.91	0.630200	59.44	0.656181
57.86	0.581820	58.39	0.605744	58.92	0.630680	59.45	0.656682
57.87	0.582262	58.40	0.606205	58.93	0.631161	59.46	0.657183
57.88	0.582705	58.41	0.606666	58.94	0.631642	59.47	0.657685
57.89	0.583148	58.42	0.607128	58.95	0.632123	59.48	0.658187
57.90	0.583591	58.43	0.607590	58.96	0.632605	59.49	0.658689
57.91	0.584035	58.44	0.608052	58.97	0.633087	59.50	0.659192
57.92	0.584479	58.45	0.608515	58.98	0.633569	59.51	0.659695
57.93	0.584923	58.46	0.608978	58.99	0.634052	59.52	0.660199
57.94	0.585368	58.47	0.609441	59.00	0.634535	59.53	0.660703
57.95	0.585813	58.48	0.609905	59.01	0.635019	59.54	0.661207
57.96	0.586258	58.49	0.610369	59.02	0.635503	59.55	0.661712
57.97	0.586704	58.50	0.610834	59.03	0.635987	59.56	0.662218
57.98	0.587150	58.51	0.611299	59.04	0.636472	59.57	0.662723
57.99	0.587597	58.52	0.611764	59.05	0.636957	59.58	0.663229
58.00	0.588044	58.53	0.612230	59.06	0.637443	59.59	0.663736
58.01	0.588491	58.54	0.612696	59.07	0.637929	59.60	0.664243
58.02	0.588938	58.55	0.613162	59.08	0.638415	59.61	0.664750
58.03	0.589386	58.56	0.613629	59.09	0.638902	59.62	0.665257
58.04	0.589834	58.57	0.614096	59.10	0.639389	59.63	0.665765
58.05	0.590283	58.58	0.614564	59.11	0.639876	59.64	0.666274
58.06	0.590732	58.59	0.615032	59.12	0.640364	59.65	0.666783
58.07	0.591181	58.60	0.615500	59.13	0.640852	59.66	0.667292
58.08	0.591631	58.61	0.615969	59.14	0.641341	59.67	0.667802
58.09	0.592081	58.62	0.616438	59.15	0.641830	59.68	0.668312
58.10	0.592531	58.63	0.616907	59.16	0.642319	59.69	0.668822
58.11	0.592982	58.64	0.617377	59.17	0.642809	59.70	0.669333
58.12	0.593433	58.65	0.617847	59.18	0.643299	59.71	0.669845
58.13	0.593884	58.66	0.618317	59.19	0.643790	59.72	0.670356
58.14	0.594336	58.67	0.618788	59.20	0.644281	59.73	0.670869
58.15	0.594788	58.68	0.619259	59.21	0.644772	59.74	0.671381
58.16	0.595240	58.69	0.619731	59.22	0.645264	59.75	0.671894
58.17	0.595693	58.70	0.620203	59.23	0.645756	59.76	0.672407
58.18	0.596146	58.71	0.620675	59.24	0.646248	59.77	0.672921
58.19	0.596599	58.72	0.621148	59.25	0.646741	59.78	0.673435
58.20	0.597053	58.73	0.621621	59.26	0.647235	59.79	0.673950
58.21	0.597507	58.74	0.622094	59.27	0.647728	59.80	0.674465
58.22	0.597962	58.75	0.622568	59.28	0.648222	59.81	0.674981
58.23	0.598417	58.76	0.623042	59.29	0.648717	59.82	0.675496
58.24	0.598872	58.77	0.623517	59.30	0.649212	59.83	0.676013
58.25	0.599328	58.78	0.623992	59.31	0.649707	59.84	0.676529
58.26	0.599784	58.79	0.624467	59.32	0.650203	59.85	0.677047
58.27	0.600240	58.80	0.624943	59.33	0.650699	59.86	0.677564
58.28	0.600697	58.81	0.625419	59.34	0.651195	59.87	0.678082
58.29	0.601154	58.82	0.625895	59.35	0.651692	59.88	0.678600
58.30	0.601611	58.83	0.626372	59.36	0.652189	59.89	0.679119
58.31	0.602069	58.84	0.626849	59.37	0.652687	59.90	0.679638
58.32	0.602527	58.85	0.627327	59.38	0.653185	59.91	0.680158
58.33	0.602985	58.86	0.627805	59.39	0.653683	59.92	0.680678
58.34	0.603444	58.87	0.628283	59.40	0.654182	59.93	0.681198
58.35	0.603903	58.88	0.628762	59.41	0.654681	59.94	0.681719
58.36	0.604363	58.89	0.629241	59.42	0.655181	59.95	0.682241

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
59.96	0.682762	60.49	0.711025	61.02	0.740534	61.55	0.771360
59.97	0.683284	60.50	0.711570	61.03	0.741103	61.56	0.771955
59.98	0.683807	60.51	0.712115	61.04	0.741673	61.57	0.772550
59.99	0.684330	60.52	0.712661	61.05	0.742243	61.58	0.773146
60.00	0.684853	60.53	0.713208	61.06	0.742814	61.59	0.773742
60.01	0.685377	60.54	0.713754	61.07	0.743385	61.60	0.774338
60.02	0.685901	60.55	0.714302	61.08	0.743956	61.61	0.774936
60.03	0.686426	60.56	0.714849	61.09	0.744528	61.62	0.775533
60.04	0.686951	60.57	0.715397	61.10	0.745101	61.63	0.776132
60.05	0.687477	60.58	0.715946	61.11	0.745674	61.64	0.776730
60.06	0.688002	60.59	0.716495	61.12	0.746247	61.65	0.777330
60.07	0.688529	60.60	0.717045	61.13	0.746821	61.66	0.777929
60.08	0.689056	60.61	0.717595	61.14	0.747395	61.67	0.778530
60.09	0.689583	60.62	0.718145	61.15	0.747970	61.68	0.779130
60.10	0.690110	60.63	0.718696	61.16	0.748546	61.69	0.779732
60.11	0.690638	60.64	0.719247	61.17	0.749121	61.70	0.780333
60.12	0.691167	60.65	0.719799	61.18	0.749698	61.71	0.780936
60.13	0.691696	60.66	0.720351	61.19	0.750275	61.72	0.781538
60.14	0.692225	60.67	0.720904	61.20	0.750852	61.73	0.782142
60.15	0.692755	60.68	0.721457	61.21	0.751429	61.74	0.782745
60.16	0.693285	60.69	0.722010	61.22	0.752008	61.75	0.783350
60.17	0.693816	60.70	0.722564	61.23	0.752586	61.76	0.783954
60.18	0.694347	60.71	0.723119	61.24	0.753166	61.77	0.784560
60.19	0.694878	60.72	0.723674	61.25	0.753745	61.78	0.785166
60.20	0.695410	60.73	0.724229	61.26	0.754325	61.79	0.785772
60.21	0.695943	60.74	0.724785	61.27	0.754906	61.80	0.786379
60.22	0.696475	60.75	0.725341	61.28	0.755487	61.81	0.786986
60.23	0.697009	60.76	0.725898	61.29	0.756068	61.82	0.787594
60.24	0.697542	60.77	0.726455	61.30	0.756651	61.83	0.788202
60.25	0.698076	60.78	0.727012	61.31	0.757233	61.84	0.788811
60.26	0.698611	60.79	0.727571	61.32	0.757816	61.85	0.789420
60.27	0.699146	60.80	0.728129	61.33	0.758400	61.86	0.790030
60.28	0.699681	60.81	0.728688	61.34	0.758984	61.87	0.790641
60.29	0.700217	60.82	0.729248	61.35	0.759568	61.88	0.791251
60.30	0.700753	60.83	0.729808	61.36	0.760153	61.89	0.791863
60.31	0.701290	60.84	0.730368	61.37	0.760738	61.90	0.792475
60.32	0.701827	60.85	0.730929	61.38	0.761324	61.91	0.793087
60.33	0.702364	60.86	0.731490	61.39	0.761911	61.92	0.793700
60.34	0.702902	60.87	0.732052	61.40	0.762498	61.93	0.794314
60.35	0.703441	60.88	0.732614	61.41	0.763085	61.94	0.794928
60.36	0.703980	60.89	0.733177	61.42	0.763673	61.95	0.795542
60.37	0.704519	60.90	0.733740	61.43	0.764261	61.96	0.796157
60.38	0.705059	60.91	0.734303	61.44	0.764850	61.97	0.796773
60.39	0.705599	60.92	0.734868	61.45	0.765439	61.98	0.797389
60.40	0.706139	60.93	0.735432	61.46	0.766029	61.99	0.798005
60.41	0.706681	60.94	0.735997	61.47	0.766620	62.00	0.798622
60.42	0.707222	60.95	0.736563	61.48	0.767210	62.01	0.799240
60.43	0.707764	60.96	0.737129	61.49	0.767802	62.02	0.799858
60.44	0.708306	60.97	0.737695	61.50	0.768393	62.03	0.800477
60.45	0.708849	60.98	0.738262	61.51	0.768986	62.04	0.801096
60.46	0.709392	60.99	0.738829	61.52	0.769578	62.05	0.801716
60.47	0.709936	61.00	0.739397	61.53	0.770172	62.06	0.802336
60.48	0.710480	61.01	0.739965	61.54	0.770765	62.07	0.802957

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
62.08	0.803578	62.61	0.837269	63.14	0.872522	63.67	0.909431
62.09	0.804200	62.62	0.837920	63.15	0.873203	63.68	0.910144
62.10	0.804822	62.63	0.838571	63.16	0.873884	63.69	0.910857
62.11	0.805445	62.64	0.839222	63.17	0.874566	63.70	0.911572
62.12	0.806068	62.65	0.839874	63.18	0.875249	63.71	0.912286
62.13	0.806692	62.66	0.840527	63.19	0.875932	63.72	0.913002
62.14	0.807316	62.67	0.841180	63.20	0.876615	63.73	0.913718
62.15	0.807941	62.68	0.841834	63.21	0.877300	63.74	0.914435
62.16	0.808567	62.69	0.842488	63.22	0.877985	63.75	0.915152
62.17	0.809193	62.70	0.843143	63.23	0.878670	63.76	0.915870
62.18	0.809819	62.71	0.843799	63.24	0.879356	63.77	0.916589
62.19	0.810446	62.72	0.844455	63.25	0.880043	63.78	0.917308
62.20	0.811074	62.73	0.845111	63.26	0.880730	63.79	0.918028
62.21	0.811702	62.74	0.845768	63.27	0.881418	63.80	0.918748
62.22	0.812331	62.75	0.846426	63.28	0.882107	63.81	0.919469
62.23	0.812960	62.76	0.847084	63.29	0.882796	63.82	0.920191
62.24	0.813590	62.77	0.847743	63.30	0.883485	63.83	0.920914
62.25	0.814220	62.78	0.848402	63.31	0.884176	63.84	0.921637
62.26	0.814851	62.79	0.849062	63.32	0.884866	63.85	0.922360
62.27	0.815482	62.80	0.849723	63.33	0.885558	63.86	0.923085
62.28	0.816114	62.81	0.850384	63.34	0.886250	63.87	0.923810
62.29	0.816746	62.82	0.851046	63.35	0.886943	63.88	0.924535
62.30	0.817379	62.83	0.851708	63.36	0.887636	63.89	0.925262
62.31	0.818013	62.84	0.852371	63.37	0.888330	63.90	0.925989
62.32	0.818647	62.85	0.853034	63.38	0.889024	63.91	0.926716
62.33	0.819281	62.86	0.853698	63.39	0.889719	63.92	0.927444
62.34	0.819916	62.87	0.854362	63.40	0.890415	63.93	0.928173
62.35	0.820552	62.88	0.855027	63.41	0.891111	63.94	0.928903
62.36	0.821188	62.89	0.855693	63.42	0.891808	63.95	0.929633
62.37	0.821825	62.90	0.856359	63.43	0.892506	63.96	0.930364
62.38	0.822462	62.91	0.857026	63.44	0.893204	63.97	0.931095
62.39	0.823100	62.92	0.857693	63.45	0.893903	63.98	0.931827
62.40	0.823738	62.93	0.858361	63.46	0.894602	63.99	0.932560
62.41	0.824377	62.94	0.859030	63.47	0.895302	64.00	0.933293
62.42	0.825016	62.95	0.859699	63.48	0.896003	64.01	0.934027
62.43	0.825656	62.96	0.860369	63.49	0.896704	64.02	0.934762
62.44	0.826297	62.97	0.861039	63.50	0.897406	64.03	0.935497
62.45	0.826938	62.98	0.861710	63.51	0.898108	64.04	0.936233
62.46	0.827580	62.99	0.862381	63.52	0.898811	64.05	0.936970
62.47	0.828222	63.00	0.863053	63.53	0.899515	64.06	0.937707
62.48	0.828864	63.01	0.863726	63.54	0.900219	64.07	0.938445
62.49	0.829508	63.02	0.864399	63.55	0.900924	64.08	0.939184
62.50	0.830151	63.03	0.865073	63.56	0.901629	64.09	0.939923
62.51	0.830796	63.04	0.865747	63.57	0.902335	64.10	0.940663
62.52	0.831441	63.05	0.866422	63.58	0.903042	64.11	0.941403
62.53	0.832086	63.06	0.867097	63.59	0.903750	64.12	0.942144
62.54	0.832732	63.07	0.867773	63.60	0.904458	64.13	0.942886
62.55	0.833379	63.08	0.868450	63.61	0.905166	64.14	0.943629
62.56	0.834026	63.09	0.869127	63.62	0.905875	64.15	0.944372
62.57	0.834673	63.10	0.869805	63.63	0.906585	64.16	0.945116
62.58	0.835321	63.11	0.870483	63.64	0.907296	64.17	0.945860
62.59	0.835970	63.12	0.871162	63.65	0.908007	64.18	0.946606
62.60	0.836619	63.13	0.871842	63.66	0.908718	64.19	0.947351

