

V. 4

BAZELE TRICOTĂRII

V.4.1. Organe de formare a ochiurilor

Formarea ochiurilor pe mașinile de tricotat este realizată prin acțiunea sincronizată a organelor de formare a ochiurilor.

Organele de formare a ochiurilor cu care sunt înzestrate mașinile de tricotat se clasifică după modul lor de participare la procesul de formare a ochiurilor în:

– *organe principale* – cu participare directă în procesul de formare a ochiurilor, unele dintre ele venind în contact direct cu firele sau cu elemente ale ochiurilor;

– *organe auxiliare* – cu funcțiuni de transmitere a mișcărilor spre organele principale sau cu funcțiuni tehnologice.

Conform acestui principiu de clasificare, în tabelul V.4.1 sunt prezentate principalele grupe de organe de formare a ochiurilor.

Tabelul V.4.1

Clasificarea organelor de formare a ochiurilor

ORGANE DE FORMARE A OCHIURILOR	Principale	Ace	cu cârlig cu limbă speciale			
		Platine	universale			
			specializate	în executarea unei faze	simple desenatoare	
				în executarea unui grup de faze	simple desenatoare	
		Prese	comune	circulare	simple desenatoare	
				rectilinii		
		individuale	desenatoare simple			
	Conducătoare de fire	pentru mașini care produc tricoturi din bătătură (simple)				
		pentru mașini care produc tricoturi din urzeală				
	Auxiliare	Care transmit mișcări organelor principale		conducătoare de ace		
				împingătoare		
				selectoare		
Cu funcțiuni tehnologice		pentru începerea tricotului				
		conturarea marginilor tricotului				
		pentru transferul ochiurilor				
		pentru dublarea bordurilor				

V.4.1.1. Organe principale de formare a ochiurilor

Acele sunt elemente de bază ale mecanismului de formare a ochiurilor, fiind suportul direct al ochiurilor sau al elementelor ochiului în formare.

Acele se prezintă într-o mare varietate de forme constructive, cele mai des utilizate fiind: acele cu cârlig, acele cu limbă obișnuite sau cu două capete și acele compuse, de tip ace tubulare sau ace cu zăvor.

În fig. V.4.1 sunt prezentate variante ale acelor din principalele tipuri, și anume:

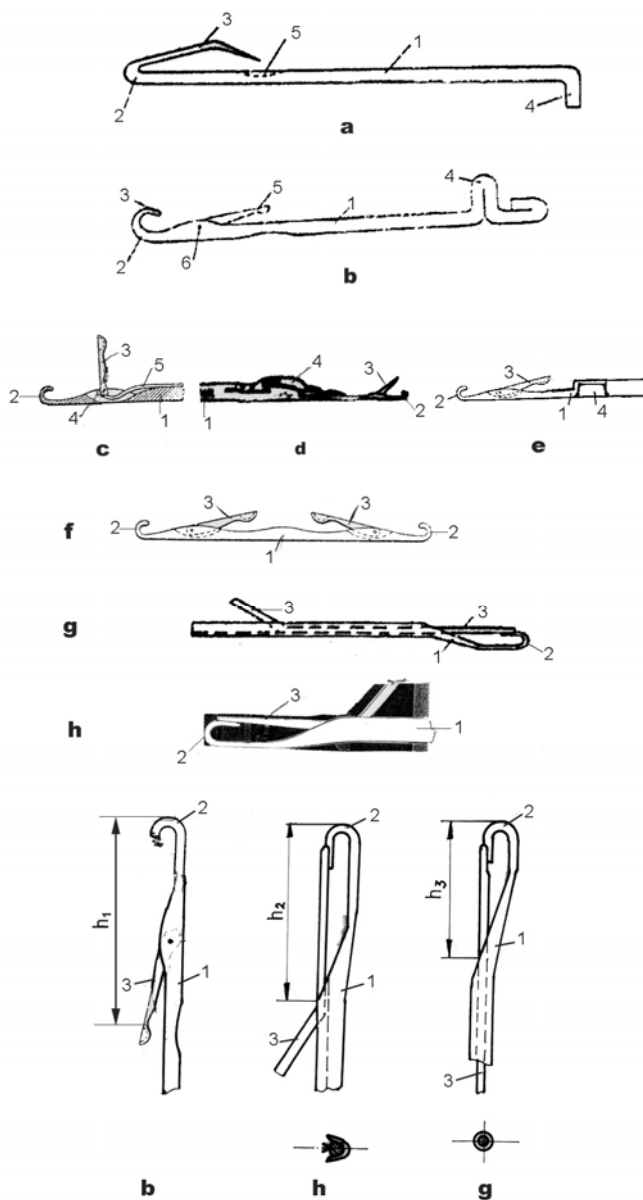


Fig.V.4.1. Diferite tipuri de ace de tricotat.

a – ac cu cârlig, format din: 1 – tija acului, 2 – capul acului, 3 – cârligul, 4 – călcâiul de acționare sau fixare a acului în fontură, 5 – șanțul în care se retrage vârful cârligului, pentru a permite trecerea și aruncarea ochiului vechi peste capul acului;

b – ac cu limbă, format din: 1 – tija, 2 – capul acului, 3 – cârligul, 4 – călcâiul de acționare, 5 – limba acului, 6 – știft pe care oscilează limba;

c – ac cu limba arcuită, format din: 1 – tija, 2 – capul acului, 3 – limba, 4 – șanț și 5 – arcul lamelar, care susține limba în poziție deschisă;

d – ac cu limbă și lamelă de transfer, format din: 1 – tija cu călcâi de acționare, 2 – capul acului, 3 – limba, 4 – lamela de transfer;

e – ac pentru transfer, format din: 1 – tija, 2 – capul, 3 – limba și 4 – decuparea pentru capul acului de transfer din fontura opusă;

f – ac cu limbă cu două capete, format din: 1 – tija, 2 – cârlige la ambele capete ale tijeii, câte o limbă, 3, la fiecare capăt al tijeii;

g – ac tubular format din: 1 – tija tubulară, 2 – capul acului și 3 – piston;

h – ac cu zăvor, format din: 1 – tija, 2 – capul acului, 3 – zăvor.

Suportul în care sunt fixate acele de tricotat sau susținute acele mobile este cunoscut sub denumirea de fontură.

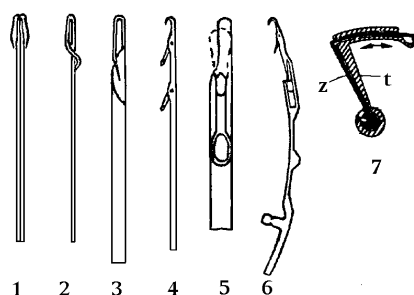


Fig.V.4.2. Variante de ace speciale.

Alături de aceste ace, cu o răspândire mai redusă, sunt acele speciale (fig.V.4.2). În această categorie se încadrează o varietate largă de tipuri de ace, dintre care se prezintă:

1 – ac dublu cu cârlige opuse, format din alipirea spate la spate a două ace cu cârlig obișnuit. Cu ansamblul astfel format, ochiurile se produc alternativ cu un cârlig și apoi cu celălalt;

2 – ac cu cârlig răsucit, la care vârful cârligului este adus în spatele acului, în dreptul cupei acului;

3 – ac de tip carabină, la care cârligul acului se află permanent în poziție presată (în cupa acului frezată pe partea laterală a tijeii), permițând trecerea ochiului peste cârligul acului fără ajutorul presei. Poziția particulară a cârligului acului impune restricții la depunerea firului, care trebuie făcută pe o direcție care să permită introducerea sigură a firului sub cârlig;

4 – ac cu limbi în etaj, înzestrat cu două sau trei limbi supraetajate, pe care pot fi depuse fire independente. Funcționarea acului este posibilă numai dacă o limbă inferioară închisă se suprapune peste vârful limbii superioare deschise, izolând între ele un spațiu asemănător celui de sub cârlig;

5 – ac cu limbă cu cap subțiat; are grosimea cârligului pe jumătate în raport cu a tijeii. Limba acului este de dimensiuni normale, având posibilitatea de a acoperi două cârlige opuse, plasate alăturat în același canal;

6 – ac cu limbă cu tija curbată; are tija sub formă de arc de cerc, acul funcționând în mișcare de oscilație;

7 – ac curb cu zăvor, format din tija „t” cu cârlig și tija zăvor „z”, care execută mișcări de oscilație în jurul aceluiași punct fix, 0.

Platinele sunt organe principale, care participă la execuția diferitelor faze de formare a ochiurilor, încât, după rolul lor în acest proces, ele pot fi împărțite în două categorii:

– platine universale – care participă la executarea tuturor fazelor de formare a ochiurilor;

– platine specializate – care participă la executarea unei faze sau a unui grup de faze de formare a ochiurilor.

Platinele desenatoare, în afara rolului lor de bază în procesul de tricotare, au funcții speciale în realizarea unor anumite tipuri de desene, în raport cu care își capătă și denumirea.

În fig. V.4.3 sunt prezentate diferite tipuri de platine, după cum urmează:

1 – platină universală (pentru mașină circulară), prevăzută cu: *gb* – gât de buclare, *gi* – gât de închidere și *ba* – bărbie pentru aruncare;

2 – platină universală (mașina Lee);

3 – platină de buclare (mașină Cotton pentru îmbrăcăminte), prevăzută cu: *gb* – gât de buclare, *b* – bărbie, *c* – călcâi de acționare;

4 – platină de buclare (mașini Cotton pentru ciorapi);

5 – platină de egalizare de margine (mașini Cotton pentru îmbrăcăminte);

6 – platină de egalizare (mașini Cotton pentru ciorapi);

7 – platină de buclare (mașini cu maieze), prevăzută cu: *gb* – gât de buclare, *c* – locaș pentru acționare;

8 – platină de aruncare (mașini cu maieze), prevăzută cu: *ba* – bărbie pentru aruncare;

9 – platină de aruncare (mașini Cotton pentru ciorapi), prevăzută cu: *ba* – bărbie pentru aruncare, *c* – călcâi de fixare în pieptenele cu platine de aruncare;

10, 11 – platine (dinți) de aruncare (mașini cu doi cilindri, pentru ciorapi), prevăzute cu: *ba* – bărbie pentru aruncare și *c* – călcâi de acționare;

12 – platine (dinți) de aruncare (mașini de tricostat din urzeală de tip Rașel), prevăzută cu: *ba* – bărbie pentru aruncare; se fixează prin turnare în plăcuțe care formează o placă cu dinți de aruncare;

13 – platină de închidere (mașini de tricostat din urzeală de tip Rașel) prevăzută cu: *bi* – bărbie de închidere. Se fixează prin turnare în plăcuțe ce formează o bară (pieptene) cu platine de închidere;

14 – platină de închidere-aruncare (mașini Cotton pentru îmbrăcăminte), prevăzute cu: *gi* – gât de închidere, *ba* – bărbie pentru aruncare, *c* – călcâi de fixare în pieptenele cu platine;

15-19 – platine de închidere-aruncare (mașini circulare cu un cilindru, pentru ciorapi), prevăzute cu: *gi* – gât de închidere, *ba* – bărbie pentru aruncare, *c* – călcâi pentru acționare;

20 – platină de închidere-aruncare (mașini cu doi cilindri pentru ciorapi), prevăzută cu: *gi* – gât de închidere, *ba* – bărbie pentru aruncare, *c* – călcâi de acționare;

21 – platină de închidere-aruncare (mașini rectilinii de tricostat băști);

22-25 – platine de închidere-aruncare (mașini circulare cu diametru mare), prevăzute cu: *gi* – gât de închidere, *ba* – bărbie de aruncare, *c* – călcâi de acționare;

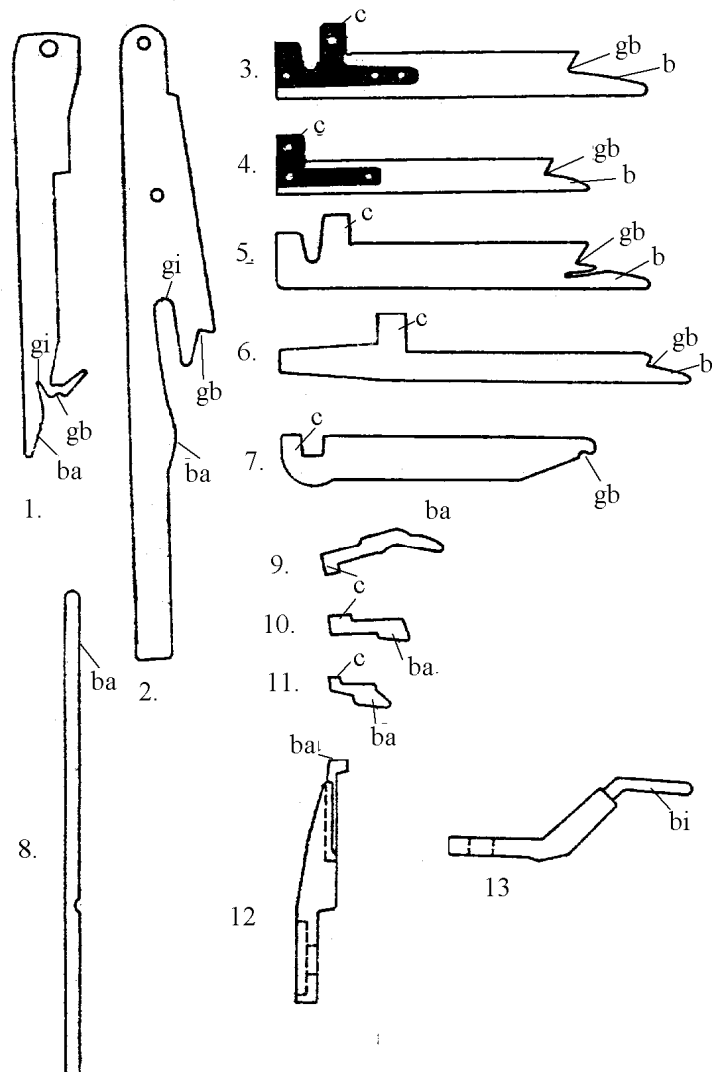


Fig.V.4.3. Variante de platine:

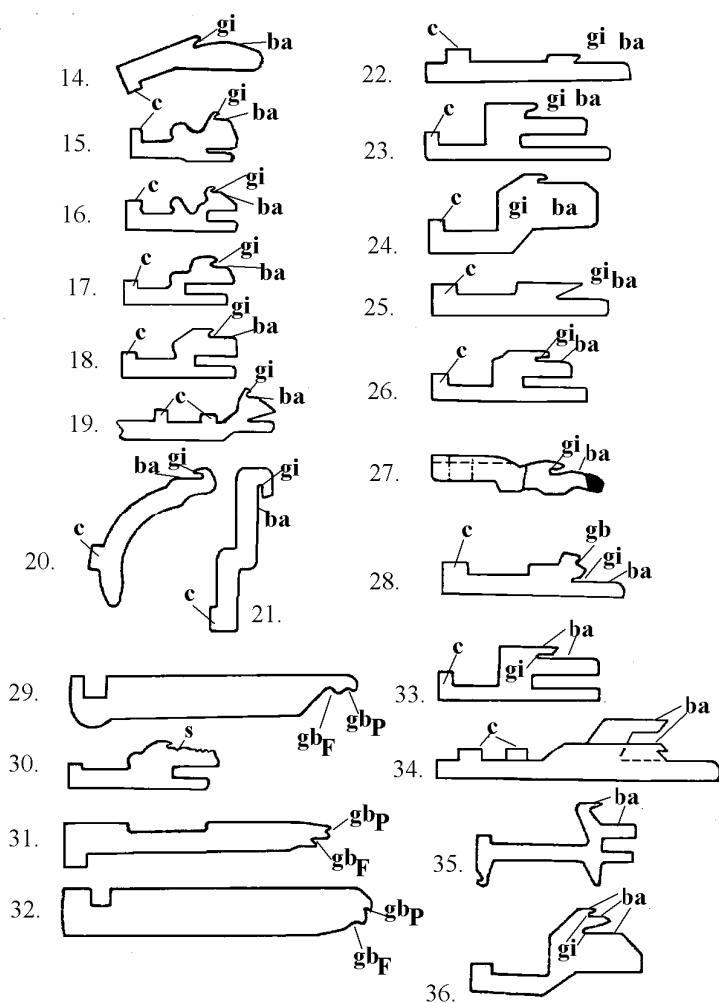
gb – gât de buclare; *gi* – gât de închidere; *ba* – bărbie pentru aruncare; *b* – bărbie;
c – călcâi de acționare; *s* – scobitură.

26 – platină de închidere-aruncare (mașini circulare cu un cilindru pentru băști);

27 – platină de închidere-aruncare (mașini rapide de tricotat din urzeală); se fixează prin turnare în plăcuțe;

28 – platină de închidere-buclare-aruncare (mașini circulare de tip Harghita), prevăzută cu: *gi* – gât de închidere, *gb* – gât de buclare, *ba* – bărbie de aruncare, *c* – călcâi de acționare.

Platinele desenate, în afara rolului lor principal în procesul de tricotare, au în plus diferite roluri în realizarea unor tricoturi cu desene. Denumirea acestor platine este determinată de tipul desenului la execuția căruia participă.



29 – platină de vanisare (mașină cu maieze) are rolul de a realiza buclarea simultană a două fire, de fond și de vanisare, în vederea obținerii ochiurilor vanisate;

30 – platină de schimbare (mașini cu un cilindru pentru ciorapi) prevăzută cu scobitura *s* în bărbia de aruncare, utilizată la obținerea tricotelor vanisate cu desene prin schimbare;

31 – platină de plușare (mașină circulară Mutiwaga), cu rol de a produce buclarea cu adâncimi de buclare diferite a două fire, de fond și de pluș, în vederea obținerii tricotelor plușate;

32 – platină de plușare (mașini cu maieze);

33 – platină de plușare (mașini circulare cu diametrul mare, cu o fontură);

34 – platină dublă de plușare (mașini circulare cu diametru mare, cu o fontură), utilizată la obținerea tricotelor cu bucle de pluș pe ambele părți;

35 – platină de plușare (mașini cu un cilindru pentru ciorapi);

36 – platină cu găuri de închidere în etaj (mașină circulară cu diametru mare, cu o fontură), utilizată pentru obținerea tricotelor vanisate cu fire de căptușeală.

Presele au rolul de a acționa asupra cârligelor acelor în faza presării, pentru izolarea sub cârlig a buclei sau a firului.

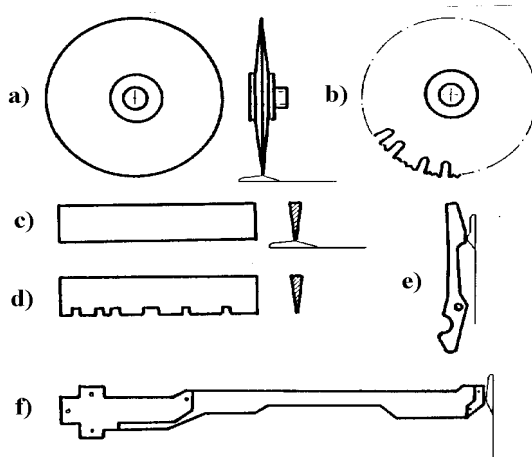


Fig.V.4.4. Variante de prese.

Conform schemei de clasificare prezentate anterior, presele pot fi comune sau individuale.

Presele comune realizează presarea tuturor acelor din fontură și după forma fonturii pot fi:

- prese circulare: simple (fig. V.4.4,a) sau desenatoare (fig.V.4.4,b);
- prese rectilinii: simple (fig. V.4.4,c) sau desenatoare (fig. V.4.4,d).

Presele individuale (fig.V.4.4,e,f) pot acționa succesiv, la mașini circulare, sau simultan, la mașini rectilinii, existând posibilitatea acționării lor cu selectare în vederea obținerii tricoturilor cu desene prin presare (cu ochiuri duble).

Conducătoarele de fire au rolul de a realiza alimentarea cu fire în faza depunerii. La mașinile care produc tricoturi simple, conducătoarele de fire pot fi fixe sau mobile, cele mobile având posibilitatea de a executa mișcările de translație, de rotație sau de oscilație.

În fig. V.4.5 sunt prezentate diferite variante de conducătoare de fire:

a, b – conducătoare de fire de la mașini rectilinii: **a** – pentru alimentarea unui singur fir; **b** – pentru alimentarea a două fire (*F* – fond, *V* – vanisare);

c – conducător de fir de la mașini circulare cu diametru mare, de tip bloc paralelipipedic, care asigură menținerea deschisă a limbilor acelor după închidere, permițând depunerea corectă a noului fir. Conducătorul de fir poate alimenta un singur fir sau două-trei, în paralel;

d – conducător de fir de la mașini circulare de tricatat pentru ciorapi, care poate ocupa două poziții: în lucru (linia continuă) și scos din lucru (linia întreruptă);

e – conducătorul de fir individual – pasetă – de la mașini de tricatat din urzeală. Pasetele se fixează în plăcuțe, care apoi se fixează pe o bară cu pasete;

f – pasete jacard – utilizate la mașini de tricatat din urzeală cu mecanism desenator de selectare individuală a pasetelor;

g – pasetă individuală – se fixează, prin suportul ei, pe bara cu pasete de desen în poziția cerută de raportul de năvădire;

h – conducător de fir tubular (poate fi fixat pe plăcuțe sau pe suport individual) folosit la mașini de tricatat din urzeală, pentru depunerea firelor suplimentare de bătătură sau de urzeală.

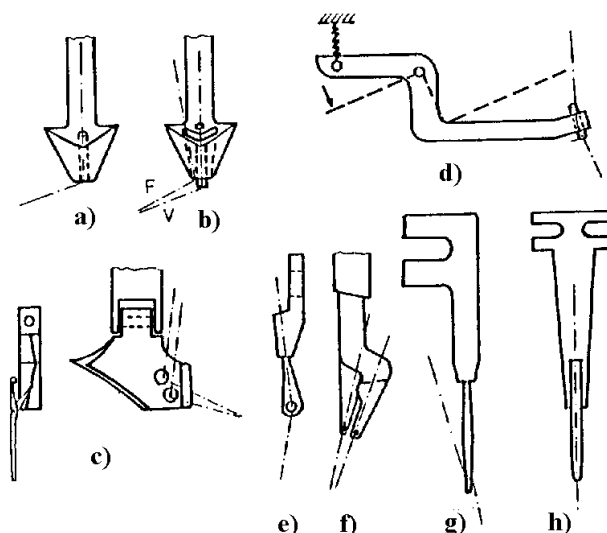


Fig. V.4.5. Conducătoare de fire.

V.4.1.2. Organe auxiliare

Organele auxiliare sunt prezente, conform necesităților, numai în structura anumitor mecanisme de formare a ochiurilor, contribuind la creșterea posibilităților tehnologice ale mașinilor.

Organele auxiliare care fac parte din lanțul cinematic de transmitere a mișcărilor spre organele principale, în funcție de mișcările transmise, se diferențiază în trei categorii:

- conducătoare de ace, care transmit acelor mișcări în ambele sensuri;
- împingătoare, care transmit mișcări într-un singur sens;
- selectoare, care transmit acelor diferite mișcări (de deplasare într-un sens, de oscilație), realizând însă și o selectare a acelor cărora le vor transmite aceste mișcări.

Conducătoarele de ace (fig. V.4.6) se cuplează fie cu călcâiele de cuplare ale acelor, care pot prezenta diferite forme: rotund, (a), obișnuit, (b), sau pot cupla direct cu cârligul acului, în cazul acelor cu limbă cu două capete (c). În vederea acționării, conducătoarele de ace pot fi prevăzute cu călcâie la unul sau mai multe niveluri. Cuplarea permanentă a celor două organe: ac - conducător de ace permite transmiterea mișcărilor în ambele sensuri, în vederea formării ochiurilor. În cazul conducătoarelor de ace care se cuplează cu cârligele acelor, cuplajul se poate desface la transferul acului dintr-o fontură în alta.

Împingătoarele (d–f) se plasează în prelungirea acelor, având călcâie de acționare plasate la unul (d, e) sau mai multe niveluri (f). Între ac și împingător neexistând o legătură permanentă, mișcarea poate fi transmisă acului numai într-un singur sens (împingere, înaintare).

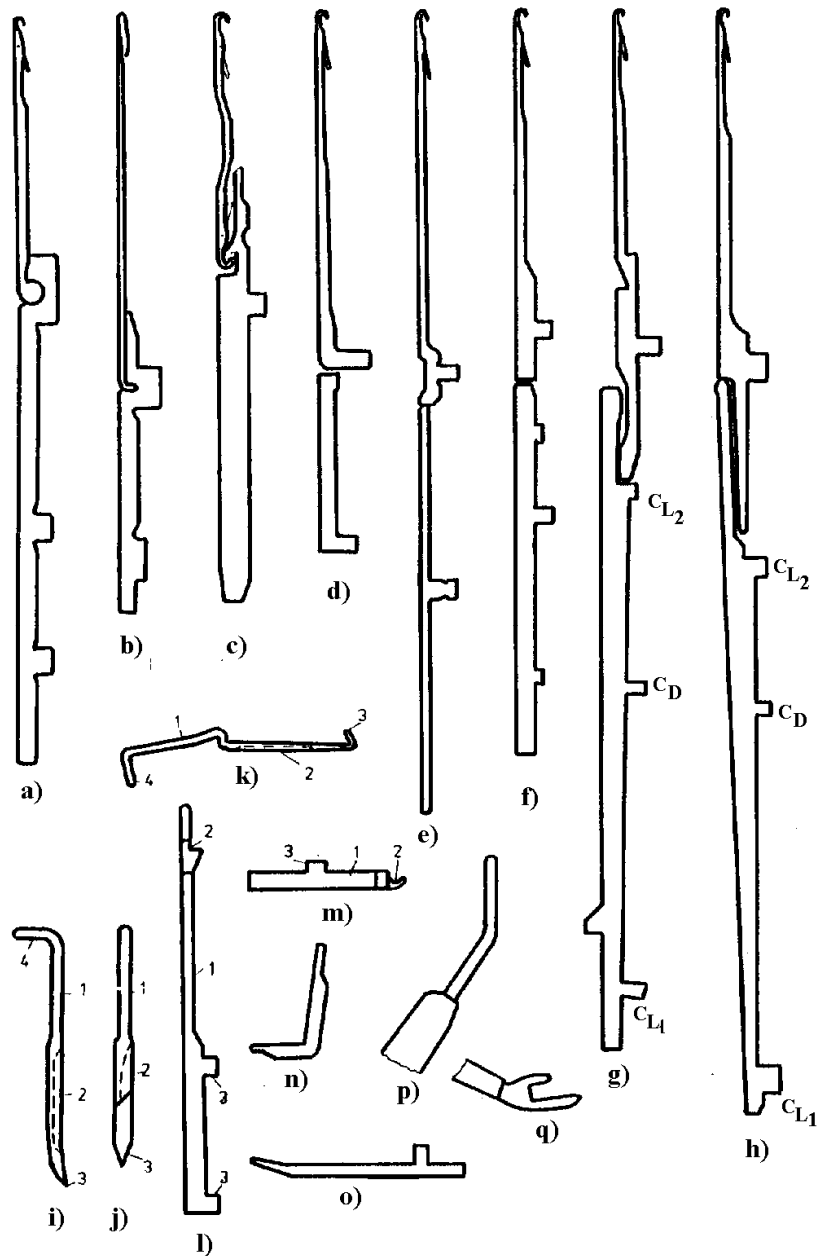


Fig.V.4.6. Organe auxiliare.

Selectoarele (g și h), ca și împingătoarele, se plasează în prelungirea acelor, transmițându-le mișcări similare, însă după o selectare prealabilă.

În cele mai multe cazuri, selectoarele sunt prevăzute cu două călcâie de lucru (g, h): unul inferior, C_{L1} și altul superior, C_{L2} , între care se plasează un număr (R) de etaje de călcâie desenatoare, C_D .

Organele auxiliare care îndeplinesc anumite funcțiuni tehnologice participă la executarea diferitelor operații tehnologice ca: începerea tricotului, tragerea tricotului, transferul ochiurilor sau a elementelor de ochiuri, conturarea marginilor tricotului prin îngustări sau lărgiri, dublarea bordurilor, sau pot servi la obținerea unor tricoturi cu desene (ajur, cu fire de pluș, cu fire de bățatură).