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
64.20	0.948098	64.73	0.988635	65.26	1.031162	65.79	1.075811
64.21	0.948845	64.74	0.989418	65.27	1.031984	65.80	1.076674
64.22	0.949593	64.75	0.990203	65.28	1.032807	65.81	1.077539
64.23	0.950342	64.76	0.990988	65.29	1.033631	65.82	1.078404
64.24	0.951091	64.77	0.991773	65.30	1.034456	65.83	1.079270
64.25	0.951841	64.78	0.992560	65.31	1.035281	65.84	1.080137
64.26	0.952591	64.79	0.993347	65.32	1.036107	65.85	1.081005
64.27	0.953342	64.80	0.994135	65.33	1.036934	65.86	1.081874
64.28	0.954094	64.81	0.994923	65.34	1.037762	65.87	1.082743
64.29	0.954847	64.82	0.995713	65.35	1.038590	65.88	1.083613
64.30	0.955600	64.83	0.996503	65.36	1.039420	65.89	1.084484
64.31	0.956354	64.84	0.997293	65.37	1.040250	65.90	1.085356
64.32	0.957108	64.85	0.998085	65.38	1.041080	65.91	1.086229
64.33	0.957863	64.86	0.998877	65.39	1.041912	65.92	1.087102
64.34	0.958619	64.87	0.999670	65.40	1.042744	65.93	1.087976
64.35	0.959376	64.88	1.000463	65.41	1.043577	65.94	1.088852
64.36	0.960133	64.89	1.001258	65.42	1.044411	65.95	1.089727
64.37	0.960891	64.90	1.002053	65.43	1.045245	65.96	1.090604
64.38	0.961650	64.91	1.002848	65.44	1.046081	65.97	1.091482
64.39	0.962409	64.92	1.003645	65.45	1.046917	65.98	1.092360
64.40	0.963169	64.93	1.004442	65.46	1.047754	65.99	1.093239
64.41	0.963930	64.94	1.005240	65.47	1.048591	66.00	1.094119
64.42	0.964691	64.95	1.006039	65.48	1.049430	66.01	1.095000
64.43	0.965453	64.96	1.006838	65.49	1.050269	66.02	1.095882
64.44	0.966216	64.97	1.007638	65.50	1.051109	66.03	1.096765
64.45	0.966979	64.98	1.008439	65.51	1.051950	66.04	1.097648
64.46	0.967743	64.99	1.009241	65.52	1.052791	66.05	1.098532
64.47	0.968508	65.00	1.010043	65.53	1.053634	66.06	1.099417
64.48	0.969273	65.01	1.010846	65.54	1.054477	66.07	1.100303
64.49	0.970039	65.02	1.011650	65.55	1.055321	66.08	1.101190
64.50	0.970806	65.03	1.012454	65.56	1.056165	66.09	1.102077
64.51	0.971574	65.04	1.013259	65.57	1.057011	66.10	1.102966
64.52	0.972342	65.05	1.014065	65.58	1.057857	66.11	1.103855
64.53	0.973111	65.06	1.014872	65.59	1.058704	66.12	1.104745
64.54	0.973880	65.07	1.015680	65.60	1.059552	66.13	1.105636
64.55	0.974651	65.08	1.016488	65.61	1.060400	66.14	1.106527
64.56	0.975422	65.09	1.017297	65.62	1.061250	66.15	1.107420
64.57	0.976193	65.10	1.018106	65.63	1.062100	66.16	1.108313
64.58	0.976966	65.11	1.018917	65.64	1.062951	66.17	1.109208
64.59	0.977739	65.12	1.019728	65.65	1.063803	66.18	1.110103
64.60	0.978512	65.13	1.020540	65.66	1.064655	66.19	1.110999
64.61	0.979287	65.14	1.021352	65.67	1.065508	66.20	1.111896
64.62	0.980062	65.15	1.022166	65.68	1.066363	66.21	1.112793
64.63	0.980838	65.16	1.022980	65.69	1.067217	66.22	1.113692
64.64	0.981614	65.17	1.023795	65.70	1.068073	66.23	1.114591
64.65	0.982392	65.18	1.024610	65.71	1.068930	66.24	1.115491
64.66	0.983170	65.19	1.025427	65.72	1.069787	66.25	1.116392
64.67	0.983948	65.20	1.026244	65.73	1.070645	66.26	1.117294
64.68	0.984728	65.21	1.027061	65.74	1.071504	66.27	1.118197
64.69	0.985508	65.22	1.027880	65.75	1.072364	66.28	1.119101
64.70	0.986288	65.23	1.028699	65.76	1.073224	66.29	1.120005
64.71	0.987070	65.24	1.029519	65.77	1.074086	66.30	1.120910
64.72	0.987852	65.25	1.030340	65.78	1.074948	66.31	1.121816

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
66.32	1.122724	66.85	1.172057	67.38	1.223981	67.91	1.278684
66.33	1.123631	66.86	1.173012	67.39	1.224987	67.92	1.279744
66.34	1.124540	66.87	1.173968	67.40	1.225994	67.93	1.280805
66.35	1.125450	66.88	1.174925	67.41	1.227002	67.94	1.281867
66.36	1.126360	66.89	1.175883	67.42	1.228010	67.95	1.282930
66.37	1.127272	66.90	1.176842	67.43	1.229020	67.96	1.283995
66.38	1.128184	66.91	1.177802	67.44	1.230031	67.97	1.285060
66.39	1.129097	66.92	1.178762	67.45	1.231043	67.98	1.286127
66.40	1.130011	66.93	1.179724	67.46	1.232055	67.99	1.287194
66.41	1.130926	66.94	1.180687	67.47	1.233069	68.00	1.288263
66.42	1.131841	66.95	1.181650	67.48	1.234084	68.01	1.289333
66.43	1.132758	66.96	1.182615	67.49	1.235100	68.02	1.290404
66.44	1.133675	66.97	1.183580	67.50	1.236116	68.03	1.291475
66.45	1.134594	66.98	1.184546	67.51	1.237134	68.04	1.292548
66.46	1.135513	66.99	1.185514	67.52	1.238153	68.05	1.293622
66.47	1.136433	67.00	1.186482	67.53	1.239173	68.06	1.294698
66.48	1.137354	67.01	1.187451	67.54	1.240193	68.07	1.295774
66.49	1.138276	67.02	1.188421	67.55	1.241215	68.08	1.296851
66.50	1.139199	67.03	1.189392	67.56	1.242238	68.09	1.297929
66.51	1.140122	67.04	1.190364	67.57	1.243262	68.10	1.299009
66.52	1.141047	67.05	1.191337	67.58	1.244287	68.11	1.300089
66.53	1.141972	67.06	1.192311	67.59	1.245312	68.12	1.301171
66.54	1.142898	67.07	1.193286	67.60	1.246339	68.13	1.302254
66.55	1.143825	67.08	1.194261	67.61	1.247367	68.14	1.303338
66.56	1.144753	67.09	1.195238	67.62	1.248396	68.15	1.304423
66.57	1.145682	67.10	1.196216	67.63	1.249426	68.16	1.305509
66.58	1.146612	67.11	1.197194	67.64	1.250457	68.17	1.306596
66.59	1.147543	67.12	1.198174	67.65	1.251489	68.18	1.307684
66.60	1.148474	67.13	1.199154	67.66	1.252522	68.19	1.308773
66.61	1.149407	67.14	1.200136	67.67	1.253556	68.20	1.309864
66.62	1.150340	67.15	1.201118	67.68	1.254591	68.21	1.310955
66.63	1.151274	67.16	1.202102	67.69	1.255627	68.22	1.312048
66.64	1.152210	67.17	1.203086	67.70	1.256664	68.23	1.313142
66.65	1.153146	67.18	1.204071	67.71	1.257702	68.24	1.314237
66.66	1.154083	67.19	1.205058	67.72	1.258741	68.25	1.315333
66.67	1.155020	67.20	1.206045	67.73	1.259782	68.26	1.316430
66.68	1.155959	67.21	1.207033	67.74	1.260823	68.27	1.317528
66.69	1.156899	67.22	1.208022	67.75	1.261865	68.28	1.318627
66.70	1.157839	67.23	1.209012	67.76	1.262908	68.29	1.319728
66.71	1.158781	67.24	1.210003	67.77	1.263953	68.30	1.320829
66.72	1.159723	67.25	1.210995	67.78	1.264998	68.31	1.321932
66.73	1.160667	67.26	1.211988	67.79	1.266044	68.32	1.323036
66.74	1.161611	67.27	1.212982	67.80	1.267092	68.33	1.324141
66.75	1.162556	67.28	1.213977	67.81	1.268140	68.34	1.325247
66.76	1.163502	67.29	1.214973	67.82	1.269190	68.35	1.326354
66.77	1.164449	67.30	1.215970	67.83	1.270241	68.36	1.327462
66.78	1.165396	67.31	1.216968	67.84	1.271292	68.37	1.328571
66.79	1.166345	67.32	1.217967	67.85	1.272345	68.38	1.329682
66.80	1.167295	67.33	1.218967	67.86	1.273399	68.39	1.330794
66.81	1.168245	67.34	1.219968	67.87	1.274454	68.40	1.331906
66.82	1.169197	67.35	1.220970	67.88	1.275510	68.41	1.333020
66.83	1.170149	67.36	1.221973	67.89	1.276566	68.42	1.334136
66.84	1.171103	67.37	1.222976	67.90	1.277624	68.43	1.335252

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
68.44	1.336369	68.97	1.397264	69.50	1.461618	70.03	1.529706
68.45	1.337488	68.98	1.398445	69.51	1.462867	70.04	1.531028
68.46	1.338607	68.99	1.399628	69.52	1.464117	70.05	1.532352
68.47	1.339728	69.00	1.400812	69.53	1.465369	70.06	1.533678
68.48	1.340850	69.01	1.401997	69.54	1.466622	70.07	1.535005
68.49	1.341973	69.02	1.403183	69.55	1.467877	70.08	1.536333
68.50	1.343097	69.03	1.404371	69.56	1.469133	70.09	1.537663
68.51	1.344223	69.04	1.405560	69.57	1.470390	70.10	1.538994
68.52	1.345349	69.05	1.406750	69.58	1.471649	70.11	1.540326
68.53	1.346477	69.06	1.407941	69.59	1.472909	70.12	1.541660
68.54	1.347606	69.07	1.409134	69.60	1.474170	70.13	1.542996
68.55	1.348736	69.08	1.410327	69.61	1.475432	70.14	1.544333
68.56	1.349867	69.09	1.411522	69.62	1.476696	70.15	1.545671
68.57	1.350999	69.10	1.412719	69.63	1.477962	70.16	1.547011
68.58	1.352133	69.11	1.413916	69.64	1.479228	70.17	1.548353
68.59	1.353268	69.12	1.415115	69.65	1.480496	70.18	1.549696
68.60	1.354403	69.13	1.416315	69.66	1.481766	70.19	1.551040
68.61	1.355540	69.14	1.417516	69.67	1.483036	70.20	1.552386
68.62	1.356679	69.15	1.418719	69.68	1.484309	70.21	1.553733
68.63	1.357818	69.16	1.419923	69.69	1.485582	70.22	1.555082
68.64	1.358958	69.17	1.421128	69.70	1.486857	70.23	1.556432
68.65	1.360100	69.18	1.422334	69.71	1.488133	70.24	1.557784
68.66	1.361243	69.19	1.423542	69.72	1.489411	70.25	1.559137
68.67	1.362387	69.20	1.424751	69.73	1.490689	70.26	1.560492
68.68	1.363532	69.21	1.425961	69.74	1.491970	70.27	1.561848
68.69	1.364679	69.22	1.427172	69.75	1.493251	70.28	1.563205
68.70	1.365826	69.23	1.428385	69.76	1.494535	70.29	1.564565
68.71	1.366975	69.24	1.429599	69.77	1.495819	70.30	1.565925
68.72	1.368125	69.25	1.430814	69.78	1.497105	70.31	1.567287
68.73	1.369276	69.26	1.432031	69.79	1.498392	70.32	1.568651
68.74	1.370428	69.27	1.433249	69.80	1.499681	70.33	1.570016
68.75	1.371582	69.28	1.434468	69.81	1.500971	70.34	1.571383
68.76	1.372737	69.29	1.435688	69.82	1.502262	70.35	1.572751
68.77	1.373892	69.30	1.436910	69.83	1.503555	70.36	1.574121
68.78	1.375050	69.31	1.438133	69.84	1.504849	70.37	1.575492
68.79	1.376208	69.32	1.439357	69.85	1.506144	70.38	1.576865
68.80	1.377367	69.33	1.440583	69.86	1.507441	70.39	1.578239
68.81	1.378528	69.34	1.441810	69.87	1.508740	70.40	1.579614
68.82	1.379690	69.35	1.443038	69.88	1.510040	70.41	1.580992
68.83	1.380853	69.36	1.444267	69.89	1.511341	70.42	1.582370
68.84	1.382017	69.37	1.445498	69.90	1.512643	70.43	1.583751
68.85	1.383183	69.38	1.446730	69.91	1.513947	70.44	1.585133
68.86	1.384350	69.39	1.447964	69.92	1.515253	70.45	1.586516
68.87	1.385518	69.40	1.449198	69.93	1.516559	70.46	1.587901
68.88	1.386687	69.41	1.450434	69.94	1.517868	70.47	1.589287
68.89	1.387857	69.42	1.451672	69.95	1.519177	70.48	1.590675
68.90	1.389029	69.43	1.452910	69.96	1.520488	70.49	1.592065
68.91	1.390202	69.44	1.454150	69.97	1.521801	70.50	1.593456
68.92	1.391376	69.45	1.455392	69.98	1.523115	70.51	1.594848
68.93	1.392551	69.46	1.456634	69.99	1.524430	70.52	1.596242
68.94	1.393727	69.47	1.457878	70.00	1.525747	70.53	1.597638
68.95	1.394905	69.48	1.459123	70.01	1.527065	70.54	1.599035
68.96	1.396084	69.49	1.460370	70.02	1.528385	70.55	1.600434