În funcție de tipul și denumirea operațiilor tehnologice la care participă, aceste organe primesc și denumirile corespunzătoare:

- ace de îngustare sau de ajurare (fig.V.4.6,i), formate din: tija 1, cupa 2, vârful ascuțit 3 și călcâiul de fixare în suport 4 (mașina Cotton);
- ace de lărgire (fig.V.4.6,j), formate din: tija 1, cupa 2, vârful sub formă de lance 3 (mașina Cotton);
- ace de început și de dublare a bordurii (fig.V.4.6,k), formate din: tija 1, cupa 2, cârligul 3 și călcâiul de fixare 4 (mașina Cotton);
- platine de extindere și transfer (fig.V.4.6,l), formate din: corpul platinei 1, umărul de extindere 2 și călcâiul de acționare 3 (mașini circulare cu diametru mare);
- cârlig de reținere pentru dublarea bordurii (fig.V.4.6,m), formate din: corpul cârligului 1, cârligul propriu-zis 2, călcâiul de acționare 3 (mașini cu un cilindru și disc cu cârlige, pentru ciorapi);
- platine cu transfer lateral (fig.V.4.6n) (mașini rectilinii cu două fonturi);
- cârlige sau știfturi pentru formarea buclelor de pluș (fig.V.4.6,o,p) (la mașini circulare cu diametru mare, o, la mașini de tricotat din urzeală, p);
- platine pentru susținerea și transportul firelor de bățatură depuse pe întreaga lățime a fonturii (fig.V.4.6,q) (mașini de tricotat din urzeală).

Organele auxiliare din grupa celor care transmit mișcări spre organele principale au suport comun cu acestea (exemplu: canalele fonturii în cazul acționării acelor). Organele auxiliare din a doua grupă, cu funcțiuni tehnologice, pot fi fixate în diferiți suportați (piepteni cu ace de îngustare, început, ajurare etc.) sau au ca suport fonturile principale (platine de extindere și transfer, cârlige pentru buclarea firului de pluș) sau auxiliare (disc cu cârlige de reținere pentru dublarea bordurilor la ciorapi, fonturi auxiliare cu platine de transfer lateral, bază cu cârlige pentru formarea plușului buclat la mașini de tricotat din urzeală, bare pentru platine de transport a firelor de bățatură depuse pe întreaga lățime a fonturii).

V.4.2. Acționarea și selectarea organelor de formare a ochiurilor

V.4.2.1. Acționarea organelor de formare a ochiurilor

Acționarea organelor de formare a ochiurilor reprezintă transmiterea prin comenzi a unor mișcări necesare imprimării traiectoriilor necesare obținerii anumitor efecte tehnologice (realizarea diferitelor tipuri de ochiuri sau a unor acte tehnologice).

În cazul în care organele de formare a ochiurilor sunt fixe în suportul lor, acestea execută mișcări împreună cu suportul (mișcări de rotație, translație sau pe traiectorii curbe plane). Această situație este întâlnită la mașini de tricotat Cotton (acele și platinele de închidere-aruncare), mașini de tricotat din urzeală (acele, platinele, pasetele).

În cazul în care organele sunt liber plasate în suportul lor, acestea pot executa, după necesități, atât mișcări succesive cât și mișcări simultane independente de ale suportului.

Această situație, întâlnită și la celelalte mașini care produc tricoturi din bătătură, oferă posibilități de acționare mult mai largi, mișcările putând fi transmise prin sisteme de came de translație, mecanisme desenatoare sau hidraulice.

Particularizând principiile generale de acționare pentru cazul acționării acelor liber plasate în canalele fonturii, acționarea poate fi clasificată conform schemei din fig. V.4.7

În cazul acționării directe, acele primesc mișcările necesare parcurgerii unei anumite traiectorii prin intermediul călcâielor proprii de acționare, iar în cazul acționării indirecte, acele primesc aceste mișcări prin intermediul unor organe auxiliare (conducătoare de ace, împingătoare, selectoare).

ACȚIONARE	I. Directă	Prin came	La un nivel	
			La mai multe niveluri	
		Prin mecanism desenator		
		Hidraulică		
	II. Indirectă	Într-un sens		La un nivel
				La mai multe niveluri
În ambele sensuri			La un nivel	
			La mai multe niveluri	

Fig.V.4.7. Clasificarea acționării.

V.4.2.1.1. Poziții caracteristice ale acelor

Tipul traiectoriei și implicit efectul tehnologic sunt determinate de pozițiile caracteristice pe care acele le pot ocupa într-un sistem de came de acționare.

În fig. V.4.8 sunt prezentate pozițiile caracteristice ale acelor cu limbă într-un sistem de came de acționare format din came de ridicare (R), de închidere (I), de buclare (B), precum și cele ocupate de ace sub acțiunea altor tipuri de came: de transfer-predare (CT), transfer-primire (CR), pentru poziția de pieptene (P), de anulare (CA), de introducere în funcțiune (IF). Aceste poziții sunt denumite și caracterizate, după cum urmează:

S – staționare – poziția în care capul acului este plasat la nivelul liniei de aruncare L_A , iar sub cârligul acului se află elementul format într-un ciclu anterior (exemplu OV). Aceasta este o poziție de așteptare, de început de traiectorie;

I_n – închidere neterminată – acul este ridicat deasupra L_A , ochiul vechi situându-se încă pe limba deschisă a acului. În această poziție acul poate fi alimentat cu un nou fir. Pentru a ajunge în această poziție, acul este acționat numai de cama de ridicare R ;

I – închidere – acul este ridicat în poziția maximă în raport cu L_A , ochiul vechi ajungând pe tijă. Atingerea acestei poziții este posibilă prin acționarea acului de către cama de ridicare R și închidere I ;

B – buclare – poziția în care acul coboară, sub acțiunea camei de buclare B , sub nivelul liniei de aruncare cu adâncimea de buclare X , transformând firul alimentat într-un element nou (ochi sau buclă);

P – poziția pieptene – în care acele unei fonturi joacă rol de platine de închidere pentru acele altei fonturi aflate în execuția fazei închiderii. Această poziție se obține cu ajutorul camei speciale P , care ridică în avans acele, încât acestea ajung să se interpună printre acele fonturii opuse, care execută închiderea;

E_a – eliminarea aruncării – poziția în care acul se află cu capul deasupra L_A , opunându-se în faza trecerii ochiului vechi peste limba închisă a acului. Această poziție se obține prin plasarea camei de buclare B în poziția reprezentată cu linie întreruptă;

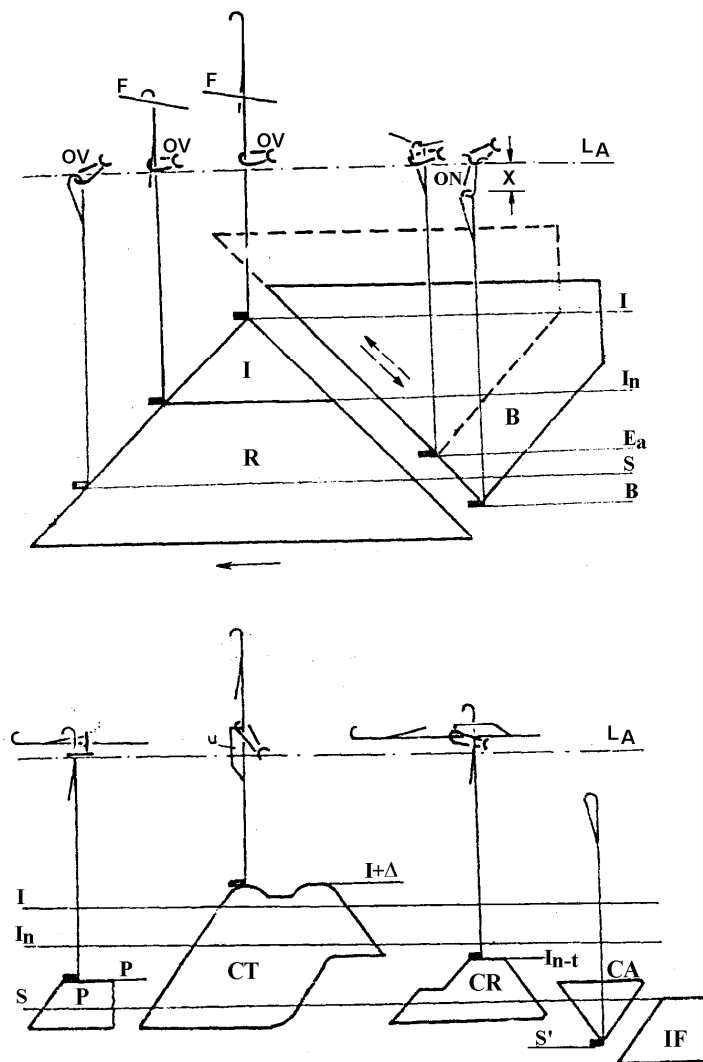


Fig.V.4.8. Pozițiile caracteristice ale acelor cu limbă.

$I+\Delta$ – poziția de transfer-predare – în care acul este ridicat în poziție superioară închiderii (cu mărimea Δ) cu ajutorul unei came de transfer-predare, CT, încât ochiul care urmează a fi predat prin transfer altui ac este extins la nivelul umărului de extindere „u”;

I_{n-t} – poziția de transfer-primire – în care acul este ridicat la o poziție apropiată închiderii neterminată, cu ajutorul unei came de transfer-primire, CR, astfel încât acul (cu limba deschisă) să poată pătrunde prin ochiul extins de pe un ac aflat în poziția de transfer-predare. Acul care primește ochiul prin transfer poate avea sau nu un ochi propriu;

S' – poziția scos din lucru – se obține prin plasarea călcâiului acului sub nivelul camelor de acționare. Acul poate ajunge în poziția S' plecând de la cea de staționare S, dacă este acționat de o camă de anulare, CA și poate reveni la poziția de staționare, prin ridicare, cu ajutorul unei came de introducere în funcțiune, IF.

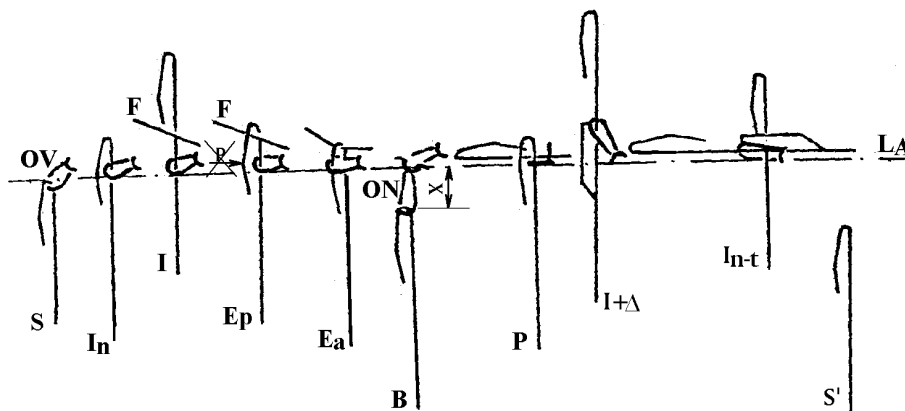


Fig V.4.9. Pozițiile caracteristice ale acelor cu cârlig.

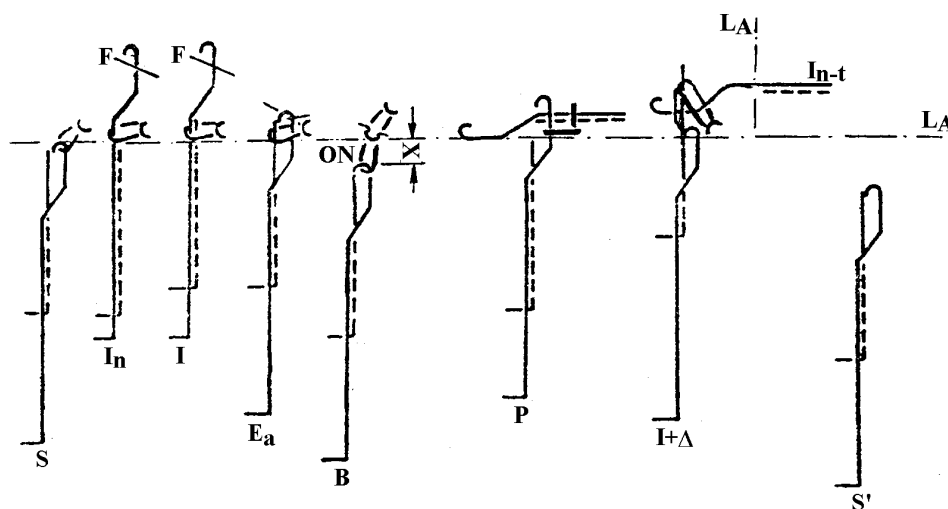


Fig.V.4.10. Pozițiile caracteristice ale acelor cu zăvor.

Pentru acele cu cârlig, pozițiile caracteristice, în mare majoritate, sunt similare celor caracteristice acelor cu limbă, unele poziții însă prezentând particularități sau deosebiri. Acestea sunt prezentate în fig. V.4.9. Pozițiile care prezintă particularități specifice acelor cu cârlig sunt următoarele:

I_n – *închidere neterminată* – în care ochiul vechi nu a ieșit încă de sub cârligul acului, nefiind deci posibilă alimentarea acului cu un nou fir;

E_p – *eliminarea presării* – poziția obținută prin scoaterea din funcțiune a presei sau prin utilizarea unei prese desenatoare (pentru acele din dreptul golurilor), în care ochiul vechi pătrunde sub cârligul acului alături de buclă sau de fir.

În cazul acelor cu zăvor, pozițiile caracteristice sunt prezentate în fig. V.4.10, notațiile având aceleași semnificații.

Poziția de *transfer-predare* ($I+\Delta$) este posibilă în cazul unor ace de construcție specială, a tijei zăvor prevăzută cu umăr de extindere.

Conducerea acelor pentru atingerea diferitelor poziții prezentate se realizează de obicei cu ajutorul camelor de diferite tipuri. În tabelul V.4.2 sunt prezentate asemenea came și traiectoriile pe care acestea le pot imprima acelor.

Pe baza pozițiilor caracteristice ale diferitelor tipuri de ace, pot fi constituite diferite traiectorii pe care pot fi conduse acele în vederea obținerii unui anumit efect tehnologic. Acestea sunt prezentate în tabelul V.4.3.