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
70.56	1.601835	71.09	1.678344	71.62	1.759613	72.15	1.846067
70.57	1.603236	71.10	1.679832	71.63	1.761195	72.16	1.847751
70.58	1.604640	71.11	1.681322	71.64	1.762779	72.17	1.849437
70.59	1.606045	71.12	1.682813	71.65	1.764364	72.18	1.851125
70.60	1.607451	71.13	1.684306	71.66	1.765952	72.19	1.852815
70.61	1.608860	71.14	1.685801	71.67	1.767541	72.20	1.854508
70.62	1.610269	71.15	1.687298	71.68	1.769132	72.21	1.856202
70.63	1.611681	71.16	1.688796	71.69	1.770725	72.22	1.857898
70.64	1.613094	71.17	1.690296	71.70	1.772320	72.23	1.859596
70.65	1.614508	71.18	1.691798	71.71	1.773916	72.24	1.861296
70.66	1.615924	71.19	1.693301	71.72	1.775515	72.25	1.862999
70.67	1.617342	71.20	1.694806	71.73	1.777115	72.26	1.864703
70.68	1.618761	71.21	1.696313	71.74	1.778718	72.27	1.866409
70.69	1.620182	71.22	1.697822	71.75	1.780322	72.28	1.868118
70.70	1.621604	71.23	1.699332	71.76	1.781928	72.29	1.869828
70.71	1.623028	71.24	1.700844	71.77	1.783536	72.30	1.871541
70.72	1.624453	71.25	1.702358	71.78	1.785146	72.31	1.873256
70.73	1.625881	71.26	1.703873	71.79	1.786757	72.32	1.874972
70.74	1.627309	71.27	1.705391	71.80	1.788371	72.33	1.876691
70.75	1.628740	71.28	1.706910	71.81	1.789986	72.34	1.878412
70.76	1.630172	71.29	1.708430	71.82	1.791604	72.35	1.880135
70.77	1.631605	71.30	1.709953	71.83	1.793223	72.36	1.881860
70.78	1.633041	71.31	1.711477	71.84	1.794844	72.37	1.883587
70.79	1.634477	71.32	1.713003	71.85	1.796468	72.38	1.885316
70.80	1.635916	71.33	1.714531	71.86	1.798093	72.39	1.887048
70.81	1.637356	71.34	1.716061	71.87	1.799720	72.40	1.888781
70.82	1.638797	71.35	1.717592	71.88	1.801349	72.41	1.890517
70.83	1.640241	71.36	1.719125	71.89	1.802979	72.42	1.892254
70.84	1.641686	71.37	1.720660	71.90	1.804612	72.43	1.893994
70.85	1.643132	71.38	1.722196	71.91	1.806247	72.44	1.895736
70.86	1.644580	71.39	1.723735	71.92	1.807883	72.45	1.897480
70.87	1.646030	71.40	1.725275	71.93	1.809522	72.46	1.899226
70.88	1.647481	71.41	1.726817	71.94	1.811163	72.47	1.900974
70.89	1.648935	71.42	1.728360	71.95	1.812805	72.48	1.902724
70.90	1.650389	71.43	1.729906	71.96	1.814449	72.49	1.904477
70.91	1.651846	71.44	1.731453	71.97	1.816096	72.50	1.906231
70.92	1.653304	71.45	1.733002	71.98	1.817744	72.51	1.907988
70.93	1.654763	71.46	1.734553	71.99	1.819394	72.52	1.909747
70.94	1.656225	71.47	1.736106	72.00	1.821046	72.53	1.911508
70.95	1.657687	71.48	1.737660	72.01	1.822701	72.54	1.913271
70.96	1.659152	71.49	1.739216	72.02	1.824357	72.55	1.915036
70.97	1.660618	71.50	1.740775	72.03	1.826015	72.56	1.916803
70.98	1.662086	71.51	1.742334	72.04	1.827675	72.57	1.918573
70.99	1.663556	71.52	1.743896	72.05	1.829337	72.58	1.920345
71.00	1.665027	71.53	1.745460	72.06	1.831001	72.59	1.922119
71.01	1.666500	71.54	1.747025	72.07	1.832667	72.60	1.923895
71.02	1.667975	71.55	1.748592	72.08	1.834335	72.61	1.925673
71.03	1.669451	71.56	1.750161	72.09	1.836005	72.62	1.927454
71.04	1.670929	71.57	1.751732	72.10	1.837677	72.63	1.929236
71.05	1.672408	71.58	1.753304	72.11	1.839351	72.64	1.931021
71.06	1.673890	71.59	1.754879	72.12	1.841027	72.65	1.932808
71.07	1.675373	71.60	1.756455	72.13	1.842705	72.66	1.934597
71.08	1.676857	71.61	1.758033	72.14	1.844385	72.67	1.936389

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
72.68	1.938182	73.21	2.036495	73.74	2.141611	74.27	2.254220
72.69	1.939978	73.22	2.038413	73.75	2.143664	74.28	2.256422
72.70	1.941776	73.23	2.040334	73.76	2.145720	74.29	2.258626
72.71	1.943576	73.24	2.042257	73.77	2.147778	74.30	2.260834
72.72	1.945379	73.25	2.044183	73.78	2.149839	74.31	2.263044
72.73	1.947183	73.26	2.046111	73.79	2.151903	74.32	2.265258
72.74	1.948990	73.27	2.048041	73.80	2.153970	74.33	2.267474
72.75	1.950799	73.28	2.049974	73.81	2.156039	74.34	2.269693
72.76	1.952611	73.29	2.051909	73.82	2.158111	74.35	2.271916
72.77	1.954424	73.30	2.053847	73.83	2.160185	74.36	2.274141
72.78	1.956240	73.31	2.055788	73.84	2.162262	74.37	2.276369
72.79	1.958058	73.32	2.057730	73.85	2.164342	74.38	2.278601
72.80	1.959878	73.33	2.059676	73.86	2.166425	74.39	2.280835
72.81	1.961701	73.34	2.061623	73.87	2.168510	74.40	2.283073
72.82	1.963526	73.35	2.063573	73.88	2.170598	74.41	2.285313
72.83	1.965353	73.36	2.065526	73.89	2.172689	74.42	2.287556
72.84	1.967182	73.37	2.067481	73.90	2.174783	74.43	2.289803
72.85	1.969014	73.38	2.069439	73.91	2.176879	74.44	2.292052
72.86	1.970848	73.39	2.071399	73.92	2.178978	74.45	2.294305
72.87	1.972684	73.40	2.073362	73.93	2.181080	74.46	2.296560
72.88	1.974522	73.41	2.075327	73.94	2.183185	74.47	2.298819
72.89	1.976363	73.42	2.077294	73.95	2.185292	74.48	2.301081
72.90	1.978206	73.43	2.079265	73.96	2.187402	74.49	2.303345
72.91	1.980051	73.44	2.081237	73.97	2.189515	74.50	2.305613
72.92	1.981899	73.45	2.083212	73.98	2.191631	74.51	2.307884
72.93	1.983748	73.46	2.085190	73.99	2.193750	74.52	2.310158
72.94	1.985601	73.47	2.087170	74.00	2.195871	74.53	2.312435
72.95	1.987455	73.48	2.089153	74.01	2.197995	74.54	2.314715
72.96	1.989312	73.49	2.091139	74.02	2.200122	74.55	2.316999
72.97	1.991171	73.50	2.093126	74.03	2.202251	74.56	2.319285
72.98	1.993032	73.51	2.095117	74.04	2.204384	74.57	2.321574
72.99	1.994896	73.52	2.097110	74.05	2.206519	74.58	2.323867
73.00	1.996762	73.53	2.099105	74.06	2.208657	74.59	2.326163
73.01	1.998631	73.54	2.101103	74.07	2.210798	74.60	2.328461
73.02	2.000501	73.55	2.103104	74.08	2.212942	74.61	2.330763
73.03	2.002374	73.56	2.105107	74.09	2.215089	74.62	2.333069
73.04	2.004250	73.57	2.107113	74.10	2.217238	74.63	2.335377
73.05	2.006128	73.58	2.109122	74.11	2.219391	74.64	2.337688
73.06	2.008008	73.59	2.111133	74.12	2.221546	74.65	2.340003
73.07	2.009890	73.60	2.113146	74.13	2.223704	74.66	2.342321
73.08	2.011775	73.61	2.115162	74.14	2.225865	74.67	2.344642
73.09	2.013662	73.62	2.117181	74.15	2.228029	74.68	2.346966
73.10	2.015552	73.63	2.119203	74.16	2.230195	74.69	2.349293
73.11	2.017444	73.64	2.121227	74.17	2.232365	74.70	2.351623
73.12	2.019338	73.65	2.123253	74.18	2.234537	74.71	2.353957
73.13	2.021235	73.66	2.125282	74.19	2.236713	74.72	2.356294
73.14	2.023134	73.67	2.127314	74.20	2.238891	74.73	2.358634
73.15	2.025035	73.68	2.129349	74.21	2.241072	74.74	2.360977
73.16	2.026939	73.69	2.131386	74.22	2.243256	74.75	2.363324
73.17	2.028846	73.70	2.133426	74.23	2.245443	74.76	2.365674
73.18	2.030754	73.71	2.135468	74.24	2.247633	74.77	2.368027
73.19	2.032665	73.72	2.137513	74.25	2.249826	74.78	2.370383
73.20	2.034579	73.73	2.139561	74.26	2.252021	74.79	2.372742

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
74.80	2.375105	75.33	2.505164	75.86	2.645429	76.39	2.797093
74.81	2.377471	75.34	2.507713	75.87	2.648181	76.40	2.800073
74.82	2.379840	75.35	2.510265	75.88	2.650938	76.41	2.803057
74.83	2.382213	75.36	2.512821	75.89	2.653698	76.42	2.806046
74.84	2.384589	75.37	2.515380	75.90	2.656462	76.43	2.809040
74.85	2.386968	75.38	2.517944	75.91	2.659230	76.44	2.812038
74.86	2.389350	75.39	2.520510	75.92	2.662003	76.45	2.815040
74.87	2.391736	75.40	2.523081	75.93	2.664779	76.46	2.818048
74.88	2.394125	75.41	2.525655	75.94	2.667560	76.47	2.821060
74.89	2.396517	75.42	2.528233	75.95	2.670345	76.48	2.824076
74.90	2.398913	75.43	2.530814	75.96	2.673134	76.49	2.827097
74.91	2.401312	75.44	2.533400	75.97	2.675927	76.50	2.830123
74.92	2.403714	75.45	2.535989	75.98	2.678724	76.51	2.833153
74.93	2.406120	75.46	2.538581	75.99	2.681525	76.52	2.836188
74.94	2.408529	75.47	2.541178	76.00	2.684331	76.53	2.839228
74.95	2.410942	75.48	2.543778	76.01	2.687140	76.54	2.842273
74.96	2.413357	75.49	2.546382	76.02	2.689954	76.55	2.845322
74.97	2.415776	75.50	2.548990	76.03	2.692772	76.56	2.848376
74.98	2.418199	75.51	2.551601	76.04	2.695595	76.57	2.851434
74.99	2.420625	75.52	2.554216	76.05	2.698421	76.58	2.854498
75.00	2.423054	75.53	2.556835	76.06	2.701252	76.59	2.857566
75.01	2.425486	75.54	2.559458	76.07	2.704087	76.60	2.860638
75.02	2.427923	75.55	2.562084	76.08	2.706926	76.61	2.863716
75.03	2.430362	75.56	2.564715	76.09	2.709769	76.62	2.866798
75.04	2.432805	75.57	2.567349	76.10	2.712617	76.63	2.869885
75.05	2.435251	75.58	2.569987	76.11	2.715469	76.64	2.872977
75.06	2.437701	75.59	2.572628	76.12	2.718325	76.65	2.876074
75.07	2.440154	75.60	2.575274	76.13	2.721186	76.66	2.879176
75.08	2.442611	75.61	2.577923	76.14	2.724050	76.67	2.882282
75.09	2.445071	75.62	2.580577	76.15	2.726919	76.68	2.885393
75.10	2.447534	75.63	2.583234	76.16	2.729793	76.69	2.888509
75.11	2.450001	75.64	2.585895	76.17	2.732671	76.70	2.891630
75.12	2.452471	75.65	2.588560	76.18	2.735553	76.71	2.894756
75.13	2.454945	75.66	2.591228	76.19	2.738439	76.72	2.897887
75.14	2.457423	75.67	2.593901	76.20	2.741330	76.73	2.901022
75.15	2.459904	75.68	2.596577	76.21	2.744225	76.74	2.904163
75.16	2.462388	75.69	2.599258	76.22	2.747124	76.75	2.907308
75.17	2.464876	75.70	2.601942	76.23	2.750028	76.76	2.910458
75.18	2.467367	75.71	2.604630	76.24	2.752937	76.77	2.913613
75.19	2.469862	75.72	2.607322	76.25	2.755849	76.78	2.916774
75.20	2.472360	75.73	2.610019	76.26	2.758766	76.79	2.919939
75.21	2.474862	75.74	2.612719	76.27	2.761688	76.80	2.923109
75.22	2.477368	75.75	2.615423	76.28	2.764614	76.81	2.926284
75.23	2.479877	75.76	2.618130	76.29	2.767544	76.82	2.929464
75.24	2.482390	75.77	2.620842	76.30	2.770479	76.83	2.932649
75.25	2.484906	75.78	2.623558	76.31	2.773418	76.84	2.935839
75.26	2.487426	75.79	2.626278	76.32	2.776362	76.85	2.939034
75.27	2.489949	75.80	2.629002	76.33	2.779310	76.86	2.942235
75.28	2.492476	75.81	2.631730	76.34	2.782262	76.87	2.945440
75.29	2.495006	75.82	2.634462	76.35	2.785220	76.88	2.948650
75.30	2.497540	75.83	2.637198	76.36	2.788181	76.89	2.951865
75.31	2.500078	75.84	2.639937	76.37	2.791147	76.90	2.955086
75.32	2.502619	75.85	2.642681	76.38	2.794118	76.91	2.958311