Tabelul V.4.2

Tipuri de came și traiectorii determinate de acestea

Denumirea camei	Simbol	Traectoria imprimată acelor
De ridicare	R	S-I _n
De închidere	R	I _n -I
De ridicare-închidere	R-I	S-I
De buclare	B	I-B; I _n -B; I+Δ-B; I _n -B
De coborâre	C	I-S; I _n -S; I+Δ-S; I _n -S; P-S
Pentru poziția de pieptene	P	S-P
De transfer-predare	CT	S-I+Δ
De transfer-primire	CR	S-I _n -t
De selectare inversă	Si	I _n -S; I _n -S'; S-S'
De scoatere din lucru sau de anulare	CA	S-S';
De introducere în funcțiune	IF	S'-S

Tabelul V.4.3

Traiectoriile acelor și efectele tehnologice

Traectoria	Tipul acelor	Efecte tehnologice	
		Prin alimentare cu fir	Fără alimentare cu fir
1	2	3	4
S - I - B	Ace cu limbă	☒ ON	Aruncare în gol
	Ace cu cârlig		
	Ace cu zăvor		
S - I _n - B	Ace cu limbă	☒ B OD	☒ OR
	Ace cu zăvor	☒ F OR	☒ OR
	Ace cu cârlig		
S - B	Ace cu limbă	☒ F OR	☒ OR
	Ace cu cârlig		
	Ace cu zăvor		
S - I - E _a	Ace cu limbă	☒ B* OD	☒ OR
	Ace cu cârlig		
	Ace cu zăvor		
S - I - E _p - B	Ace cu cârlig	☒ B OD	☒ OR
S - I+Δ-S(B)	Ace cu limbă	-	☒ OR
	Ace cu cârlig		Transfer predare
	Ace cu zăvor		
S - I _n -t-S(B)	Ace cu limbă	-	☒ OR
	Ace cu cârlig		Transfer primire
	Ace cu zăvor		
S - P	Ace cu limbă	-	Pieptene de închidere pentru acele altei fonturi
	Ace cu cârlig		
	Ace cu zăvor		

Tabelul V.4.3 (continuare)

1	2	3	4
S – S'	Ace cu limbă	-	Scoaterea din funcțiune a acului
	Ace cu cârlig		
	Ace cu zăvor		
S' – S	Ace cu limbă	-	Introducerea în funcțiune a acului
	Ace cu cârlig		
	Ace cu zăvor		

Observație. B* este bucla obținută prin eliminarea aruncării; este mai mică decât cea obținută prin eliminarea închiderii sau a presării.

V.4.2.1.2. Acționarea directă

Acționarea directă prin came care acționează la un singur nivel asupra călcâielor de o singură înălțime (fig.V.4.11), permite obținerea unei sau mai multor traiectorii, în funcție de posibilitățile de plasare a camelor mobile în diferite poziții.

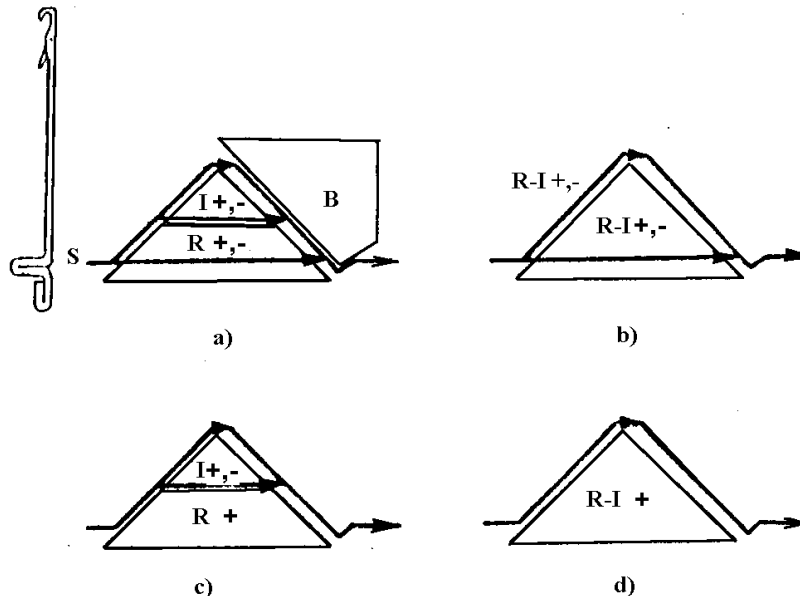


Fig.V.4.11. Acționarea directă prin came de acționare la un nivel asupra călcâielor de o singură înălțime.

Astfel, dacă ansamblul de ridicare-închidere este format din două came distincte: una de ridicare, R , și alta de închidere, I , cu posibilitate de a fi introduse (+) și scoase din funcțiune (-) independent, se pot obține toate cele trei traiectorii (fig.V.4.11,a); dacă ansamblul de ridicare-închidere este format dintr-o singură camă $R-I$ cu posibilitate de a fi introdusă (+) și scoasă (-) din funcțiune, se pot obține numai două traiectorii (fig.V.4.11,b); dacă ansamblul de came este format din două came: una de ridicare, R , fixă și una de închidere, I , cu posibilitate de a fi introdusă (+) și una scoasă (-) din funcțiune se pot obține două traiectorii (fig.V.4.11,c) și dacă ansamblul de ridicare-închidere este format dintr-o singură camă $R-I$ fixă se poate obține numai o singură traiectorie (fig.V.4.11,d).

Aceste posibilități, precum și efectul tehnologic obținut prin parcurgerea unei anumite traiectorii sunt ilustrate și în tabelul V.4.4.

Tabelul V.4.4

Efecte tehnologice determinate de pozițiile camelor

Cazul	Poziția camelor		Traiectoria	Efectul tehnologic
	R	I		
a	+	+	S-I-B	X (ON)
	+	-	S-I _n -B	^ (OD)
	-	-	S	- (OR)
b	R-I			
	+		S-I-B	X
	-		S	-
c	R	I		
	+	+	S-I-B	X
	+	-	S-I _n -B	^
d	R-I			
	+		S-I-B	X

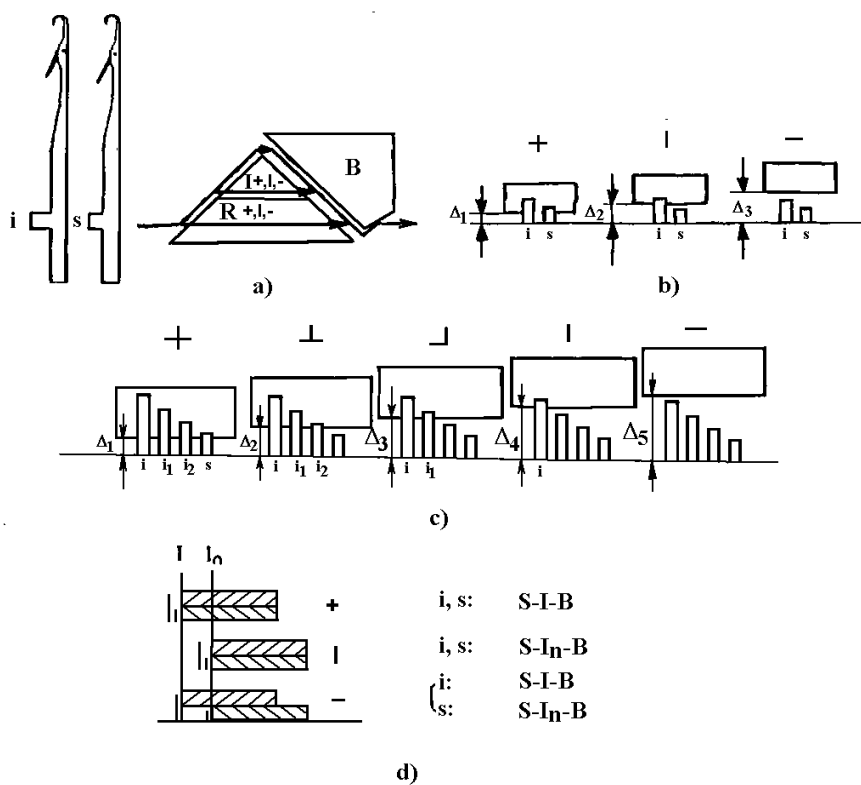


Fig.V.4.12. Acțiunea directă prin came la un singur nivel asupra călcâielor de diferite înălțimi.

Acționarea directă prin came care acționează la un singur nivel, dar asupra călcâielor de diferite înălțimi, poate fi fără selectare, dacă toate acele, indiferent de înălțimea călcâielor lor, urmează aceeași traiectorie sau cu selectare, dacă acele cu călcâie de înălțimi diferite urmează traiectorii diferite. La acționarea unor ace cu călcâie de două înălțimi, i și s , de către un ansamblu de came de ridicare-închidere (fig.V.4.12,a), în funcție de pozițiile acestor came (fig.V.4.12,b), pot fi parcurse cele trei traiectorii de bază.

Camele mobile se vor putea plasa față de suprafața fonturii în trei poziții, simbolizate în fig. V.4.12,b după cum urmează:

+ – camă în funcțiune, acționează ace cu călcâi i și s , $\Delta_1 < h_s$;

| – camă semiînecată, acționează numai acele cu călcâi i , $h_s < \Delta_2 < h_i$;

– – camă scoasă din funcțiune, nu acționează nici un tip de ac, $\Delta_3 > h_i$.

În general, pentru ace cu călcâie de n înălțimi, camele pot ocupa un număr de poziții: $p=n+1$.

În practică se folosesc cel mult patru înălțimi de călcâie: i, i_1, i_2, s , pentru care pozițiile camelor vor fi (fig.V.4.12,c):

+ – camă în funcțiune – acționează toate acele indiferent de înălțimea călcâielor, $\Delta_1 < h_s$;

⊥ – camă semiînecată, pentru acționarea a trei tipuri de ace: i, i_1, i_2 ; $h_s < \Delta_2 < h_{i2}$;

⌋ – camă semiînecată, pentru acționarea a două tipuri de ace: i și i_1 ; $h_{i2} < \Delta_3 < h_{i1}$;

| – camă semiînecată, pentru acționarea unui singur tip de ac: i ; $h_{i1} < \Delta_4 < h_i$;

– – camă scoasă din funcțiune – nu acționează nici un tip de ac; $\Delta_5 > h_i$.

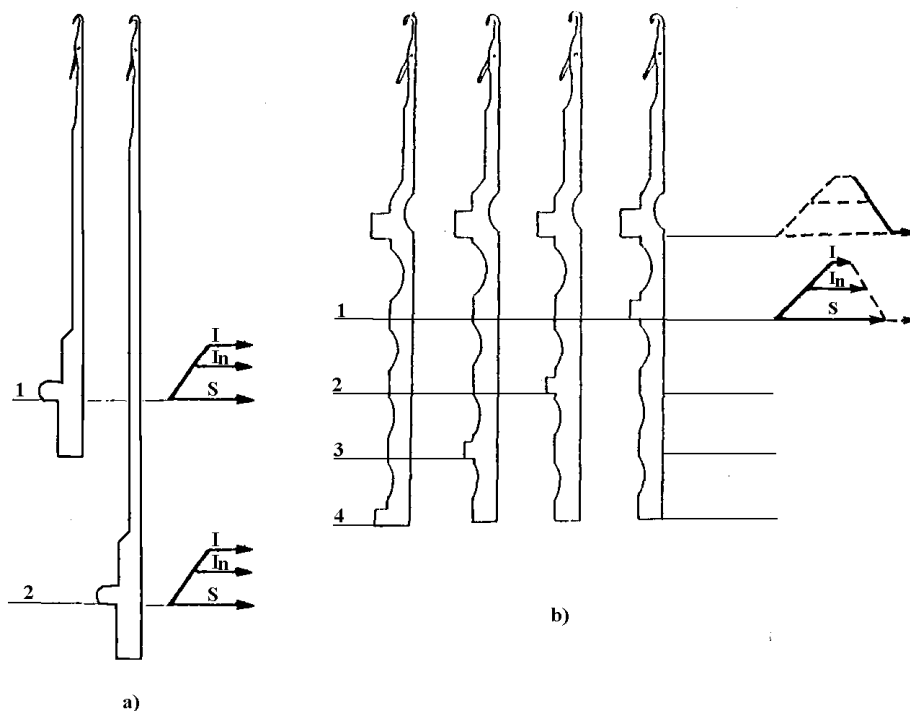


Fig.V.4.13. Acționare directă la mai multe niveluri.

Acționarea diferențiată a călcâielor de diferite înălțimi se realizează fie prin situarea camelor la distanțe diferite de suprafața fonturii (fig. V.4.12,*b,c*), fie prin folosirea camelor formate din mai multe secțiuni, care pot ocupa poziții independente, pentru care se obține acționarea pe traiectorii distincte sau comune pentru acele cu călcâie de diferite înălțimi (fig. V.4.12,*d*).

Acționarea directă prin came situate la mai multe niveluri reprezintă o extindere pe verticală a posibilităților de acționare la un singur nivel. În acest caz, acele au călcâiele situate în două sau mai multe etaje, corespunzătoare numărului de etaje de came (fig.V.4.13,*a,b*).

Și în acest caz călcâiele de acționare pot fi de o singură înălțime sau mai multe înălțimi. Acționarea este însoțită de obicei și de selectare, fie a acelor cu călcâie la diferite niveluri, fie a acelor cu călcâie de diferite înălțimi.

Acționarea directă prin mecanism desenator se poate realiza numai în cazul anumitor mecanisme desenatoare, ale căror elemente de execuție pot veni în contact direct cu călcâiele acelor și le pot imprima o anumită traiectorie.

Acesta este cazul, spre exemplu, al mecanismului desenator cu disc desenator dispus într-un plan care formează un anumit unghi cu direcția de deplasare a acelor.

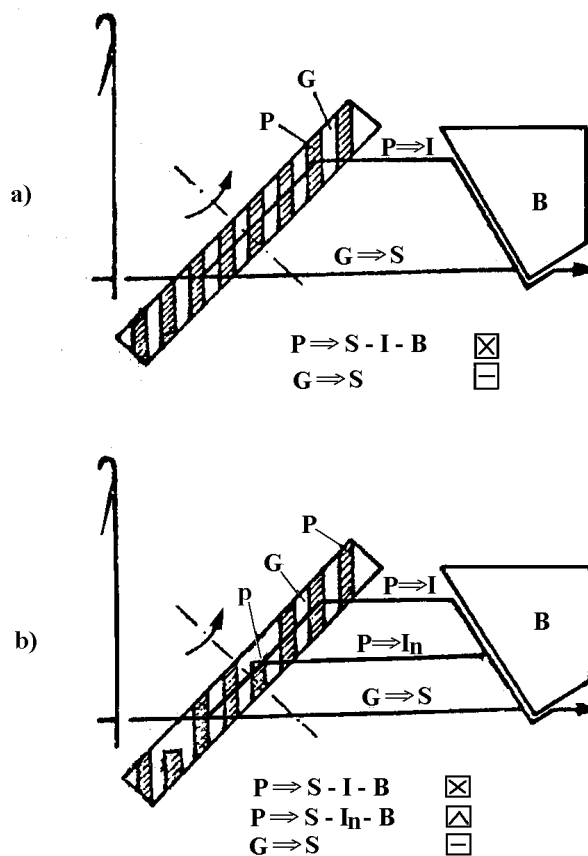


Fig.V.4.14. Acționarea directă a acelor prin discuri desenatoare.

Acționarea acelor prin intermediul discului desenator se realizează numai în mișcarea de ridicare, prin angrenarea călcâielor acelor cu dinții de diferite înălțimi de pe circumferința discului desenator.

În fig. V.4.14, *a* și *b*, sunt prezentate exemple privind posibilitățile de acționare a acelor prin discuri desenatoare:

a – prevăzute cu plinuri, P , și goluri, G , la care acele ce se plasează în dreptul plinurilor, prin angrenare cu acestea, vor fi ridicate până la poziția de închidere, în timp ce acele ce se vor plasa în dreptul golurilor nu vor fi acționate, rămânând pe poziția de staționare;

b – prevăzute cu plinuri de două înălțimi, P și p , și goluri, G , la care acele acționate prin plinurile P vor fi conduse până la închidere, cele acționate prin plinurile p vor ajunge numai la închidere neterminată, iar cele situate în dreptul golurilor G nu vor fi acționate, rămânând pe poziția de staționare.

În ambele exemple, coborârea acelor se realizează prin acțiunea directă a camei de buclare B .

Acționarea directă prin mecanism desenator este întotdeauna însoțită de selectare.

Acționarea hidraulică reprezintă o posibilitate neconvențională de acționare a acelor, prin folosirea unui fluid ca element motor. În acest caz, acele sunt fixate pe pistoane care se vor deplasa în cilindri sub acțiunea presiunii existente de un fluid care circulă prin conducte, fiind comandat de un sistem de comandă.

V.4.2.1.3. Acționarea indirectă

Acționarea indirectă se realizează cu ajutorul organelor auxiliare cu rol de transmitere a mișcărilor spre organele principale, cărora le pot imprima diferite traiectorii.

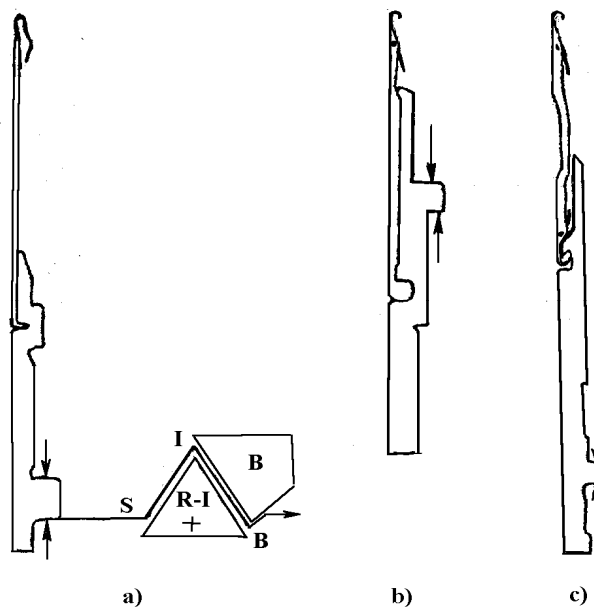


Fig. V.4.15. Acționarea indirectă în ambele sensuri.

Acționarea indirectă se poate realiza:

- în ambele sensuri, când se utilizează ca organe de transmitere a mișcării conducătoare de ace
- într-un sens, când se utilizează împingătoare sau selectoare ca organe de transmitere a mișcărilor.

În cazul acționării indirecte prin conducător de ac, acul și conducătorul formează un tot unitar, deplasându-se sub acțiunea camelor pe o traiectorie comună. Cuplarea acului cu conducătorul de ac se poate realiza prin intermediul călcâiului de cuplare (fig.V.4.15,a,b) sau a cârligului acului, în cazul acelor cu limbă cu două capete (fig. V.4.15,c).

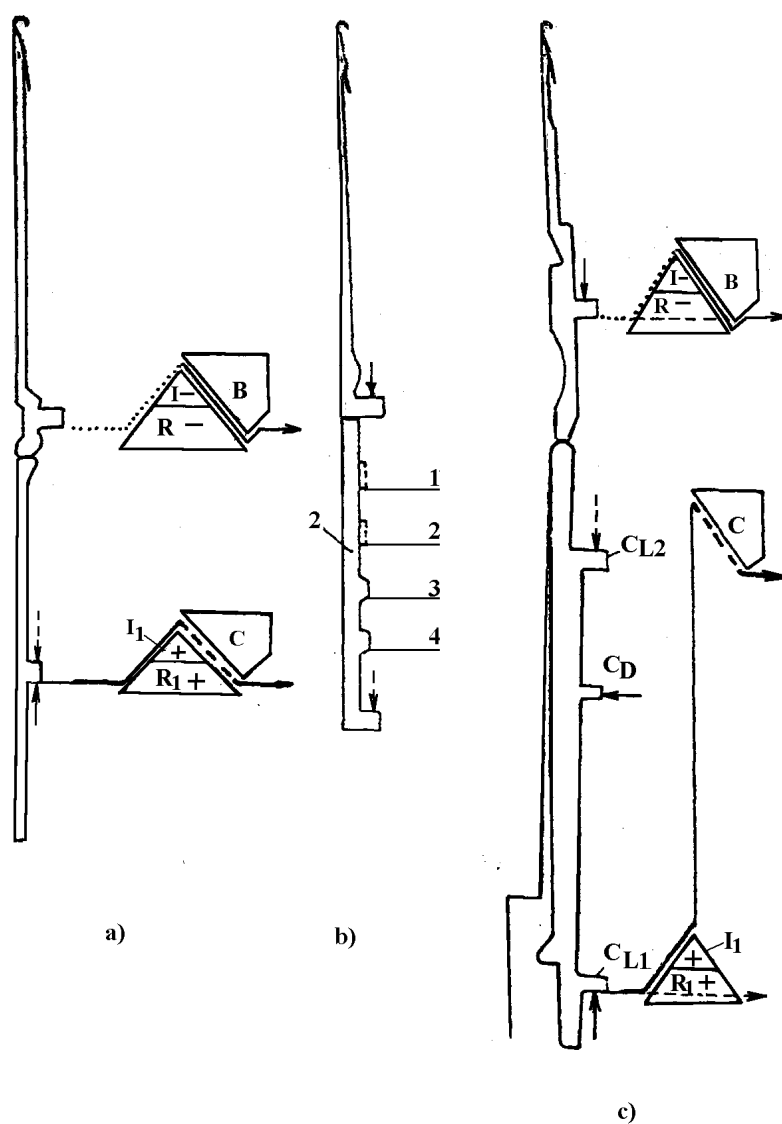


Fig.V.4.16. Acționare indirectă într-un sens.

Acționarea indirectă prin împingătoare se realizează prin plasarea în prelungirea acului a unui împingător înzestrat cu unul sau mai multe etaje de călcâie, la nivelul cărora sunt plasate came de acționare (fig. V.4.16,a,b).

Împingătorul poate realiza numai ridicarea acului pe o anumită traiectorie, determinată de pozițiile camelor R_1 și I_1 , în timp ce coborârea acului se realizează prin acționarea directă, prin cama de buclare B . Aducerea la poziția inițială a împingătorului este realizată prin cama de coborâre C .

Acționarea indirectă într-un sens se realizează asemănător, dacă în prelungirea acului se plasează un selector (fig. V.4.16,c).

Ca în cazul acționării prin împingător, camele la nivelul călcâielor acelor sunt în poziția scos din lucru ($R, I, -$), pentru a permite realizarea acționării indirecte. În acest caz, acționarea se realizează după ce mecanismul desenator a realizat selectarea, prin călcâiele desenatoare C_D , care se materializează în poziționarea diferită a selectoarelor: în lucru – care rămân cu călcâie de lucru inferioare, CL_1 la suprafața fonturii, sau scoase din lucru – prin înecare în canale. Numai selectoarele în poziție de lucru vor putea fi acționate prin camele R_1 și I_1 , aceeași mișcare imprimând-o și acelor. Coborârea acelor se realizează direct, prin cama de buclare B , în timp ce readucerea selectoarelor la poziția inițială se realizează prin acțiunea camei de coborâre C asupra călcâielor superioare CL_2 .

Acționarea indirectă prin împingătoare și selectoare are o influență pozitivă asupra posibilităților tehnologice ale mașinilor de tricotat. Uneori, în acest scop, se folosesc înlanțuiri complexe de organe principale și auxiliare, care fac posibilă combinarea posibilităților de acționare directă sau indirectă, cu sau fără selectare.

V.4.2.2. Selectarea organelor de formare a ochiurilor

Selectarea reprezintă acționarea diferențiată a organelor producătoare de ochiuri după un anumit principiu, în vederea imprimării unor traiectorii distincte necesare realizării tricoturilor cu desene sau anumitor operațiuni tehnologice. Selectarea se poate referi la organele principale cât și la cele auxiliare.

Modalitățile de realizare a selectării sunt prezentate în tabelul V.4.5.

Tabelul V.4.5

Clasificarea selectării organelor de formare a ochiurilor

Selectare	I. În grup	Directă	la un nivel
			la mai multe niveluri
		Inversă	la un nivel
			la mai multe niveluri
	II. Individuală	Prin mecanism cu discuri desenatoare	
		Prin mecanism desenator cu piepteni de selectare	
		Prin mecanism desenator cu tamburi desenatori	
		Prin mecanism desenator cu cartele jacard	
Prin mecanism desenator cu bandă film			
Prin mecanism cu selectare electronică			

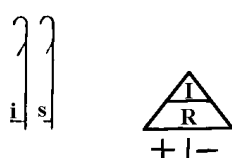
V.4.2.2.1. Selectarea în grup

Selectarea în grup reprezintă acționarea independentă a grupelor de organe producătoare de ochiuri cu călcâie de diferite înălțimi într-un anumit raport.

Selectarea în grup directă a acelor reprezintă acționarea diferențiată a grupelor de ace cu călcâie de diferite înălțimi, începând de la călcâiele înalte spre cele scurte, deci în sensul i, s .

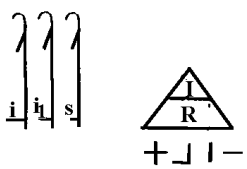
Prin apropierea succesivă a camelor de suprafața fonturii vor fi acționate succesiv grupe de ace, începând de la cele cu călcâie înalte spre cele înalte.

a)



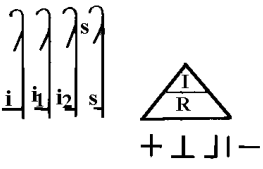
Poz.	R	I	i	s
1	+	+	x	x
2	+		x	^
3	+	-	^	^
4			x	-
5		-	^	-
6	-	-	-	-

b)



Poz.	R	I	i	i ₁	s
1	+	+	x	x	x
2	+	J	x	x	^
3	+		x	^	^
4	+	-	^	^	^
5	J	J	x	x	-
6	J		x	^	-
7	J	-	^	^	-
8			x	-	-
9		-	^	-	-
10	-	-	-	-	-

c)



Poz.	R	I	i	i ₁	i ₂	s
1	+	+	x	x	x	x
2	+	⊥	x	x	x	^
3	+	J	x	x	^	^
4	+		x	^	^	^
5	+	-	^	^	^	^
6	⊥	⊥	x	x	x	-
7	⊥	J	x	x	^	-
8	⊥		x	^	^	-
9	⊥	-	^	^	^	-
10	J	J	x	x	-	-
11	J		x	^	-	-
12	J	-	^	^	-	-
13			x	-	-	-
14		-	^	-	-	-
15	-	-	-	-	-	-

Fig.V.4.17. Selectarea în grup directă la un nivel.

Selectarea în grup directă poate fi realizată la unul sau mai multe niveluri, atât la organele principale cât și la cele auxiliare. Se vor prezenta, succesiv, cazuri de selectare în grup directă, la un nivel, asupra acelor cu călcăie de două, trei și patru înălțimi distincte, precum și cazuri de selectare în grup directă, la mai multe niveluri.

Selectarea în grup directă a acelor cu călcăie de două înălțimi, i și s , este prezentată în fig. V.4.17,a. Grupele de ace cu călcăie înalte și scurte vor fi acționate cu un sistem de came de ridicare-închidere, $R-I$, care pot ocupa toate cele trei poziții posibile, +, |, -. Numărul de posibilități de plasare a camelor în diferite poziții, pentru a putea obține un efect tehnologic distinct, se poate calcula prin analiză combinatorie, în funcție de numărul de înălțimi de călcăie, n , sau numărul de poziții independente ale camelor, $p=n+1$, cu relația:

$$N_p = C_{2p}^2 - \left(2 \cdot C_p^2 + \sum_{p-1}^1 p \right) = p^2 - \sum_{p-1}^1 p,$$

deci: pentru $n=2, p=3: N_p+3^2-(2+1)=6$.

Cele 6 posibilități de așezare a camelor, cu efect tehnologic distinct, sunt prezentate în tabel și din analiza acestora rezultă că, din numărul total de posibilități, 3 sunt fără selectare (toate acele urmează aceeași traiectorie) și 3 cu selectare (acele cu călcăiul înalt și scurt urmează traiectorii distincte).

În fig. V.4.17,b este prezentată situația selectării în grup directă a acelor cu trei înălțimi de călcăie: i, i_1, s .

$$n=3, p=4, N_p+4^2-(3+2+1)=10.$$

Cele 10 posibilități prezentate în tabelul alăturat relevă, și în acest caz, că trei posibilități sunt de acționare pură și restul de șapte de acționare cu selectare.

În fig. V.4.17,c este prezentată situația selectării în grup directă a patru tipuri de ace cu călcăie: i, i_1, i_2, s .

$$n=4, p=5, N_p=5^2-(4+3+2+1)=15.$$

Din cele 15 posibilități, numai 12 sunt cu selectare, 3 fiind de acționare pură.

Numărul de posibilități crește, în cazul în care selectarea în grup directă se aplică la nivelul călcăielor organelor auxiliare (împingătoare).

În fig. V.4.18,a este prezentată situația selectării în grup directă la cele două niveluri: a acelor cu călcăie înalte și scurte și a împingătoarelor cu călcăie înalte și scurte. Se pot constitui patru grupe de ace cu împingătoare, care să difere prin înălțimea călcăielor. Prin poziționarea camelor de acționare a acelor R, I și a împingătoarelor R_1 și I_1 în cele trei poziții distincte: +, |, -, rezultă un număr de posibilități, reprezentate în tabelele din figură. De observat că primele 6 poziții rezultă din acționarea directă cu selectare directă, următoarele trei, din acționare indirectă cu selectare directă și ultimele cinci, din acționare combinată cu selectare directă la ambele niveluri.