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
76.92	2.961542	77.45	3.140396	77.98	3.335560	78.51	3.549294
76.93	2.964778	77.46	3.143921	77.99	3.339414	78.52	3.553522
76.94	2.968019	77.47	3.147451	78.00	3.343273	78.53	3.557757
76.95	2.971265	77.48	3.150988	78.01	3.347140	78.54	3.562000
76.96	2.974516	77.49	3.154530	78.02	3.351013	78.55	3.566251
76.97	2.977772	77.50	3.158078	78.03	3.354892	78.56	3.570509
76.98	2.981034	77.51	3.161632	78.04	3.358779	78.57	3.574775
76.99	2.984300	77.52	3.165192	78.05	3.362672	78.58	3.579048
77.00	2.987572	77.53	3.168758	78.06	3.366571	78.59	3.583330
77.01	2.990849	77.54	3.172330	78.07	3.370478	78.60	3.587619
77.02	2.994132	77.55	3.175908	78.08	3.374391	78.61	3.591915
77.03	2.997419	77.56	3.179491	78.09	3.378311	78.62	3.596220
77.04	3.000712	77.57	3.183081	78.10	3.382238	78.63	3.600532
77.05	3.004010	77.58	3.186676	78.11	3.386172	78.64	3.604852
77.06	3.007314	77.59	3.190278	78.12	3.390112	78.65	3.609180
77.07	3.010623	77.60	3.193885	78.13	3.394059	78.66	3.613516
77.08	3.013937	77.61	3.197499	78.14	3.398013	78.67	3.617859
77.09	3.017256	77.62	3.201118	78.15	3.401974	78.68	3.622210
77.10	3.020580	77.63	3.204744	78.16	3.405942	78.69	3.626570
77.11	3.023910	77.64	3.208376	78.17	3.409917	78.70	3.630937
77.12	3.027246	77.65	3.212013	78.18	3.413898	78.71	3.635312
77.13	3.030586	77.66	3.215657	78.19	3.417887	78.72	3.639695
77.14	3.033932	77.67	3.219307	78.20	3.421883	78.73	3.644086
77.15	3.037284	77.68	3.222963	78.21	3.425885	78.74	3.648486
77.16	3.040641	77.69	3.226625	78.22	3.429895	78.75	3.652893
77.17	3.044003	77.70	3.230293	78.23	3.433911	78.76	3.657308
77.18	3.047371	77.71	3.233968	78.24	3.437935	78.77	3.661731
77.19	3.050744	77.72	3.237648	78.25	3.441965	78.78	3.666163
77.20	3.054122	77.73	3.241335	78.26	3.446003	78.79	3.670602
77.21	3.057506	77.74	3.245028	78.27	3.450048	78.80	3.675050
77.22	3.060896	77.75	3.248727	78.28	3.454099	78.81	3.679505
77.23	3.064291	77.76	3.252433	78.29	3.458158	78.82	3.683969
77.24	3.067691	77.77	3.256144	78.30	3.462225	78.83	3.688441
77.25	3.071097	77.78	3.259862	78.31	3.466298	78.84	3.692922
77.26	3.074509	77.79	3.263587	78.32	3.470378	78.85	3.697410
77.27	3.077926	77.80	3.267317	78.33	3.474466	78.86	3.701907
77.28	3.081348	77.81	3.271054	78.34	3.478561	78.87	3.706412
77.29	3.084777	77.82	3.274797	78.35	3.482663	78.88	3.710926
77.30	3.088210	77.83	3.278546	78.36	3.486772	78.89	3.715448
77.31	3.091650	77.84	3.282302	78.37	3.490889	78.90	3.719978
77.32	3.095095	77.85	3.286065	78.38	3.495012	78.91	3.724516
77.33	3.098545	77.86	3.289833	78.39	3.499144	78.92	3.729063
77.34	3.102002	77.87	3.293608	78.40	3.503282	78.93	3.733619
77.35	3.105463	77.88	3.297390	78.41	3.507428	78.94	3.738182
77.36	3.108931	77.89	3.301177	78.42	3.511581	78.95	3.742755
77.37	3.112404	77.90	3.304972	78.43	3.515742	78.96	3.747335
77.38	3.115883	77.91	3.308773	78.44	3.519909	78.97	3.751925
77.39	3.119368	77.92	3.312580	78.45	3.524085	78.98	3.756523
77.40	3.122858	77.93	3.316394	78.46	3.528268	78.99	3.761129
77.41	3.126354	77.94	3.320214	78.47	3.532458	79.00	3.765744
77.42	3.129856	77.95	3.324041	78.48	3.536656	79.01	3.770367
77.43	3.133363	77.96	3.327874	78.49	3.540861	79.02	3.775000
77.44	3.136877	77.97	3.331714	78.50	3.545074	79.03	3.779641

α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)	α [°]	inv(α)
79.04	3.784290	79.30	3.908304	79.56	4.038645	79.82	4.175797
79.05	3.788948	79.31	3.913198	79.57	4.043791	79.83	4.181216
79.06	3.793615	79.32	3.918100	79.58	4.048947	79.84	4.186645
79.07	3.798291	79.33	3.923012	79.59	4.054113	79.85	4.192085
79.08	3.802976	79.34	3.927933	79.60	4.059289	79.86	4.197536
79.09	3.807669	79.35	3.932864	79.61	4.064476	79.87	4.202998
79.10	3.812371	79.36	3.937805	79.62	4.069673	79.88	4.208471
79.11	3.817082	79.37	3.942754	79.63	4.074879	79.89	4.213955
79.12	3.821802	79.38	3.947714	79.64	4.080097	79.90	4.219450
79.13	3.826530	79.39	3.952683	79.65	4.085324	79.91	4.224956
79.14	3.831268	79.40	3.957661	79.66	4.090562	79.92	4.230474
79.15	3.836015	79.41	3.962649	79.67	4.095810	79.93	4.236002
79.16	3.840770	79.42	3.967647	79.68	4.101069	79.94	4.241542
79.17	3.845535	79.43	3.972655	79.69	4.106338	79.95	4.247093
79.18	3.850308	79.44	3.977672	79.70	4.111617	79.96	4.252655
79.19	3.855091	79.45	3.982699	79.71	4.116907	79.97	4.258229
79.20	3.859883	79.46	3.987736	79.72	4.122208	79.98	4.263814
79.21	3.864684	79.47	3.992782	79.73	4.127519	79.99	4.269411
79.22	3.869494	79.48	3.997838	79.74	4.132840	80.00	4.275018
79.23	3.874313	79.49	4.002904	79.75	4.138172		
79.24	3.879141	79.50	4.007980	79.76	4.143515		
79.25	3.883978	79.51	4.013066	79.77	4.148869		
79.26	3.888825	79.52	4.018162	79.78	4.154233		
79.27	3.893681	79.53	4.023268	79.79	4.159608		
79.28	3.898546	79.54	4.028384	79.80	4.164994		
79.29	3.903421	79.55	4.033509	79.81	4.170390		

Anexa 5

ANGRENAJE – DESENE DE EXECUȚIE

Elementele necesare reprezentării roților dințate cilindrice și conice, melcilor și roților melcate sunt stabilite de EN ISO 2203:1997 . Pentru reprezentarea roților dințate, în general, se vor respecta următoarele reguli:

- Reprezentarea unei roți dințate în vedere se face ca o piesă plină nedințată, mărginită de suprafața de cap, al cărui contur se trasează cu linie continuă groasă.
- Cremaliera și melcul se reprezintă numai în secțiune transversală. Aceste elemente dințate se reprezintă nesectionate în proiecție longitudinală.
- Suprafața de cap se reprezintă cu linie continuă groasă atât în secțiune, cât și în vedere.
- Suprafața de divizare se reprezintă cu linie-punct subțire. În proiecție pe un plan perpendicular pe axa roții, suprafața de divizare se reprezintă prin cercul de divizare, iar în proiecție pe un plan paralel cu axa roții, prin generatoarea suprafeței de divizare.

Reprezentarea roților dințate este însoțită de un tabel pentru parametrii care se prezintă în desenul de execuție. Dimensiunile și poziția tabelului sunt prezentate în figura A5-1.

Reprezentarea roților dințate, prin desenele de execuție, trebuie să cuprindă toate cotele și elementele necesare pentru definirea elementelor constructive și pentru prelucrarea și controlul danturii.

Înscrierea datelor privind starea suprafețelor se face conform SR ISO 1302:2002. Rugozitățile suprafețelor obținute din diferite operații de prelucrare se vor prezenta după recomandările cuprinse în STAS 5730/2 – 85. De asemenea, recomandările privind înscrierea toleranțelor de formă și poziție sunt date în STAS 7385/1,2 – 85.

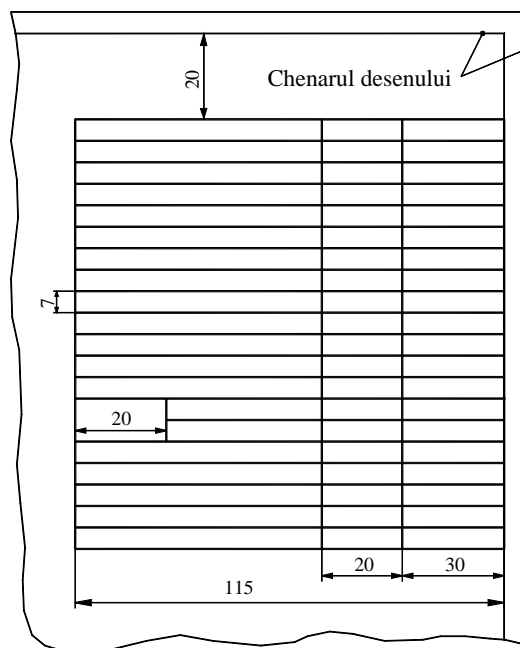


Fig. A5-1. Dimensiunile și poziția tabelului pentru parametrii geometrici și de control ai roții

Toleranțele ISO în sistemul alezaj unitar se aleg din SR EN 20286 – 2:1997, toleranțele la rectilinitate și planitate din STAS 7391/1 – 74, toleranțe la coaxialitate, concentricitate, simetrie și bătaie radială, din STAS 7391/4 – 74, toleranțe la circularitate și cilindricitate, din STAS 7391/2 – 74, iar toleranțele la paralelism, la perpendicularitate, la înclinare și la bătaie frontală, din STAS 7391/3 – 74.

Anexa 6

ANGRENAJE CILINDRICE

Regulile pentru reprezentarea și cotarea unei roți dințate cilindrice cu profil în evolventă, cu dinți drepți, înclinați sau în V sunt stabilite prin STAS 5013/1-82

În cadrul desenelor de execuție ale roților dințate cilindrice se indică elementele de bază necesare pentru prelucrarea și controlul danturii.

În colțul din dreapta sus al desenului de execuție al unei roți dințate se amplasează un tabel (vezi Anexa 5, fig. A5-1.) în care se introduc următoarele elemente:

- modulul pentru danturi cu dinți drepți, iar pentru danturi cu dinți înclinați se introduc modulul normal și modulul frontal;
- numărul de dinți;
- cremaliera de referință, notată conform SR ISO 53:2011;
- pentru danturi cu dinți înclinați se introduce unghiul de înclinare de divizare al dintelui;
- sensul înclinării dintelui (se introduce dreapta sau stânga), numai pentru danturi cu dinți înclinați;
- diametrul de divizare;
- coeficientul deplasării de profil pentru danturi cu dinți drepți, iar pentru danturi cu dinți înclinați se introduce coeficientul normal al deplasării de profil;
- lungimea (normală) peste n dinți;
- clasa de precizie a danturii și simbolul jocului dintre flancuri, conform STAS 6273-82;
- distanța între axe și abaterile limită;
- date despre roata conjugată (numărul de dinți și numărul desenului de execuție).
- indicii de precizie, conform STAS 6273-82, utilizați pentru verificarea clasei de precizie a danturii.

Desenul de execuție al unei roți cilindrice cu dinți drepți este prezentat în figura de mai jos.