Numărul de posibilități crește în cazul folosirii împingătoare de trei tipuri: cu călcăie i, s și zero (fără călcâi) (fig. V.4.18,b), cu ajutorul cărora se pot construi șase grupe de ace și împingătoare, cu șase posibilități, rezultate din acționarea directă cu selectare directă, cinci posibilități din acționarea indirectă cu selectare directă și unsprezece posibilități din acționarea combinată cu selectare directă.

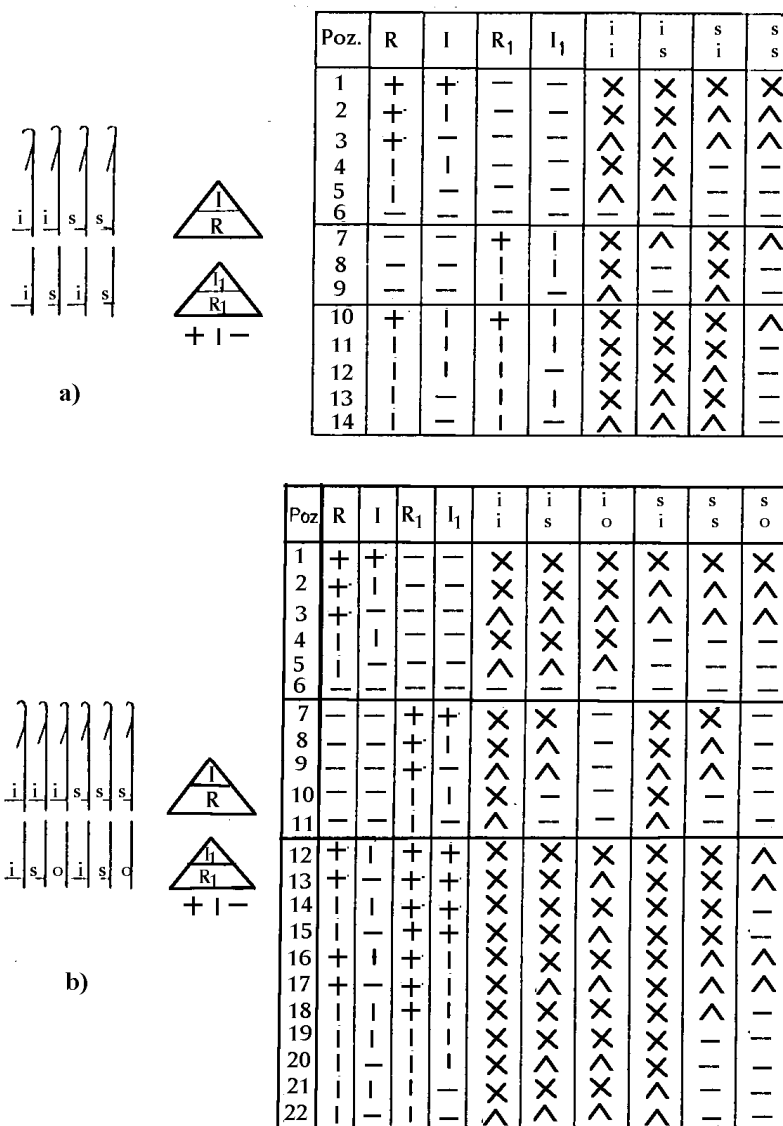
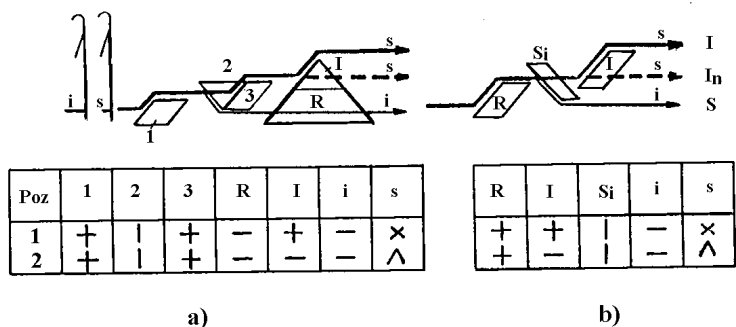


Fig. V.4.18. Selectarea în grup directă la mai multe niveluri.

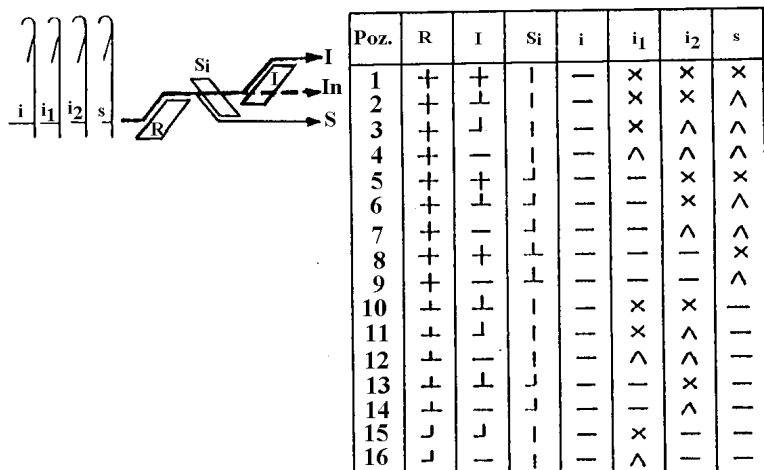
Selectarea în grup inversă reprezintă acționarea diferențiată a grupelor de ace cu călcâie de diferite înălțimi, începând de la cele cu călcâi scurt, spre cele cu călcâi înalt (în senul s, i).

Pentru aceasta, înaintea sistemului de came sau chiar în cuprinsul său, se plasează came speciale de selectare inversă, cu rol de a schimba traiectoriile grupelor de ace cu călcâie de diferite înălțimi, începând de la cele cu călcâi înalt.

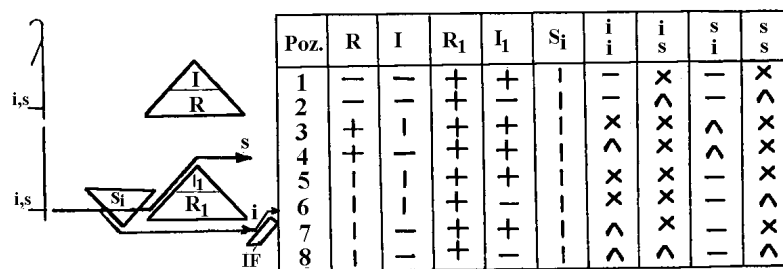


a)

b)



c)



d)

Fig.V.4.19. Selectarea în grup inversă.

Selectarea inversă permite creșterea posibilităților de acționare independentă a acelor cu călcâie de diferite înălțimi, în aceeași măsură ca și creșterea numărului de niveluri de acționare. Astfel, în cazul acționării la un nivel a acelor cu călcâie i și s pot fi acționate independent numai acele cu călcâie i . Prin folosirea selectării inverse pot fi acționate independent și acele cu călcâi s , ceea ce echivalează cu acționarea la două niveluri a unor ace independente.

În fig. V.4.19 sunt prezentate exemple de realizare a selectării inverse, fie la nivelul călcâielor acelor, fie la nivelul călcâielor împingătoarelor. Dacă ansamblul de came de selectare inversă se plasează în afara ansamblului de came de ridicare-închidere $R-I$ (fig. V.4.19,*a*), va fi format dintr-un ansamblu de came: 1 – de ridicare (+) a tuturor acelor până la nivelul de selectare; 2 – de selectare inversă (l) care, prin poziția sa semiînecată, determină readucerea în poziție inițială a acelor cu călcâi i , lăsând să treacă acele cu călcâi s , a căror ridicare este realizată în continuare prin cama 3 (+) de conducere spre cama de închidere I (+). În funcție de pozițiile (+, –) pe care le poate ocupa cama de închidere I , acele cu călcâi s vor forma ochiuri sau bucle, după cum se precizează și în tabelul alăturat.

Selectarea se realizează mai simplu dacă între camele de ridicare, R , și închidere, I , se plasează o camă de selectare inversă, S_i (fig. V.4.19,*b*), în poziție semiînecată. Efectul tehnologic este similar cazului precedent (conform tabelului din figură).

Selectarea inversă poate fi realizată și în cazul acelor cu mai mult de două înălțimi de călcâie: pentru ace cu patru înălțimi de călcâie (fig. V.4.19,*c*), când se poate realiza o combinație a posibilităților de selectare inversă cu selectare directă.

În fig. V.4.19,*d* este prezentată o schemă privind selectarea inversă la nivelul împingătoarelor. Cama de selectare inversă, S_i , se plasează în fața sistemului de came principal: R_1 , I_1 , având rolul de a scoate din funcțiune împingătoarele cu călcâi i prin coborârea lor pe sub camele din sistemul principal, de unde vor fi readuse în poziție inițială, printr-o camă de ridicare suplimentară IF . În tabel sunt prezentate posibilitățile tehnologice care apar în plus față de cazul selectării în grup directe. La efectuarea selectării inverse, acționarea poate fi indirectă sau combinată.

V.4.2.2. Selectarea individuală

Selectarea individuală se realizează numai în cazul existenței mecanismelor desenatoare. Selectarea individuală reprezintă acționarea independentă a fiecărui organ dintr-un raport, în vederea parcurgerii a două sau trei traiectorii posibile, distincte. Problemele care se pun în cazul selectării individuale sunt legate de modul de transmitere a informațiilor înmagazinate în mecanismul desenator spre organele de lucru și determinarea dimensiunilor maxime ale rapoartelor desenelor care se pot obține, în funcție de capacitatea de înmagazinare a informațiilor la nivelul mecanismului desenator. În funcție de tipul mecanismului desenator, se obțin mai multe cazuri de selectare individuală: prin mecanism desenator cu discuri desenatoare, cu piepteni de selectare, cu tambure desenatoare, cu cartele jacard, cu bandă film, selectare electronică.

Selectare individuală prin mecanism desenator cu discuri desenatoare. Mecanismele desenatoare cu discuri desenatoare se pot prezenta în două variante: cu discuri dispuse într-un plan oblic față de planul orizontal și cu discuri dispuse în plan orizontal, în unul sau mai multe etaje. Acest tip de mecanism desenator este folosit la mașinile circulare cu diametru mare, cu una sau două fonturi, cu rol de a selecta direct acele din cilindru sau indirect, prin intermediul unor organe auxiliare.

Selectarea prin *discuri desenatoare plasate în plan oblic față de planul orizontal* se suprapune cu acționarea directă a acelor sau a organelor auxiliare, ale căror călcâie vin în contact cu dinții de diferite înălțimi de pe discuri (fig. V.4.20,a).

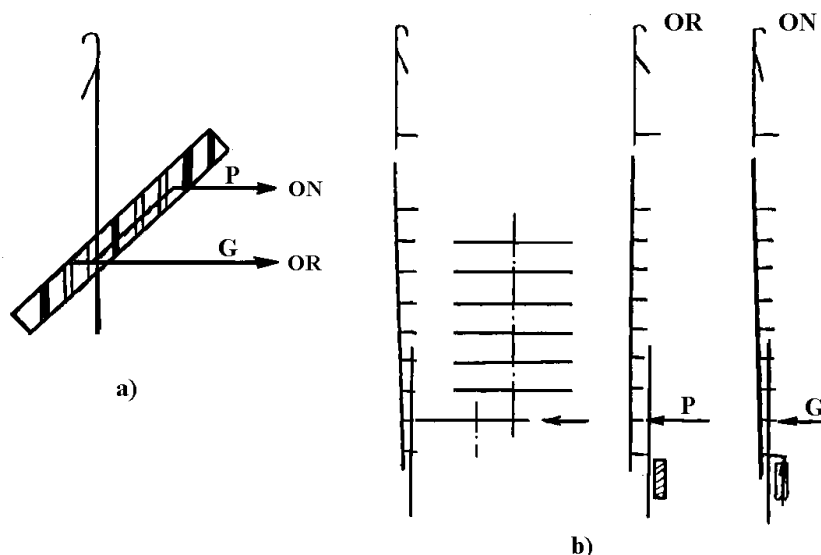


Fig. V.4.20. Selectarea individuală cu discuri desenatoare.

Dacă în dreptul călcâiului se plasează un dinte de înălțime P sau p , acesta va fi acționat, iar dacă în dreptul său se plasează un dinte de înălțime G , nu va fi acționat. Succesiunea dinților de diferite înălțimi determină succesiunea în care organele respective vor lucra sau nu, deci succesiunea selectării.

Dacă *discurile desenatoare sunt dispuse în plan orizontal* (un singur disc sau un set de discuri cu posibilități de introducere în funcțiune a unuia dintre ele), selectarea se realizează de obicei prin intermediul selectoarelor care, sub acțiunea directă a discului, vor fi apăstate (încate) în canalele fonturii, sau nu, după cum pe disc există un dinte P sau nu G (fig. V.4.20,b). Se observă că în cele două cazuri, efectul dintelui de tip P și G de pe disc este invers. Indiferent de aceasta, dimensiunile rapoartelor de desen care se pot obține la folosirea acestor mecanisme desenatoare vor rezulta în funcție de următoarele elemente:

N – numărul de ace din fontură;

P – numărul de diviziuni (dinți) de pe discul desenator;

S – numărul de sisteme ale mașinii sau numărul de mecanisme desenatoare;

z – numărul de sisteme necesare pentru realizarea unui rând din raport.

Deoarece, în cazul mecanismelor desenatoare cu discuri, $N > P$, dispunerea rapoartelor pe suprafața tricotului și dimensiunile rapoartelor sunt determinate de raportul N/P , care poate fi un număr întreg sau nu.

Dacă:

$$\frac{N}{P} = n(n \in N^*),$$

se obțin rapoarte fără deplasare, deoarece, la o rotație a fonturii, discul desenator execută n rotații complete, încât, considerând un ac de reper (nr.1) în fontură și diviziunea corespunzătoare de pe discul desenator (nr.1), după o rotație acestea vor veni din nou în contact.

Rapoartele de dimensiuni b și h obținute la un sistem, sau b și H obținute la S sisteme, se vor dispune ca în fig. V.4.21,*b*.

Lățimea raportului b trebuie să îndeplinească condiția de a se cuprinde de un număr întreg de ori atât în N , cât și în P și, deci, valoarea sa maximă va fi: $b=cm \text{ mdc}(N, P)$.

Deoarece: $N : P$, atunci $b=cm \text{ mdc}(N, P)=p$.

Numărul total de ochiuri din raport este egal cu numărul de diviziuni de pe discul desenator, deci: $b \cdot h=P$. Rezultă:

$$h = \frac{P}{b} = 1;$$

$$H = h \cdot \frac{S}{z}.$$

Dacă:

$$\frac{N}{P} = n + \frac{r}{P},$$

se obțin rapoarte cu deplasare atât pe orizontală cât și pe verticală, de dimensiuni:

$$b=cm \text{ mdc}(N, P)$$

$$h = \frac{P}{b} = 1;$$

$$H = h \cdot \frac{S}{z}.$$

Se observă, și din fig. V.4.21,*c*, că la o rotație a fonturii, discul desenator a realizat n rotații complete, rotația $n+1$ fiind incompletă, încât, la începerea următoarei rotații a fonturii, în dreptul acului de reper (nr.1) nu se va mai situa diviziunea de reper a discului (nr.1) ci diviziunea $r+1$. Deci rândul următor va fi deplasat pe orizontală față de precedentul cu r șiruri de ochiuri.

Deoarece: $N : b$ și $r : b$, atunci:

$$m = \frac{r}{b} (m \in N^*),$$

m reprezintă numărul de lățimi de raport cu care un rând este deplasat pe orizontală față de precedentul și poartă denumirea de deplasare pe orizontală.

Plasarea rapoartelor pe suprafața tricotului este prezentată în fig. V.4.21,*d*. Deplasarea pe verticală, y , pentru un sistem, Y , pentru S sisteme, se poate calcula în funcție de dimensiunile raportului și deplasarea pe orizontală, ținând seama de legătura care se crează între numărul fiecărui rând de ochiuri din raport și numărul secțiunii discului desenator care participă la realizarea acelui rând. Prin secțiuni ale discului desenator se înțeleg grupurile de câte b diviziuni de pe circumferința discului desenator.

Deoarece $P=b \cdot h$, discul desenator va conține h secțiuni, fiecare conținând b diviziuni.

Modul de plasare a rapoartelor pe suprafața tricotului poate fi obținut și prin rezolvare grafică astfel: (fig. V.4.21,*d*) pe o axă orizontală se consideră cele N ace ale mașinii, se face împărțirea acestei scări în funcție de mărimea raportului N/P , precizându-se lățimea raportului b , numărul total de diviziuni ale discului desenator, P , deplasarea pe orizontală, r sau m . Primul rând din raport se realizează sub acțiunea diviziunilor primei

secțiuni a discului desenator. Al doilea rând, deplasat pe orizontală față de primul cu m lățimi de raport, se va realiza sub acțiunea secțiunii $m=1$ a discului ș.a.m.d.

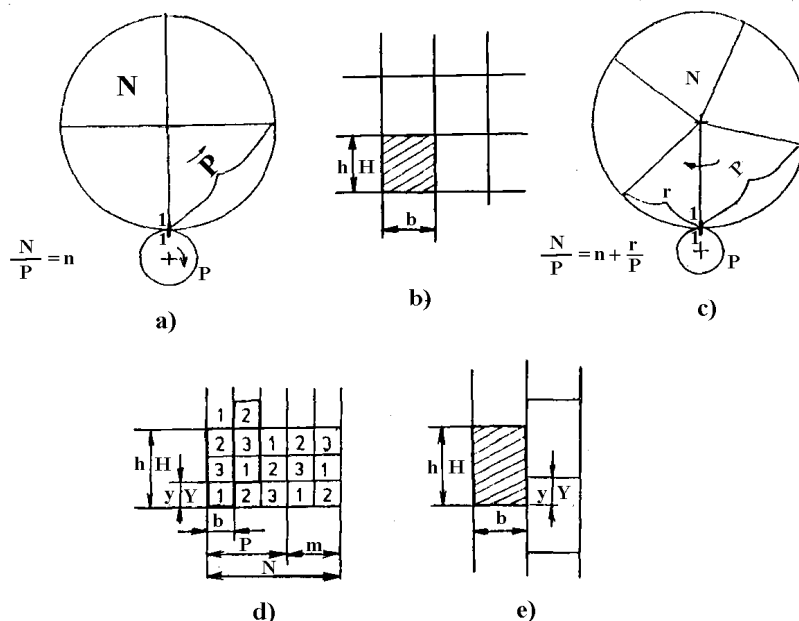


Fig. V.4.21. Calculul rapoartelor la selectarea cu discuri desenatoare.

Se va crea o corespondență:

Nr.rândului	Nr.secțiunii
1	$m_1=1$
2	$m_2=m+1$
3	$m_3=2m+1$
⋮	
⋮	
q	$m_q=(q-1)m+1$

Dacă $(q-1)m+1 > h$, se face corecția prin scăderea din expresie a unui multiplu al lui h . Expresia va deveni $(q-1)m+1-ch$, unde: $c=0,1,2..$

Deplasarea pe verticală a unui raport vecin din dreapta va apărea față de rândul început de secțiunea cu numărul cel mai mare (h). În această situație:

$$m_q=h, q-1=y \text{ și } h=y \cdot m+1-ch$$

sau:

$$y = \frac{h(c+1)-1}{m}$$

În fig. V.4.21,d este prezentat un exemplu de rezolvare grafică pentru situația concretă: $N=5, P=3, S=1, z=1$, când: $b=1, h=3, m=2$.

Selectarea individuală cu piepteni de selectare și tambure desenatoare. Acest sistem de selectare se întâlnește la mașinile circulare cu diametru mic (de ciorapi) și cu diametru mare cu una sau două fonturi. Selectarea se realizează la nivelul organelor auxiliare, de tipul selectoarelor oscilante (1) prevăzute cu călcâie desenatoare, care pot fi dispuse pe lungimea selectorului în R etaje (fig. V.4.22). Selectarea constă în apăsarea (încarea) călcâielor desenatoare aflate la un anumit nivel, sub acțiunea unor pârghii supraetajate (2) (în număr egal cu cel al etajelor de călcâie desenatoare) comandate fie printr-un pieptene de selectare (3), fie de un tambur desenator (4).

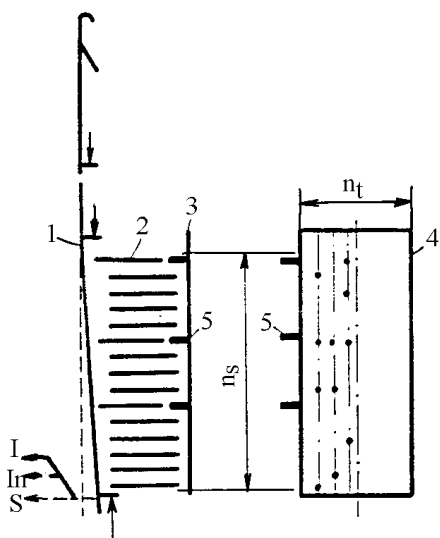


Fig. 4.22. Selectarea individuală cu piepteni de selectare sau tamburi desenatori

Indiferent de suportul informațiilor: pieptene desenator sau tambur desenator, pârghiile (2) se vor deplasa, dacă în dreptul lor se va găsi un dinte sau un știft de selectare și vor rămâne în poziția inițială, dacă în dreptul lor dintele sau știftul va lipsi. Deci unui dinte pe pieptenele de selectare sau pe tamburul desenator îi va corespunde un selector încecat, care nu va putea fi acționat prin călcâiul de lucru inferior, deci un ac care nu va lucra, iar unui gol sau dinte lipsă îi va corespunde un selector neîncecat, care va putea fi acționat și, deci, un ac care va lucra acționat indirect prin selector. Când mecanismul desenator este în funcțiune, lacătul acelor este scos din funcțiune, pentru a nu anula efectul selectării. Selectoarele neîncate în canalele fonturii vor putea fi deci acționate de camele din lacătele proprii, parcurgând traiectoriile $S-I-B$ sau $S-I_n-B$, în funcție de pozițiile camelor proprii și imprimând

aceleași traiectorii și acelor care se găsesc în prelungirea lor. După fiecare sistem de formare a ochiurilor trebuie realizată readucerea tuturor selectoarelor la suprafața fonturilor, în vederea efectuării unei noi selectări.

Dimensiunile rapoartelor de desen care se pot realiza depind de următoarele elemente:

n_s – numărul de etaje de călcâie desenatoare de pe lungimea selectorului;

n_t – numărul de piepteni de selectare la un sistem sau numărul de trepte de selectare care se realizează la o rotație a tamburului desenator;

S – numărul de sisteme ale mașinii;

z – numărul de sisteme necesare realizării unui rând;

natura desenului: nesimetric sau simetric.

Rapoartele realizate sunt fără deplasare, atât pe orizontală cât și pe verticală.

Lățimea raportului, b , exprimată în număr de șiruri de ochiuri independente, este maximum egală cu numărul de etaje de călcâie de pe lungimea selectorului, deci cu numărul de selectări independente posibile.

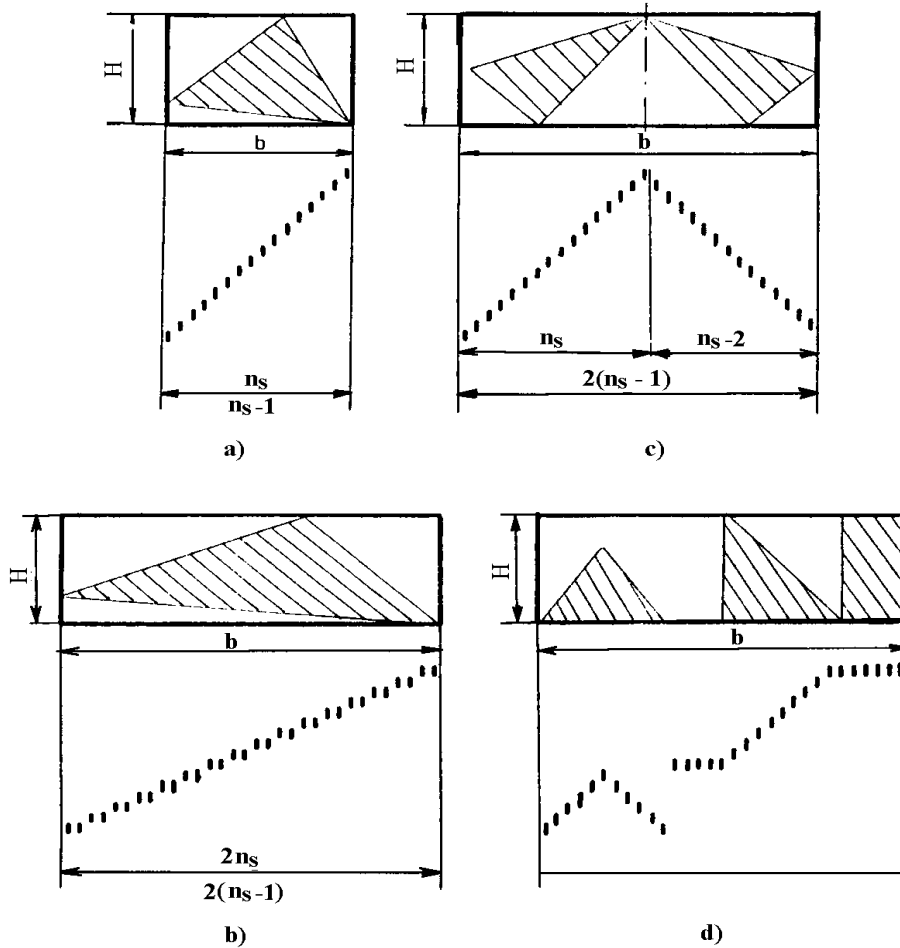


Fig. V.4.23. Aranjarea selectoarelor.

În cazul rapoartelor de desen nesimetrice, în care șirurile de ochiuri sunt independente: $b=n_s$, dar deoarece, de obicei, n_s este un număr impar ($n_s=37,41$ etc.), prim sau cu un număr redus de divizori, în practică se adoptă: $b=n_s-1$, făcând posibilă obținerea unor rapoarte de lățime mai mică, egală cu unul din divizorii lui n_s-1 (fig. V.4.23,a).

Pentru obținerea acestor rapoarte, selectoarele se așază în ordinea crescătoare sau descrescătoare a călcâielor desenatoare, așezare numită „pe diagonală”. Dacă în cuprinsul raportului nesimetric șirurile de ochiuri se repetă, de exemplu în perechi, se vor constitui grupe de câte două selectoare cu călcâie desenatoare la același nivel și lățimea raportului se va extinde la: $b=2n_s$ sau $b=2(n_s-1)$ (fig. V.4.23,b).

Pentru obținerea unor rapoarte simetrice față de o axă verticală, se va realiza o așezare simetrică a selectoarelor și totodată o dublare a lățimii raportului: $b=n_s+n_s-2=2(n_s-1)$ conform fig. V.4.23,c. Și în acest caz se poate realiza o așezare pe grupe a selectoarelor, în situația repetării șirurilor de ochiuri: $b=2 \cdot 2(n_s-1)$.

Dacă raportul cuprinde zone de simetrie, zone fără simetrie și zone fără desen (fig. V.4.23,d), se poate realiza o așezare combinată a selectoarelor: în V, pentru zonele cu simetrie, pe diagonală, în zonele fără simetrie și pe orizontală, în zonele fără desen, ceea ce va duce la extinderea lățimii raportului.

Înălțimea raportului, h , care rezultă la o rotație a fonturii și H , înălțimea totală a raportului, depind de tipul mecanismului, numărul de sisteme, și numărul de sisteme necesare realizării unui rând. În cazul mecanismelor desenatoare cu piepteni de selectare se realizează o singură treaptă de selectare pe sistem (la o rotație a fonturii), sub acțiunea succesiunii dinților de pe lungimea pieptenului, și înălțimea raportului va fi:

$$h = \frac{S}{z}$$

În cazul mecanismelor desenatoare cu tambure desenatoare se poate realiza un număr de selectări egal cu numărul de trepte sau de rânduri de știfturi de selectare de pe circumferința tamburului desenator, n_t , și deci:

$$H = h \cdot n_t = \frac{S \cdot n_t}{z}$$

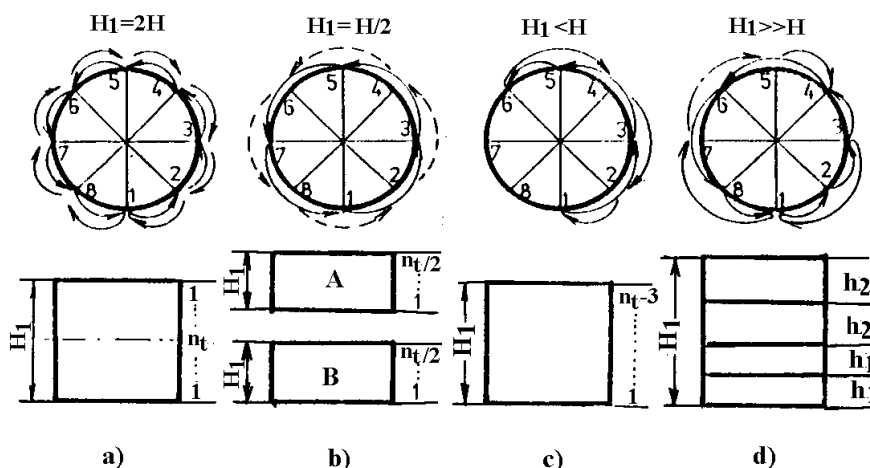


Fig.V.4.24. Rotirea tamburelor jacard.