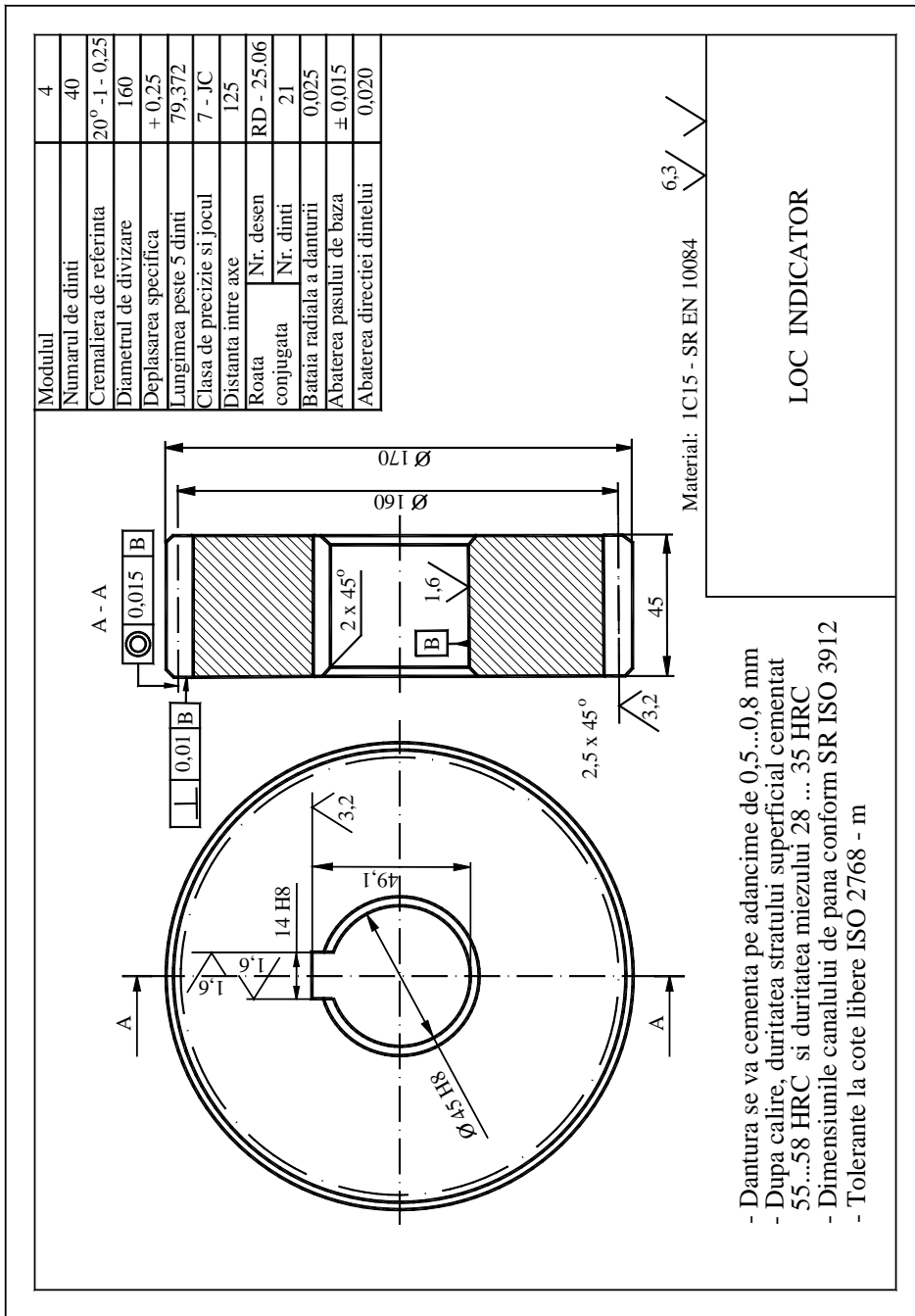


Fig. A6-1 Desen execuție roată dintață cilindrică cu dinți drepți

Pentru calculul parametrilor geometrici și cinematici ai angrenajului cilindric exterior cu dinți înclinați și cei ai roților dințate se utilizează un program, care este prezentat mai jos.

```

% Calcul geometric pentru angrenajul cilindric exterior
% cu dinti inclinati
%
clear;
clc;
rad =pi/180;
%
% Datele de intrare
z1 = 21;
z2 = 42;
mn = 2.5; % modulul normal
beta = 5*rad; % unghiul de înclinare al dintelui
alfan = 20*rad;
hans = 1;
cns = 0.25;
%
a = mn*(z1 + z2)/(2*cos(beta));
aw = round(a + 1);
yn = (aw - a)/mn;
%
% Unghiurile de angrenare
alfat = atan(tan(alfan)/cos(beta));
alfatw = acos(a/aw*cos(alfat));
invat = tan(alfat) - alfat;
invatw = tan(alfatw) - alfatw;
%
% Coeficientii deplasărilor de profil însumate
xns = (z1 + z2)/(2*tan(alfan))*(invatw - invat);
xts = (z1 + z2)/(2*tan(alfat))*(invatw - invat);
fprintf('a = %8.4f aw = %8.4f \n',a,aw);
fprintf('alfat = %8.4f alfatw = %8.4f \n',alfat/rad,alfatw/rad);
fprintf('xns = %8.4f \n',xns);
%
fprintf(' Introduceți valoarea coeficientului deplasării de profil pentru pinion (1)
');
%
xn1 = input('xn1 = ');
xn2 = xns - xn1;
fprintf('xn1 = %8.4f xn2 = %8.4f \n',xn1,xn2);
%
xt1 = xn1*cos(beta);

```

```

xt2 = xn2*cos(beta);
%
%   Diametrele de divizare
mt = mn/cos(beta);
d1 = mt*z1;
d2 = mt*z2;
i12 = z2/z1;
fprintf('mt = %8.4f i12 = %8.4f \n',mt,i12);
fprintf('d1 = %8.4f d2 = %8.4f \n',d1,d2);
%
%   Diametrele de rostogolire
dw1 = 2*aw*z1/(z1+z2);
dw2 = 2*aw*z2/(z1+z2);
fprintf('dw1 = %8.4f dw2 = %8.4f \n',dw1,dw2);
%
%   Diametrele cercurilor de picior
df1 = d1 - 2*mn*(hans + cns - xn1);
df2 = d2 - 2*mn*(hans + cns - xn2);
h = mn*(2*hans + cns);
fprintf('df1 = %8.4f df2 = %8.4f h = %8.4f \n',df1,df2,h);
%
%   Diametrele cercurilor de cap
da1 = d1 + 2*mn*(hans + xn1);
da2 = d2 + 2*mn*(hans + xn2);
fprintf('da1 = %8.4f da2 = %8.4f \n',da1,da2);
%
%   Calculul lungimii (cotei) normale peste dinti
alfatWN1 = acos(z1*cos(alfat)/(z1+2*xt1));
alfatWN2 = acos(z2*cos(alfat)/(z2+2*xt2));
fprintf('alfatWN1 = %8.4f alfatWN2 = %8.4f \n',alfatWN1/rad,alfatWN2/rad);
%
betab = asin(sin(beta)*cos(alfan));
fprintf('inv alfa t = %8.4f betab = %8.4f \n',invat,betab/rad);
N1p = z1/pi*(tan(alfatWN1)/(cos(betab))^2-2*xn1*tan(alfan)/z1-inv);
N2p = z2/pi*(tan(alfatWN2)/(cos(betab))^2-2*xn2*tan(alfan)/z2-inv);
N1 = round(N1p + 0.5);
N2 = round(N2p + 0.5);
WtN1 = mt*cos(alfat)*(pi*(N1-0.5)+2*xt1*tan(alfat)+z1*inv);
WtN2 = mt*cos(alfat)*(pi*(N2-0.5)+2*xt2*tan(alfat)+z2*inv);
WnN1 = mn*cos(alfat)*(pi*(N1-0.5)+2*xn1*tan(alfat)+z1*inv);
WnN2 = mn*cos(alfat)*(pi*(N2-0.5)+2*xn2*tan(alfat)+z2*inv);
fprintf('N1 = %8.4f N2 = %8.4f \n',N1,N2);
fprintf('WtN1 = %8.4f WtN2 = %8.4f \n',WtN1,WtN2);
roWt1 = 0.5*WtN1;
roWt2 = 0.5*WtN2;
fprintf('roWt1 = %8.4f roWt2 = %8.4f \n',roWt1,roWt2);

```

```

%
alfata1 = acos(z1*mt*cos(alfat)/da1);
alfata2 = acos(z2*mt*cos(alfat)/da2);
db1 = z1*mn*cos(alfat)/cos(beta);
db2 = z2*mn*cos(alfat)/cos(beta);
fprintf('alfata1 = %8.4f  alfata2 = %8.4f \n',alfata1/rad,alfata2/rad);
fprintf('db1 = %8.4f  db2 = %8.4f \n',db1,db2);
%
roa1 = 0.5*db1*tan(alfata1);
roa2 = 0.5*db2*tan(alfata2);
rof1 = aw*sin(alfatw)-0.5*db2*tan(alfata2);
rof2 = aw*sin(alfatw)-0.5*db1*tan(alfata1);
fprintf('rof1 = %8.4f < roWt1 = %8.4f < roa1 = %8.4f \n',rof1,roWt1,roa1);
fprintf('rof2 = %8.4f < roWt2 = %8.4f < roa2 = %8.4f \n',rof2,roWt2,roa2);
%
%   Calculul corzii constante normale a dintelui
scn1 = (pi/2*cos(alfan)^2 + xn1*sin(2*alfan))*mn;
scn2 = (pi/2*cos(alfan)^2 + xn2*sin(2*alfan))*mn;
fprintf('scn1 = %8.4f  scn2 = %8.4f \n',scn1,scn2);
%
%   Inaltimea la coarda constanta
hcn1 = 0.5*(da1 - d1 - scn1*tan(alfan));
hcn2 = 0.5*(da2 - d2 - scn2*tan(alfan));
fprintf('hcn1 = %8.4f  hcn2 = %8.4f \n',hcn1,hcn2);
%
%   Unghiul de inclinare pe cilindru de cap
betaa1 = atan(da1/d1*tan(beta));
betaa2 = atan(da2/d2*tan(beta));
fprintf('betaa1 = %8.4f  betaa2 = %8.4f \n',betaa1/rad,betaa2/rad);
%
%   Arcul de divizare frontal al dintelui
st1 = (pi/2+2*xt1*tan(alfat))*mt;
st2 = (pi/2+2*xt2*tan(alfat))*mt;
%
%   Arcul de divizare normal al dintelui
sn1 = (pi/2+2*xn1*tan(alfan))*mt;
sn2 = (pi/2+2*xn2*tan(alfan))*mt;
fprintf('st1 = %8.4f  st2 = %8.4f \n',st1,st2);
fprintf('sn1 = %8.4f  sn2 = %8.4f \n',sn1,sn2);
%
%   Arcul de cap frontal al dintelui
invata1 = tan(alfata1) - alfata1;
invata2 = tan(alfata2) - alfata2;
sat1 = da1*(st1/d1+invat-invata1);
sat2 = da2*(st2/d2+invat-invata2);
fprintf('sat1 = %8.4f  sat2 = %8.4f \n',sat1,sat2);

```

```

%
san1 = sat1*cos(betaa1);
san2 = sat2*cos(betaa2);
%
%   Verificarea lipsei ascutirii dintilor
fprintf('san1 = %8.4f >= 0,25*mn = %8.4f \n',san1,0.25*mn);
fprintf('san2 = %8.4f >= 0,25*mn = %8.4f \n',san2,0.25*mn);
%
%   Arcul de bază frontal al dintelui
sbt1 = mt*cos(alfat)*(pi/2+2*xt1*tan(alfat)+z1*invat);
sbt2 = mt*cos(alfat)*(pi/2+2*xt2*tan(alfat)+z2*invat);
fprintf('sbt1 = %8.4f   sbt2 = %8.4f \n',sbt1,sbt2);
%
%   Arcul de bază normal al dintelui
sbn1 = sbt1*cos(betaab);
sbn2 = sbt2*cos(betaab);
fprintf('sbn1 = %8.4f   sbn2 = %8.4f \n',sbn1,sbn2);
%
%   Calculul arcelor golurilor dintre dinti
et1 = (pi/2 - 2*xt1*tan(alfat))*mt;
et2 = (pi/2 - 2*xt2*tan(alfat))*mt;
fprintf('et1 = %8.4f   et2 = %8.4f \n',et1,et2);
%
%   Arcul de divizare normal al golului
en1 = (pi/2 - 2*xn1*tan(alfan))*mn;
en2 = (pi/2 - 2*xn2*tan(alfan))*mn;
fprintf('en1 = %8.4f   en2 = %8.4f \n',en1,en2);
%
%   Arcul de cap frontal al golului
eat1 = da1*(et1/d1+invata1-invata);
eat2 = da2*(et2/d2+invata2-invata);
fprintf('eat1 = %8.4f   eat2 = %8.4f \n',eat1,eat2);
%
%   Arcul de cap normal al golului
ean1 = eat1*cos(betaa1);
ean2 = eat2*cos(betaa1);
fprintf('ean1 = %8.4f   ean2 = %8.4f \n',ean1,ean2);
%
%   Arcul de bază frontal al golului
ebt1 = mt*cos(alfat)*(pi/2-2*xt1*tan(alfat)-z1*invat);
ebt2 = mt*cos(alfat)*(pi/2-2*xt2*tan(alfat)-z2*invat);
fprintf('ebt1 = %8.4f   ebt2 = %8.4f \n',ebt1,ebt2);
%
%   Arcul de cap normal al golului
ebn1 = ebt1*cos(betaa1);
ebn2 = ebt2*cos(betaa1);

```

```

fprintf('ebn1 = %8.4f ebn2 = %8.4f \n',ebn1,ebn2);
%
dl1 = db1*sqrt(1 + (tan(alfat) - (1 - xt1))/(z1*sin(alfat)*cos(alfat)))^2);
dl2 = db2*sqrt(1 + (tan(alfat) - (1 - xt2))/(z2*sin(alfat)*cos(alfat)))^2);
fprintf('dl1 = %8.4f dl2 = %8.4f \n',dl1,dl2);
%
xnmin1 = hans - z1*(sin(alfat))^2/(2*cos(beta));
xnmin2 = hans - z2*(sin(alfat))^2/(2*cos(beta));
fprintf('xnmin1 = %8.4f < xn1 = %8.4f \n',xnmin1,xn1);
fprintf('xnmin2 = %8.4f < xn2 = %8.4f \n',xnmin2,xn2);
%
xtmin1 = xnmin1*cos(beta);
xtmin2 = xnmin2*cos(beta);
fprintf('xtmin1 = %8.4f xtmin2 = %8.4f \n',xtmin1,xtmin2);
%
roL1 =0.5*d1*sin(alfat) - (hans - xn1)*mn/sin(alfat);
roL2 =0.5*d2*sin(alfat) - (hans - xn2)*mn/sin(alfat);
fprintf('roL1 = %8.4f <= rof1 = %8.4f \n',roL1,rof1);
fprintf('roL2 = %8.4f <= rof2 = %8.4f \n',roL2,rof2);
%
% Gradul de acoperire frontal
eps_alfa1 = (sqrt(da1^2 - db1^2) + sqrt(da2^2 - db2^2) - 2*aw*sin(alfatw));
eps_alfa2 = 2*pi*mn*cos(alfat);
eps_alfa = eps_alfa1/eps_alfa2;
%
psi_a = input(' Introduceti valoarea pentru psi_a = ');
b = psi_a*a; % psi_a = 0.2 ... 0.6;
b = round(b);
fprintf(' latimea rotii b = %8.1f \n',b);
%
% Gradul de acoperire axial
eps_beta = b*sin(beta)/(pi*mn);
eps_gama = eps_alfa + eps_beta;
fprintf('eps_alfa = %8.4f eps_beta = %8.4f eps_gama = %8.4f \n',...
eps_alfa,eps_beta,eps_gama);
%
% Verificare a jocurilor la capul dinflor
c1 = aw - 0.5*(df2 + da1);
c2 = aw - 0.5*(df1 + da2);
fprintf('c1 = %8.4f >= %8.4f \n',c1,0.2*mn);
fprintf('c2 = %8.4f >= %8.4f \n',c2,0.2*mn);
%
if (c1 < 0.2*mn) && (c2 < 0.2*mn)
% Coeficientul normal de micorare a
% jocului de referinta la cap
dyn = xns - yn;

```

```

fprintf(' Delta yn = %8.4f \n',dyn);
%
%  Inaltimea dintelui scurtat (in scopul
%  restabilirii jocului la cap egal cu cel de referinta
hsc = aw - (df1+df2)/2 - cns*mn;
fprintf(' Inaltimea dintelui scurtat hsc = %8.4f \n',hsc);
%
%  Diametrele de cap scurtate
dasc1 = df1 + 2*hsc;
dasc2 = df2 + 2*hsc;
fprintf('dasc1 = %8.4f  dasc2 = %8.4f \n',dasc1,dasc2);
end
%
%  Alunecarea relativa la capul dintelui
csia1 = 1 - rof2*z1/(roa1*z2);
csia2 = 1 - rof1*z2/(roa2*z1);
fprintf('csia1 = %8.4f  csia2 = %8.4f \n',csia1,csia2);
%
%  Alunecarea relativa la piciorul dintelui
csif1 = 1 - roa2*z1/(rof1*z2);
csif2 = 1 - roa1*z2/(rof2*z1);
fprintf('csif1 = %8.4f  csif2 = %8.4f \n',csif1,csif2);
%

```

Determinarea prin calcul, în timp scurt, a parametrilor geometrici și cinematici ai angrenajului cilindric interior cu dinți înclinați și ai roților dințate se realizează cu ajutorul unui program de calcul prezentat mai jos. Pentru calculul argumentului funcției involuta, necesar în cadrul programului, s-a utilizat o funcție, care este prezentată după program.

```

% Calcul geometric pentru angrenajul cilindric interior
%  cu dinti inclinati
%
clear;
clc;
rad =pi/180;
%
z1 = 19;
z2 = 78;
mn = 2.0;    % modulul normal
beta = 10*rad;
alfan = 20*rad;
hans = 1;
cns = 0.25;

```

```

%
% Parametrii geometrici definatorii ai danturii
% cutitului roata care se foloseste la generarea rotii dintate
z0 = 50; %38;
mn0 = mn;
beta0 = beta;
da0 = 107.31; %82.68;
alfan0 = alfan;
%
a = mn*(z2 - z1)/(2*cos(beta));
aw = round(a+1);
alfat = atan(tan(alfan)/cos(beta));
alfatw = acos(a/aw*cos(alfat));
invat = tan(alfat) - alfat;
invatw = tan(alfatw) - alfatw;
xnd = (z2 - z1)/(2*tan(alfan))*(invatw - invat); %xnd = xn2 - xn1
xtd = (z2 - z1)/(2*tan(alfat))*(invatw - invat);
fprintf('a = %8.4f aw = %8.4f \n',a,aw);
fprintf('alfat = %8.4f alfatw = %8.4f \n',alfat/rad,alfatw/rad);
fprintf('xnd = %8.4f \n',xnd);
fprintf(' Introduceti valoarea coeficientului deplasarii de profil pentru pinion (1) ');
%
xn1 = input('xn1 = ');
xn2 = xnd + xn1;
fprintf('xn1 = %8.4f xn2 = %8.4f \n',xn1,xn2);
%
xt1 = xn1*cos(beta);
xt2 = xn2*cos(beta);
%
mt = mn/cos(beta);
fprintf('mt = %6.2f \n',mt);
%
d1 = mt*z1;
d2 = mt*z2;
i12 = z2/z1;
fprintf('d1 = %8.4f d2 = %8.4f i12 = %8.4f \n',d1,d2,i12);
%
dw1 = 2*aw*z1/(z2-z1);
dw2 = 2*aw*z2/(z2-z1);
df1 = d1 - 2*mn*(hans + cns - xn1);
df2 = d2 + 2*mn*(hans + cns + xn2);
fprintf('dw1 = %8.4f dw2 = %8.4f \n',dw1,dw2);
fprintf('df1 = %8.4f df2 = %8.4f \n',df1,df2);
%
h = mn*(2*hans + cns);

```

```

da1 = d1 + 2*mn*(hans + xn1);
da2 = d2 - 2*mn*(hans - xn2);
db1 = z1*mn*cos(alfat)/cos(beta);
db2 = z2*mn*cos(alfat)/cos(beta);
%
fprintf('h = %8.4f da1 = %8.4f da2 = %8.4f \n',h,da1,da2);
fprintf(' db1 = %8.4f db2 = %8.4f \n',db1,db2);
%
d0 = z0*mt;
db0 = z0*mt*cos(alfat);
alfata0 = acos(d0/da0*cos(alfat));
xn0 = da0/(2*mn) - z0/(2*cos(beta)) - hans;
xt0 = xn0*cos(beta);
xnd0 = xn2 - xn0;
xtd0 = xt2 - xt0;
invatw0 = invat + (xn2 - xn0)/(z2 - z0)*tan(alfat);
alfatw0 = fev_alfa(invatw0);
a0 = (z2 - z0)/2*mt;
aw0 = a0*cos(alfat)/cos(alfatw0);
dfef2 = 2*aw0 + da0;
fprintf(' d0 = %8.4f db0 = %8.4f \n',d0,db0);
fprintf(' xn0 = %8.4f xt0 = %8.4f \n',xn0,xt0);
fprintf(' xnd0 = %8.4f xtd0 = %8.4f \n',xnd0,xtd0);
fprintf(' alfata0 = %8.4f inv(alfatw0) = %12.8f \n',alfata0/rad,invatw0);
fprintf(' alfatw0 = %8.4f \n',alfatw0/rad);
fprintf(' a0 = %8.4f aw0 = %8.4f \n',a0,aw0);
fprintf(' dfef2 = %8.4f \n',dfef2);%
% Calculul lungimilor (cotelor) normale peste dinti
%
alfatWN1 = acos(z1*cos(alfat)/(z1+2*xt1));
alfatWN2 = acos(z2*cos(alfat)/(z2+2*xt2));
%
betab = asin(sin(beta)*cos(alfan));
fprintf(' alfatWN1 = %8.4f alfatWN2 = %8.4f betab = %8.4f \n',...
    alfatWN1/rad, alfatWN2/rad ,betab/rad);
N1p = z1/pi*(tan(alfatWN1)/(cos(betab))^2-2*xn1*tan(alfan)/z1-invat);
N2p = z2/pi*(tan(alfatWN2)/(cos(betab))^2-2*xn2*tan(alfan)/z2-invat);
N1 = round(N1p + 0.5);
N2 = round(N2p + 0.5);
WtN1 = mt*cos(alfat)*(pi*(N1-0.5)+2*xt1*tan(alfat)+z1*invat);
WtN2 = mt*cos(alfat)*(pi*(N2-0.5)+2*xt2*tan(alfat)+z2*invat);
WnN1 = mn*cos(alfat)*(pi*(N1-0.5)+2*xn1*tan(alfat)+z1*invat);
WnN2 = mn*cos(alfat)*(pi*(N2-0.5)+2*xn2*tan(alfat)+z2*invat);
fprintf(' N1p = %8.4f N2p = %8.4f \n',N1p,N2p);
fprintf(' N1 = %8.4f N2 = %8.4f \n',N1,N2);
fprintf(' WtN1 = %8.4f WtN2 = %8.4f \n',WtN1,WtN2);

```



```

fprintf(' WnN1 = %8.4f WnN2 = %8.4f\n',WnN1,WnN2);
%
roWt1 = 0.5*WtN1;
roWt2 = 0.5*WtN2;
alfata1 = acos(z1*mt*cos(alfat)/da1);
alfata2 = acos(z2*mt*cos(alfat)/da2);
roa1 = 0.5*db1*tan(alfata1);
roa2 = 0.5*db2*tan(alfata2);
rof1 = 0.5*db2*tan(alfata2) - aw*sin(alfatw);
rof2 = 0.5*db1*tan(alfata1) + aw*sin(alfatw);
%
fprintf('alfata1 = %8.4f alfata2 = %8.4f \n',alfata1/rad,alfata2/rad);
fprintf('rof1 = %8.4f < roWt1 = %8.4f < roa1 = %8.4f \n',rof1,roWt1,roa1);
fprintf('rof2 = %8.4f > roWt2 = %8.4f > roa2 = %8.4f \n',rof2,roWt2,roa2);
%
bWN1 = WnN1*cos(betab);
bWN2 = WnN2*cos(betab);
deltab1 = 4;
deltab2 = 2;
bp1 = bWN1 + deltab1;
bp2 = bWN2 + deltab2;
%
fprintf(' b >= bWN1 + deltab = %6.4f \n',bp1);
fprintf(' b >= bWN2 + deltab = %6.4f \n',bp2);
%
%   Calculul corzii constante normale
scn1 = (pi/2*cos(alfan)^2 + xn1*sin(2*alfan))*mn;
scn2 = (pi/2*cos(alfan)^2 - xn2*sin(2*alfan))*mn;
fprintf('scn1 = %8.4f scn2 = %8.4f \n',scn1,scn2);
%
rots1 = 0.5*(db1*tan(alfat) + scn1*cos(betab)/cos(alfan));
rots2 = 0.5*(db2*tan(alfat) - scn2*cos(betab)/cos(alfan));
%
fprintf(' Pinion -> rots1 = %8.4f > rof1 = %8.4f \n',rots1,rof1);
fprintf(' Roata -> rots2 = %8.4f < rof2 = %8.4f \n',rots2,rof2);
%
%   Inaltimea la coarda constanta
hcn1 = 0.5*(da1 - d1 - scn1*tan(alfan));
hcn2 = 0.5*(d2 - da2 - scn2*tan(alfan));
fprintf('hcn1 = %8.4f hcn2 = %8.4f \n',hcn1,hcn2);
%
%   Unghiul de inclinare pe cilindru de cap
betaa1 = atan(da1/d1*tan(beta));
betaa2 = atan(da2/d2*tan(beta));
fprintf('betaa1 = %8.4f betaa2 = %8.4f \n',betaa1/rad,betaa2/rad);
%

```

```

% Arcul de divizare frontal al dintelui
st1 = (pi/2+2*xt1*tan(alfat))*mt;
st2 = (pi/2-2*xt2*tan(alfat))*mt;
%
% Arcul de divizare normal al dintelui
sn1 = (pi/2+2*xn1*tan(alfan))*mn;
sn2 = (pi/2-2*xn2*tan(alfan))*mn;
fprintf('st1 = %8.4f st2 = %8.4f \n sn1 = %8.4f sn2 = %8.4f \n',...
st1,st2,sn1,sn2);
%
% Arcul de cap frontal al dintelui
invata1 = tan(alfata1) - alfata1;
invata2 = tan(alfata2) - alfata2;
sat1 = da1*(st1/d1+invata1);
sat2 = da2*(st2/d2+invata2);
fprintf('sat1 = %8.4f sat2 = %8.4f \n',sat1,sat2);
%
san1 = sat1*cos(betaa1);
san2 = sat2*cos(betaa2);
%
% Verificarea lipsei ascutirii dintilor
fprintf('san1 = %8.4f >= 0,25*mn = %8.4f \n',san1,0.25*mn);
fprintf('san2 = %8.4f >= 0,25*mn = %8.4f \n',san2,0.25*mn);
%
% Arcul de bază frontal al dintelui
sbt1 = mt*cos(alfat)*(pi/2+2*xn1*tan(alfan)+z1*invata);
sbt2 = mt*cos(alfat)*(pi/2-2*xn2*tan(alfan)-z2*invata);
fprintf('sbt1 = %8.4f sbt2 = %8.4f \n',sbt1,sbt2);
%
% Arcul de bază normal al dintelui
sbn1 = sbt1*cos(betab);
sbn2 = sbt2*cos(betab);
fprintf('sbn1 = %8.4f sbn2 = %8.4f \n',sbn1,sbn2);
%
% Calculul arcelor golurilor dintre dinti
et1 = (pi/2 - 2*xt1*tan(alfat))*mt;
et2 = (pi/2 + 2*xt2*tan(alfat))*mt;
fprintf('et1 = %8.4f et2 = %8.4f \n',et1,et2);
%
% Arcul de divizare normal al golului
en1 = (pi/2 - 2*xn1*tan(alfan))*mn;
en2 = (pi/2 + 2*xn2*tan(alfan))*mn;
fprintf('en1 = %8.4f en2 = %8.4f \n',en1,en2);
%
% Arcul de cap frontal al golului
eat1 = da1*(et1/d1+invata1+invata2);

```

```

eat2 = da2*(et2/d2-invata2+invat);
fprintf('eat1 = %8.4f  eat2 = %8.4f \n',eat1,eat2);
%
% Arcul de cap normal al golului
ean1 = eat1*cos(betaa1);
ean2 = eat2*cos(betaa1);
fprintf('ean1 = %8.4f  ean2 = %8.4f \n',ean1,ean2);
%
% Arcul de bază frontal al golului
ebt1 = mt*cos(alfat)*(pi/2-2*xt1*tan(alfat)-z1*invat);
ebt2 = mt*cos(alfat)*(pi/2+2*xt2*tan(alfat)+z2*invat);
fprintf('ebt1 = %8.4f  ebt2 = %8.4f \n',ebt1,ebt2);
%
% Arcul de baza normal al golului
ebn1 = ebt1*cos(betab);
ebn2 = ebt2*cos(betab);
fprintf('ebn1 = %8.4f  ebn2 = %8.4f \n',ebn1,ebn2);
%
dl1 = db1*sqrt(1 + (tan(alfat) - (1 - xt1)/(z1*sin(alfat)*cos(alfat)))^2);
fprintf('dl1 = %8.4f  \n',dl1);
%
% Calculul pasului danturii sub diferite aspecte
pn = pi*mn;
pt = pi*mt;
fprintf('pn = %8.4f  pt = %8.4f \n',pn,pt);
pbt = pt*cos(alfat);
pbn = pbt*cos(betab);
fprintf('pbt = %8.4f  pbn = %8.4f \n',pbt,pbn);
px = pi*mn/sin(beta);
%pz = z1*px;
ptw = pi*dw1/z1;
fprintf('px = %8.4f  ptw = %8.4f \n',px,ptw);
%
% Calculul parametrilor de verificare a conditiei de evitare a subtaierii
% dintilor pinionului (roata cu dantura exterioara) la prelucrare
xnmin1 = hans - z1*sin(alfat)^2/(2*cos(beta));
fprintf('xn1 = %8.4f  >=  xnmin1 = %8.4f \n',xn1,xnmin1);
xtmin1 = xnmin1*cos(beta);
fprintf('xtmin1 = %8.4f \n',xtmin1);
zmin1 = 2*(hans - xn1)*cos(beta)/sin(alfat)^2;
fprintf('zmin1 = %8.4f \n',zmin1);
%
% Gradul de acoperire frontal
eps_alfa1 = (sqrt(da1^2 - db1^2) - sqrt(da2^2 - db2^2) + 2*aw*sin(alfatw));
eps_alfa2 = 2*pi*mt*cos(alfat);
eps_alfa = eps_alfa1/eps_alfa2;

```

```

%
psi_a = 0.5;
%psi_a = input(' Introduceți valoarea pentru psi_a = ');
b = psi_a*a; % psi_a = 0.2 ... 0.6; in indrumar psi_a = 0.472
b = round(b);
fprintf(' latimea rotii b = %8.1f \n',b);
%
% Gradul de acoperire axial
eps_beta = b*sin(beta)/(pi*mn);
eps_gama = eps_alfa + eps_beta;
fprintf('eps_alfa = %8.4f eps_beta = %8.4f eps_gama = %8.4f \n',...
eps_alfa,eps_beta,eps_gama);
%
% Verificare a jocurilor la capul dinților
c1 = 0.5*(df2 - da1) - aw;
c2 = 0.5*(da2 - df1) - aw;
fprintf('c1 = %8.4f > cnss = %8.4f \n',c1,0.2*mn);
fprintf('c2 = %8.4f > cnss = %8.4f \n',c2,0.2*mn);
%
% Alunecarea relativa la capul dintelui
csia1 = 1 - rof2*z1/(roa1*z2);
csia2 = 1 - rof1*z2/(roa2*z1);
fprintf('csia1 = %8.4f csia2 = %8.4f \n',csia1,csia2);
%
% Alunecarea relativa la piciorul dintelui
csif1 = 1 - roa2*z1/(rof1*z2);
csif2 = 1 - roa1*z2/(rof2*z1);
fprintf('csif1 = %8.4f csif2 = %8.4f \n',csif1,csif2);
%
% 13. Calculul parametrilor de verificare a conditiei de evitare
% a interferentei muchiilor de cap ale dintilor unei roti
% cu flancurile de picior ale celeilalte roti
rol20 = aw0*sin(alfatw0) + 0.5*da0*sin(alfata0);
fprintf('rof2 = %8.4f <= rol20 = %8.4f \n',rof2,rol20);
rol1 = 0.5*d1*sin(alfat) - mn*(hans - xn1)/sin(alfat);
fprintf('rof1 = %8.4f >= rol1 = %8.4f \n',rof1,rol1);
%
hi12 = z1/z2*invata1 - invata2 + (1 - z1/z2)*invatw;
miu = acos((da2^2 - da1^2 - 4*aw^2)/(4*aw*da1));
niu = z1/z2*miu - asin(da1/da2*sin(miu)) + hi12;
fprintf('hi12 = %8.4f miu = %8.4f niu = %8.4f \n',hi12,miu/rad,niu/rad);
fprintf('Daca niu = %8.4f >= 0 se evita interferenta CAP.D-R1/CAP.D-R2
\n',niu/rad);
%
% Verificarea conditiei de evitare a interferentei muchiilor de cap
% la montarea in angrenaj prin deplasare radiala a rotilor

```

```

miupa = (da2/da1)^2 - 1;
miupb = (z2/z1)^2 - 1;
if(da2/da1 < 1)
    fprintf('Montajul radial nu este posibil. \n Verificarea in continuare nu are sens
\n');
else
    miup = acos(sqrt(miupa/miupb));
    fprintf('miup = %8.4f miu = %8.4f \n',miup/rad,miu/rad);
    if(miup >= 0)
        fprintf('Interferenta nu are loc. \n Verificari in continuare nu se mai fac \n');
    else
        niup = z1/z2*miup - asin(da1/da2*sin(miup)) + hi12;
        if(niup >= 0)
            fprintf('niup = %8.4f >= 0 \n',niup/rad);
            fprintf('Interferenta CAP.D1-R1/CAPD.R2 MONTAJ RADIAL nu are loc.
\n');
        else
            psita1 = pi/(2*z1) + 2*xn1*tan(alfan)/z1 + invat - invata1;
            np = z1/pi*(miup - psita1);
            n1 = round(np - 1);
            n2 = round(np);
            n3 = round(np + 1);
            n4 = round(np + 2);
            %
            miu1 = psita1 + pi*n1/z1;
            miu2 = psita1 + pi*n2/z1;
            miu3 = psita1 + pi*n3/z1;
            miu4 = psita1 + pi*n4/z1;
            %
            niu1 = z1/z2*miu1 - asin(da1*sin(miu1)/da2) + hi12;
            niu2 = z1/z2*miu2 - asin(da1*sin(miu2)/da2) + hi12;
            niu3 = z1/z2*miu3 - asin(da1*sin(miu3)/da2) + hi12;
            niu4 = z1/z2*miu4 - asin(da1*sin(miu4)/da2) + hi12;
            %
            if(niu1 >= 0 && niu2 >= 0 && niu3 >= 0 && niu4 >= 0)
                fprintf('Montajul radial este posibil dupa axa de simetrie a unui dinte/gol
\n');
            end
            if((niu1 < 0 && mod(niu1,2) == 0) || (niu2 < 0 && mod(niu2,2) == 0) ||
(niu3 < 0 && mod(niu3,2) == 0) || (niu4 < 0 && mod(niu4,2) == 0))
                fprintf('Montajul radial este posibil dupa directia axei de simetrie a unui gol
dintre dintii pinionului \n');
            end
            if((niu1 < 0 && mod(niu1,2) == 0) || (niu2 < 0 && mod(niu2,2) == 0) ||
(niu3 < 0 && mod(niu3,2) == 0) || (niu4 < 0 && mod(niu4,2) == 0))

```

```

        fprintf('Montajul radial este posibil dupa directia axei de simetrie a unui gol
dintre dintii pinionului \n');
    end
    if(niu1 < 0 && niu2 < 0 && niu3 < 0 && niu4 < 0)
        fprintf('Montajul radial nu este posibil \n');
    end
end
end
end
%
% Verificarea conditiei de evitare a subtaierii flancurile de cap ale
% dintilor rotilor de catre flancurile de picior (de racordare) ale
% dintilor cutitului roata
hs = 0.5*sqrt(db2^2 + (aw0*sin(alfatw0))^2) - 0.5*da2;
fprintf('Inaltimea de subtaiere a flancurilor la roata hs = %8.4f\n',hs);
if (hs <= 0)
    fprintf('Subtaierea flancurilor la roata nu are loc \n');
else
    fprintf('hs are valoare pozitiva si indica subtaierea reala \n');
    ds = da2 - 2*hs;
    fprintf('Diametrul cercului care trece prin punctele ale subtaierii hs = %8.4f\n',hs);
end
%
% Verificarea conditiei de evitare a subtaierii flancurile de cap ale
% dintilor rotilor de catre muchiile de cap ale dintilor cutitului
% roata in miscarea de patrundere radiala (avans radial) la danturarea
% rotii
invata0 = tan(alfata0) - alfata0;
psita2 = pi/(2*z2) - 2*xn2*tan(alfan)/z2 - invat + invata2;
psita0 = pi/(2*z0) - 2*xn0*tan(alfan)/z0 + invat - invata0;
fprintf('psita2 = %8.4f psita0 = %8.4f \n',psita2,psita0);
tau2 = 360/z2;
tau0 = 360/z0;
fprintf('tau2 = %8.4f tau0 = %8.4f \n',tau2,tau0);
N = 1;
sigma0 = tau0;
sigma2 = tau2;
sigma2r = sigma2*rad; % sigma2r este sigma2 exprimat in radiani
sigma0r = sigma0*rad;
lambdaN = da2*sin(sigma2r + psita2) - da0*sin(sigma0r + psita0);
fprintf('N = %2.0f sigma0 = %8.4f sigma2 = %8.4f lambdaN =
%8.4f\n',N,sigma0,sigma2,lambdaN);
while sigma0 < 90
    N = N + 1;
    sigma0 = N*tau0;
    sigma2 = N*tau2;

```

```

sigma2r = sigma2*rad; % sigma2r este sigma2 exprimat in radiani
sigma0r = sigma0*rad;
lambdaN = da2*sin(sigma2r + psita2) - da0*sin(sigma0r + psita0);
fprintf('N = %2.0f   sigma0 = %8.4f   sigma2 = %8.4f   lambdaN =
%8.4f\n',N,sigma0,sigma2,lambdaN);
end

```

Textul funcției apelată în program este următorul.

```

function alfa = fev_alfa(inva)
%
% Funcție de rezolvare a ecuației
%   inv(alfa) = inva
%
%   aw este valoarea pentru inv(alfa)
%
rad = pi/180;
aw = inva;
%
a1 = 5*rad;      % limita inferioara pentru alfa
a2 = 80*rad;    % limita superioara pentru alfa
e = 1.0e-08;    % eroarea solutei ecuației
%
while (abs(a2 - a1) >= e)
    ev1 = tan(a1) - a1;
    ev1 = aw - ev1;
    am = (a1 + a2)/2;
    evm = tan(am) - am;
    evm = aw - evm;
    if (ev1*evm <= 0)
        a2 = am;
    else
        a1 = am;
    end
    alf = am;
end
alfa = alf;

```

Anexa 7

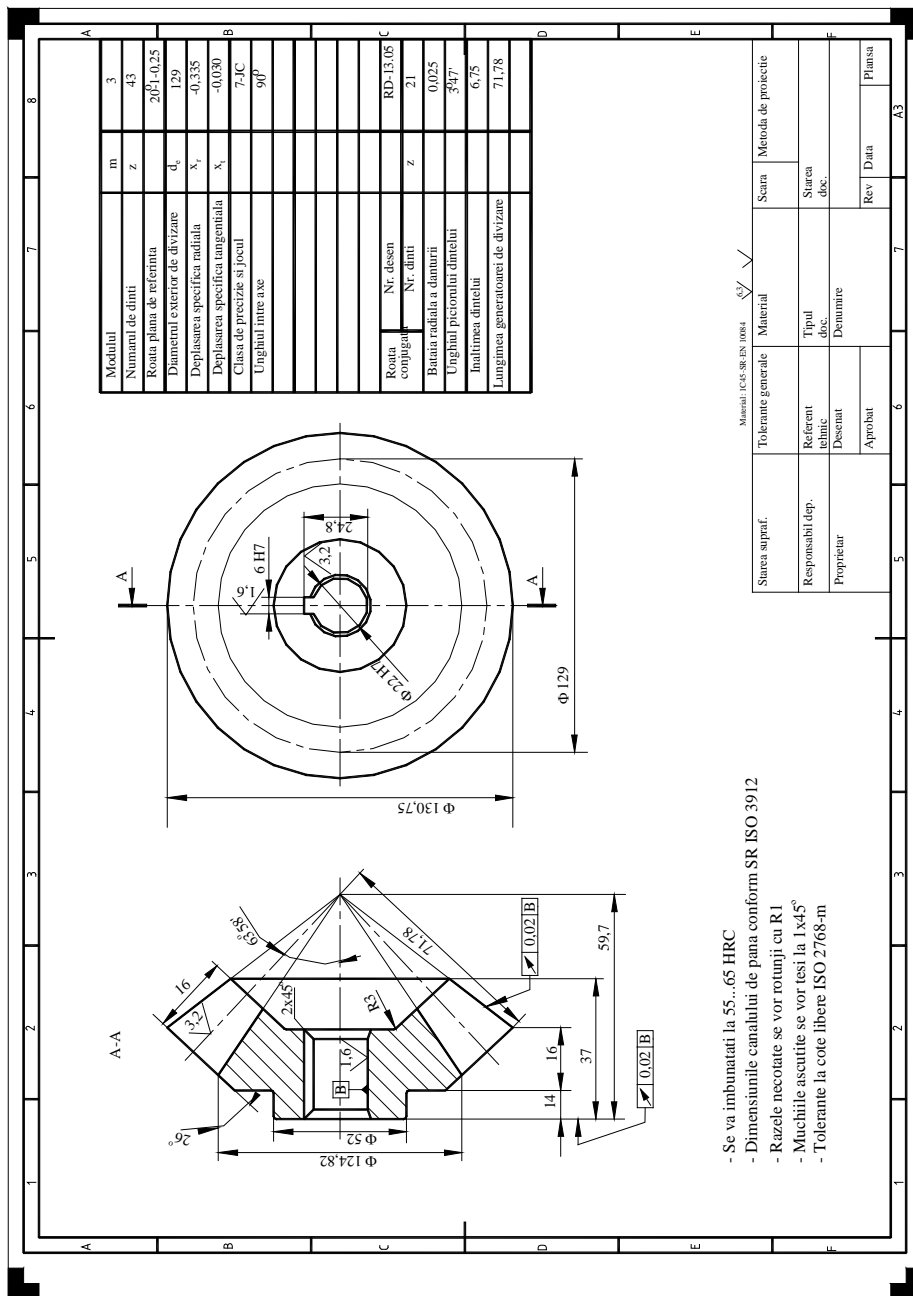
ANGRENAJE CONICE

Reprezentarea roților dințate conice, în vederea execuției, trebuie să cuprindă toate cotele și elementele necesare pentru definirea elementelor constructive și pentru prelucrarea și controlul danturii.

În tabelul care însoțește desenul de execuție al roții dințate conice se introduc următoarele elemente:

- modulul pentru danturi cu dinți dreپți, iar pentru danturi cu dinți înclinați se introduc modulul normal și modulul frontal;
- numărul de dinți;
- roata plană de referință;
- pentru danturi cu dinți înclinați se introduce unghiul de înclinare de divizare al dintelui;
- sensul înclinării dintelui (se introduce dreapta sau stânga), numai pentru danturi cu dinți înclinați;
- diametrul exterior de divizare;
- coeficientul deplasării de profil radial;
- coeficientul deplasării de profil tangențial;
- clasa de precizie a danturii și simbolul jocului dintre flancuri;
- unghiul între axe;
- date despre roata conjugată (numărul de dinți și numărul desenului de execuție).

Desenul de execuție al unei roți conice cu dinți dreپți este prezentat în figura de mai jos.



- Se va imbunatati la 55...65 HRC
- Dimensiunile canalului de pana conform SR ISO 3912
- Razele necotate se vor rotunji cu R1
- Muchiile ascutite se vor tesi la 1x45°
- Tolerante la cote libere ISO 2768-m

Fig. A7-1 Desen execuție roată dintă conică cu dinți drepiți

Pentru calculul în timp scurt a parametrilor geometrici și cinematici ai angrenajului conic cu dinți înclinați și ai roților dințate se utilizează un program, care este prezentat mai jos.

```

% Calcul geometric pentru angrenajul conic cu dinti inclinati
%
clear;
clc;
rad =pi/180;
%
%   Datele de intrare
z1 = 18;
z2 = 36;
i = z2/z1;
ir = i;
it = 2;    % impus prin tema sau raportul vitezelor unghiulare
abat_i = abs(1 - ir/it);
fprintf(' Abatere i12 = %8.4f <= 0.03?\n',abat_i);
%   Modulul frontal exterior
mt = 2;    % mt = me
%   Unghiul de inclinare de divizare median al dintelui
betam = 10*rad;    % in radiani
alfan = 20*rad;
has = 0.984;
cs = 0.196;
sigma = 90*rad;    % unghiul dintre axe
zv1 = z1*sqrt(i^2 + 1)/i;
zv2 = z2*sqrt(i^2 + 1);
%
%   Coeficientii deplasarilor radiale de profil
xr1min = (14 - zv1)/17;
xr2min = (14 - zv2)/17;
fprintf(' xr1 >= xr1min = %8.4f \n',xr1min);
xr1 = 0.37;    %xr1 = input(' xr1 = ');
fprintf(' xr2 >= xr2min = %8.4f \n',xr2min);
xr2 = -0.37;    %xr2 = input(' xr2 = ');
%
%   Coeficientii deplasarilor tangentiala a profilului
if(i < 2.5)
    xt1 = 0.03;    % ales din tabelul 4
else
    xt1 = 0.03 + 0.006*(i - 2.5);
end
xt2 = - xt1;
fprintf(' xt1 = %8.4f  xt2 = %8.4f \n',xt1,xt2);

```

```

psiR = 0.3; %psiR se alege in intervalul 0.25 ... 0.3
%
% Parametrii de baza ai rotilor dintate
% Unghiul conului de divizare
delta1 = atan(sin(sigma)/(i + cos(sigma)));
delta2 = atan(i*sin(sigma)/(1 + i*cos(sigma)));
fprintf(' delta1 = %8.4f delta2 = %8.4f \n',delta1/rad,delta2/rad);
%
% Diametrele de divizare pe conul exterior
d1 = mt*z1;
d2 = mt*z2;
fprintf(' d1 = %8.4f d2 = %8.4f \n',d1,d2);
%
% Lungimea exterioara a generatoarei de divizare
R1 = d1/(2*sin(delta1));
R2 = d2/(2*sin(delta2));
R = R1;
fprintf(' R1 = %8.4f R2 = %8.4f R = %8.4f \n',R1,R2,R);
%
% Numarul de dinti ai rotii plane
z0 = z1/(2*sin(delta1));
fprintf(' z0 = %8.4f \n',z0);
%
% Latimea rotii
bR = psiR*R;
bm = 8*mt;
b = min(bR,bm);
b = floor(b);
fprintf(' b = %8.4f \n',b);
%
% Lungimea mediana a generatoarei de divizare
Rm = R - b/2;
%
% Lungimea interioara a generatoarei de divizare
Ri = R - b;
fprintf(' Rm = %8.4f Ri = %8.4f \n',Rm,Ri);
%
% Unghiul de inclinare exterior
betae = asin((1 - 0.5*b/R)*sin(betam));
fprintf(' betae = %8.4f \n',betae/rad);
%
% Modulul frontal median
mm = mt*Rm*cos(betae)/(R*cos(betam));
fprintf(' mm = %8.4f \n',mm);
%
% Excentricitatea

```

```

ro = (R - b/2)*sin(betam);
fprintf(' ro = %8.4f \n',ro);
%
%    Unghiul de angrenare frontal
alfat = atan(tan(alfan)/cos(betae));
fprintf(' alfat = %8.4f \n',alfat/rad);
%
%    Inaltimea capului de divizare exterior al dintelui
hae1 = (has*cos(betae) + xr1)*mt;
hae2 = (has*cos(betae) + xr2)*mt;
fprintf(' hae1 = %8.4f hae2 = %8.4f \n',hae1,hae2);
%
%    Inaltimea piciorului de divizare exterior al dintelui
hfe1 = ((has + cs)*cos(betae) - xr1)*mt;
hfe2 = ((has + cs)*cos(betae) - xr2)*mt;
fprintf(' hfe1 = %8.4f hfe2 = %8.4f \n',hfe1,hfe2);
%
%    Inaltimea exterioara a dintelui
he = (2*has + cs)*cos(betae)*mt;
fprintf(' he = %8.4f \n',he);
%
%    Diametrul de cap exterior
dae1 = d1 + 2*hae1*cos(delta1);
dae2 = d2 + 2*hae2*cos(delta2);
fprintf(' dae1 = %8.4f dae2 = %8.4f \n',dae1,dae2);
%
%    Diametrul de picior exterior
dfe1 = d1 - 2*hfe1*cos(delta1);
dfe2 = d2 - 2*hfe2*cos(delta2);
fprintf(' dfe1 = %8.4f dfe2 = %8.4f \n',dfe1,dfe2);
%
%    Unghiul capului dintelui
tetaa1 = atan(hae1/R);
tetaa2 = atan(hae2/R);
fprintf(' tetaa1 = %8.4f tetaa2 = %8.4f \n',tetaa1/rad,tetaa2/rad);
%
%    Unghiul piciorului dintelui
tetaf1 = atan(hfe1/R);
tetaf2 = atan(hfe2/R);
fprintf(' tetaf1 = %8.4f tetaf2 = %8.4f \n',tetaf1/rad,tetaf2/rad);
%
%    Unghiul conului de cap
deltaa1 = delta1 + tetaa1;
deltaa2 = delta2 + tetaa2;
fprintf(' deltaa1 = %8.4f deltaa2 = %8.4f \n',deltaa1/rad,deltaa2/rad);
%

```

```

%    Unghiul conului de picior
deltaf1 = delta1 - tetaf1;
deltaf2 = delta2 - tetaf2;
fprintf(' deltaf1 = %8.4f deltaf2 = %8.4f \n',deltaf1/rad,deltaf2/rad);
%
%    Unghiul conului frontal
deltat1 = pi/2 - delta1;
deltat2 = pi/2 - delta2;
fprintf(' deltat1 = %8.4f deltat2 = %8.4f \n',deltat1/rad,deltat2/rad);
%
%    Unghiul dintre generatoarea conului de cap si
%    generatoarea conului frontal exterior
lambdae1 = pi/2 - tetaa1;
lambdae2 = pi/2 - tetaa2;
fprintf(' lambdae1 = %8.4f lambdae2 = %8.4f \n',lambdae1/rad,lambdae2/rad);
%
%    Unghiul dintre generatoarea conului planului frontal interior
lambdai1 = pi/2 + tetaa1;
lambdai2 = pi/2 + tetaa2;
fprintf(' lambdai1 = %8.4f lambdai2 = %8.4f \n',lambdai1/rad,lambdai2/rad);
%
%    Lungimea exterioara a generatoarei conului de cap
Rae1 = R/cos(tetaa1);
Rae2 = R/cos(tetaa2);
fprintf(' Rae1 = %8.4f Rae2 = %8.4f \n',Rae1,Rae2);
%
%    Lungimea exterioara a generatoarei conului de picior
Rfe1 = R/cos(tetaf1);
Rfe2 = R/cos(tetaf2);
fprintf(' Rfe1 = %8.4f Rfe2 = %8.4f \n',Rfe1,Rfe2);
%
%    Inaltimea exterioara a conului de cap
Hae1 = R*cos(delta1) - hae1*sin(delta1);
Hae2 = R*cos(delta2) - hae2*sin(delta2);
fprintf(' Hae1 = %8.4f Hae2 = %8.4f \n',Hae1,Hae2);
%
%    Distanta de asezare (de montare)
L1 = R/cos(delta1);
L2 = R/cos(delta2);
fprintf(' L1 = %8.4f L2 = %8.4f \n',L1,L2);
%
%    Distanta de cap exterioara
Lae1 = L1 - Hae1;
Lae2 = L2 - Hae2;
fprintf(' Lae1 = %8.4f Lae2 = %8.4f \n',Lae1,Lae2);
%

```

```

%      Inaltimea axiala a danturii
bx1 = b*cos(deltaa1)/cos(tetaa1);
bx2 = b*cos(deltaa2)/cos(tetaa2);
fprintf(' bx1 = %8.4f bx2 = %8.4f \n',bx1,bx2);
%
%      Distanța de cap interioară
Lai1 = Lae1 + bx1;
Lai2 = Lae2 + bx2;
fprintf(' Lai1 = %8.4f Lai2 = %8.4f \n',Lai1,Lai2);
%
%      Arcul de divizare exterior
s1 = (0.5*pi + 2*xr1*tan(alfat) + xt1)*mt*cos(betae);
s2 = (0.5*pi + 2*xr2*tan(alfat) + xt2)*mt*cos(betae);
fprintf(' s1 = %8.4f s2 = %8.4f \n',s1,s2);
%
%      Numarul de dinti la roata cilindrica echivalenta
zv1 = z1/(cos(delta1)*(cos(betae))^3);
zv2 = z2/(cos(delta2)*(cos(betae))^3);
fprintf(' zv1 = %8.4f zv2 = %8.4f \n',zv1,zv2);
%
%      Diametrul de divizare echivalent
dv1 = d1/(cos(delta1)*(cos(betae))^2);
dv2 = d2/(cos(delta2)*(cos(betae))^2);
fprintf(' dv1 = %8.4f dv2 = %8.4f \n',dv1,dv2);
%
%      Diametrul de cap echivalent
dva1 = (dv1 + 2*hae1);
dva2 = (dv2 + 2*hae2);
fprintf(' dva1 = %8.4f dva2 = %8.4f \n',dva1,dva2);
%
%      Diametrul de baza echivalent
dvb1 = dv1*cos(alfat);
dvb2 = dv2*cos(alfat);
fprintf(' dvb1 = %8.4f dvb2 = %8.4f \n',dvb1,dvb2);
%
%      Distanța dintre axe a angrenajului echivalent
av = (dv1 + dv2)/2;
fprintf(' av = %8.4f \n',av);
%
%      Unghiul de presiune pe cercul de cap al
%      rotii echivalente
alfava1 = acos(dv1*cos(alfat)/dva1);
alfava2 = acos(dv2*cos(alfat)/dva2);
fprintf(' alfava1 = %8.4f alfava2 = %8.4f \n',alfava1/rad,alfava2/rad);
%
%      Verificarea ascutirii dintelui rotii dintate echivalente

```

```
invat = tan(alfat) - alfat;
invava1 = tan(alfava1) - alfava1;
sva1 = dva1/mt*(s1/dv1 + invat - invava1);
invava2 = tan(alfava2) - alfava2;
sva2 = dva2/mt*(s2/dv2 + invat - invava2);
fprintf(' sva1 = %8.4f sva2 = %8.4f \n',sva1,sva2);
%
% Verificarea continuitatii angrenarii
epsalfa1 = sqrt(dva1^2 - dvb1^2) + sqrt(dva2^2 - dvb2^2) - 2*av*sin(alfat);
epsalfa2 = 2*pi*mt*cos(alfat);
epsalfa = epsalfa1/epsalfa2;
gamap = 360/z0;
gamapr = gamap*rad;
gamaf = acos(ro/R) - acos(ro/Ri);
fprintf(' gamap = %8.4f gamaf = %8.4f \n',gamap,gamaf/rad);
epsa = gamapr/gamaf;
eps = epsalfa + epsa;
fprintf(' epsalfa = %8.4f epsa = %8.4f eps = %8.4f \n',epsalfa,epsa,eps);
```

Anexa 8

ANGRENAJE MELCATE

Pentru angrenajul melcat, reprezentarea roților, în vederea execuției, trebuie să cuprindă elementele și cotele necesare pentru definirea elementelor constructive, pentru prelucrare și controlul danturii.

Desenul de execuție al melcului conține un tabel, în care se introduc următoarele elemente:

- modulul frontal;
- numărul de dinți (începuturi);
- melcul generator;
- coeficientul deplasării de profil;
- diametrul de divizare;
- treapta de precizie și jocul;
- distanța între axe în angrenaj;
- diametrul de cap, valoarea nominală și abaterile limită;
- lungimea generatoarei cilindrului de cap;
- raza sau teșiturile muchiilor cilindrului de cap;
- rugozitatea suprafeței flancurilor active ale danturii;
- numărul de dinți ai roții conjugate;
- numărul desenului roții conjugate.

Desenul de execuție al unei melc cilindric este prezentat în figura de mai jos.