Înălțimi mai mici de rapoarte pot fi divizorii lui H . Pentru obținerea unor înălțimi de rapoarte diferite de H sau de divizorii lui, este necesar ca tamburele desenatoare să poată executa mișcări de rotație înainte sau înapoi, cu una sau două trepte de selectare sau chiar să poată staționa. Folosindu-se de posibilitatea de rotire înainte și înapoi a tamburului desenator se pot obține:

– rapoarte simetrice față de orizontală (fig. V.4.24,a), prin rotiri simple înainte, de la 1 la n_t și înapoi, de la n_t la 1;

– mai multe rapoarte înmagazinate pe aceleași tambure (fig. V.4.24,b): un raport A înmagazinat pe treptele de selectare impare (1,3,5... $n-1$) și al doilea B , pe treptele de selectare pare (2,4,6... n), folosite după dorință și citite prin mișcări de rotire cu două trepte înainte;

– rapoarte de înălțime mai mică de H , dar diferită de divizorii lui H (fig. V.4.24,c) prin folosirea rotirilor simple și duble înainte și înapoi și citirea lor ciclică;

– rapoarte de înălțime mai mare de H , dar diferită de $2H$ (fig. V.4.24,d), prin constituirea a două sau mai multe cicluri care se vor repeta de un număr dorit de ori.

Pentru realizarea fiecărui ciclu se vor folosi posibilitățile de rotire simplă sau dublă înainte sau înapoi. În acest caz, pe înălțimile H_1 sau H_2 ale unui raport, unele trepte de selectare participă de mai multe ori la selectare, ceea ce impune anumite restricții în alcătuirea raportului desenului.

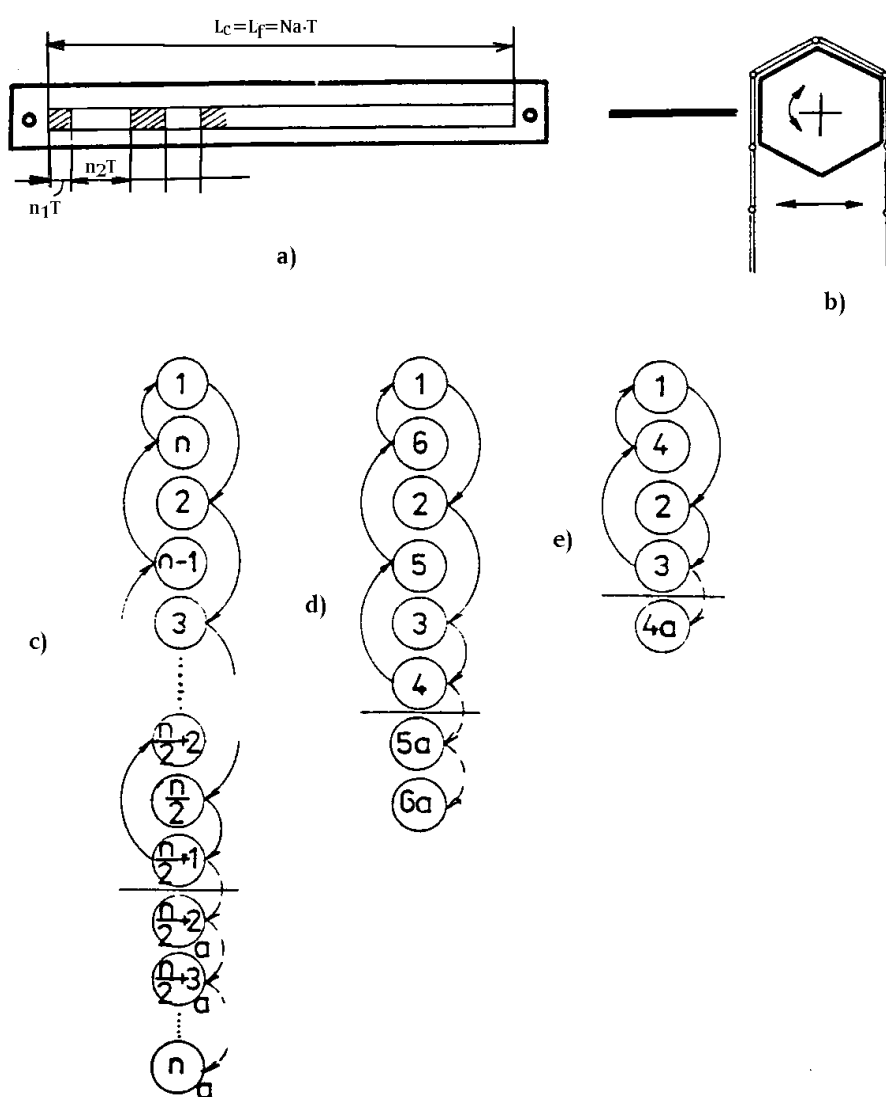


Fig. V.4.25. Cicluri de cartele jacard.

Selectarea individuală prin cartele jacard. Această metodă de selectare se întâlnește la mașinile rectilinii cu două fonturi. Cartela jacard, din carton sau din bandă metalică (fig. V.4.25,a), este prevăzută la capete cu orificii pentru antrenare, iar în cuprinsul ei cu unul sau mai multe rânduri de perforații alternând cu plinuri de diferite mărimi, dar care sunt întotdeauna multipli de pași de ac. Citirea informațiilor de pe cartele jacard se realizează de obicei prin organe auxiliare, care transmit acelor mișcări corespunzătoare succesiunii plinurilor și golurilor de pe cartela jacard.

Cartelele se asamblează într-un lanț de cartele, care se așază pe un suport prismatic. Prisma cu cartele (fig. V.4.25,b) execută mișcări de rotație înainte sau înapoi cu una sau două cartele, pentru schimbarea cartelei active și de translație, de apropiere către organele auxiliare, în vederea citirii informațiilor de pe cartelă și de îndepărtare de acestea după citire, în vederea unei noi rotiri. O cartelă poate realiza selectarea individuală a oricărui ac din fontură, lungimea activă a cartelei, L_c , fiind egală cu lățimea fonturii, L_f , deci lățimea raportului, b , poate fi egală chiar cu numărul de ace dintr-o fontură, N_a . Bineînțeles că pot fi realizate și lățimi de raport mai mici, fie că acestea sunt divizori ai lățimii maxime, fie nu, dar de obicei încadrându-se de un număr întreg de ori pe lățimea tricotului.

Înălțimea raportului, teoretic, nu este limitată, fiind determinată de numărul de cartele din lanț, N_c :

$$H = \frac{N_c \cdot S}{z}$$

Practic însă, numărul de cartele se limitează la posibilitățile create de dimensiunile de gabarit rezervate mecanismului jacard, de posibilitățile mecanismului jacard de a antrena un lanț de cartele de o anumită lungime, determinată de masa sa, iar în cazul existenței mecanismului jacard la ambele fonturi, de posibilitatea de acces la tricot, care se află între cele două lanțuri cu cartele.

La înscrierea pe cartele a unui singur raport de desen, cartelele se așază una după alta, citirea efectuându-se numai prin rotirea înainte cu câte o cartelă a prisme cu cartele jacard. Lanțul de cartele va fi parcurs de un număr de ori egal cu numărul de rapoarte dintr-un produs. Pentru micșorarea lungimii lanțului cu cartele și, deci, economisirea cartelelor, la înregistrarea mai multor rapoarte distincte care trebuie repetate fiecare de un anumit număr de ori, se realizează așezarea cartelelor pentru fiecare raport în cicluri, care vor fi citite repetat, folosind posibilitățile de rotire a prisme înainte și înapoi cu una sau două cartele. Numărul de cartele necesar realizării unui raport n se va construi, în principiu, prin așezarea cartelelor corespunzătoare realizării rândurilor succesive, nu una după alta, ci din doi în doi, până la cartela $n/2$ a ciclului, urmând apoi să se ocupe locurile rămase libere pe cele $n/2$ cartele rămase (fig.V.4.25,c). Pentru citirea ciclului de cartele, prisma cu cartele jacard se va roti înainte cu câte două cartele, până la cartela $n/2$, cu o cartelă înainte la cartela $n/2+1$ și apoi cu câte două cartele înapoi, până la cartela n , închizându-se ciclul printr-o rotire simplă înapoi, pentru a ajunge din nou la prima cartelă a ciclului. Ieșirea dintr-un astfel de ciclu se face prin anularea rotirilor înapoi ale prisme cu cartele jacard. În aceste condiții, la ultima repetare a raportului, acesta ar rezulta incomplet, deoarece prin rotiri numai înainte ar fi citite cartela de la 1 la $n/2+1$. Pentru a realiza citirea completă și a ultimului raport, după cartela $n/2+1$ se plasează un număr de cartele de tranziție, identice cu cartelele care ar fi citite prin rotire înapoi, deci de la $n/2+2$ la n . Numărul de cartele de tranziție se poate calcula, deci:

$$N_{ct} = n - \left(\frac{n}{2} + 1 \right) = \frac{n}{2} - 1.$$

Astfel: pentru $n=6$ $N_{cr}=2$; pentru $n=4$ $N_{cr}=1$ (fig.V.4.25,d și e).

Cel mai scurt lanț de cartele poate fi format din două cartele, care se citesc prin rotiri alternative înainte și înapoi, fără a necesita cartele de tranziție.

Tot în scopul economisirii cartelelor jacard, prisma cu cartele poate avea mișcări de deplasare laterală cu un anumit număr de pași de ac. În acest caz, lungimea activă a cartelei trebuie să fie mai mare decât a fonturii cu numărul de pași de ac cu care se poate deplasa lateral.

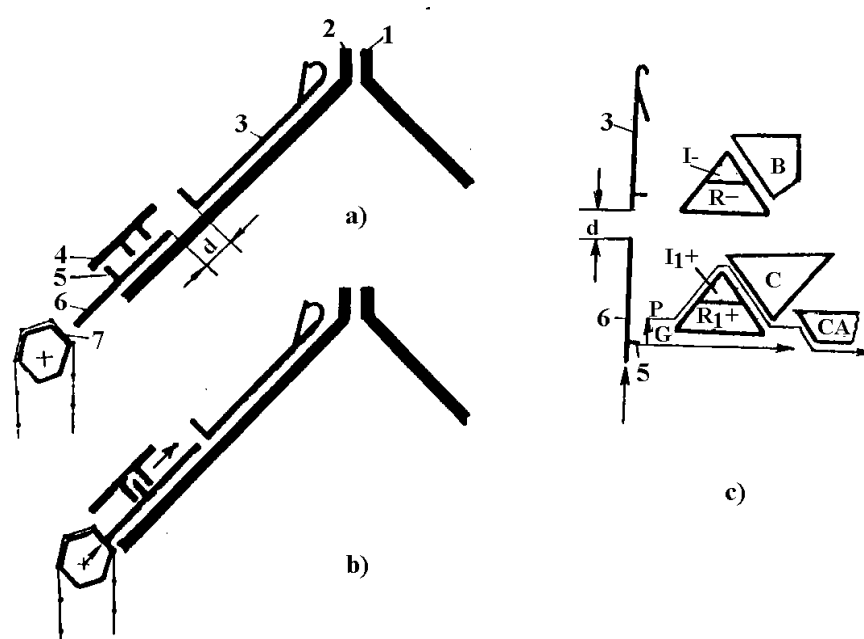


Fig. V.4.26. Principiul selectării individuale cu cartele jacard plasate în prelungirea fonturii.

Citirea informațiilor de pe cartelă poate fi realizată direct de către acele din fontură, dar de cele mai multe ori se realizează indirect prin intermediul unor organe auxiliare, de tipul împingătoarelor sau selectoarelor. În fig. V.4.26, V.4.27 și V.4.28 sunt prezentate câteva posibilități de citire și transmitere a informațiilor de la cartele jacard la organele de lucru.

În cazul în care prisma cu cartele jacard se situează în prelungirea fonturii, cartela activă, la un moment dat, se va plasa într-un plan perpendicular pe planul fonturii (fig.V.4.26).

Mecanismul jacard este plasat la una din cele două fonturi (1) și (2), având ca scop selectarea acelor (3), în prelungirea cărora se găsesc la o anumită distanță, d , împingătoarele 6, ale căror călcâie (5) nu sunt sub acțiunea lacătului împingătoarelor 4 (fig.V.4.26,a). Prin apropierea prisme cu cartele jacard 8 de cozile împingătoarelor (fig.V.4.26,b), împingătoarele se vor situa în dreptul plinurilor de pe cartela 7, vor fi ridicate, călcâiele lor ajungând în zona de acțiune a lacătului lor, realizând indirect și acționarea acelor. Împingătoarele situate în dreptul golurilor de pe cartelă vor rămâne în poziție inițială, nefiind acționate.

În fig. V.4.26,c sunt prezentate traiectoriile parcurse de împingătoarele acționate prin plinuri (P) și goluri (G) sub acțiunea lacătelor împingătoarelor (R_1-I_1) în funcțiune (+). Ca și în alte cazuri de selectare jacard, lacătele acelor ($R-I$) sunt scoase din funcțiune (-). Impulsul dat de cartelă prin plinurile sale realizează posibilitatea departajării pe cele două traiectorii și poate avea amplitudine maximă egală cu distanța d , care exista înaintea selectării între cozile acelor și capetele împingătoarelor.

În fig. V.4.27 este prezentată situația în care prisma cu cartelă jacard este plasată sub planul fonturii 2, cartela activă (9) fiind într-un plan paralel cu cel al fonturii. În prelungirea acului (3) este împingătorul (4), al cărui călcâi (6) nu poate fi acționat de camele 5, datorită distanței d dintre ac și împingător și deci a poziției călcâiului 6 față de camele 5 (fig. V.4.27,a).

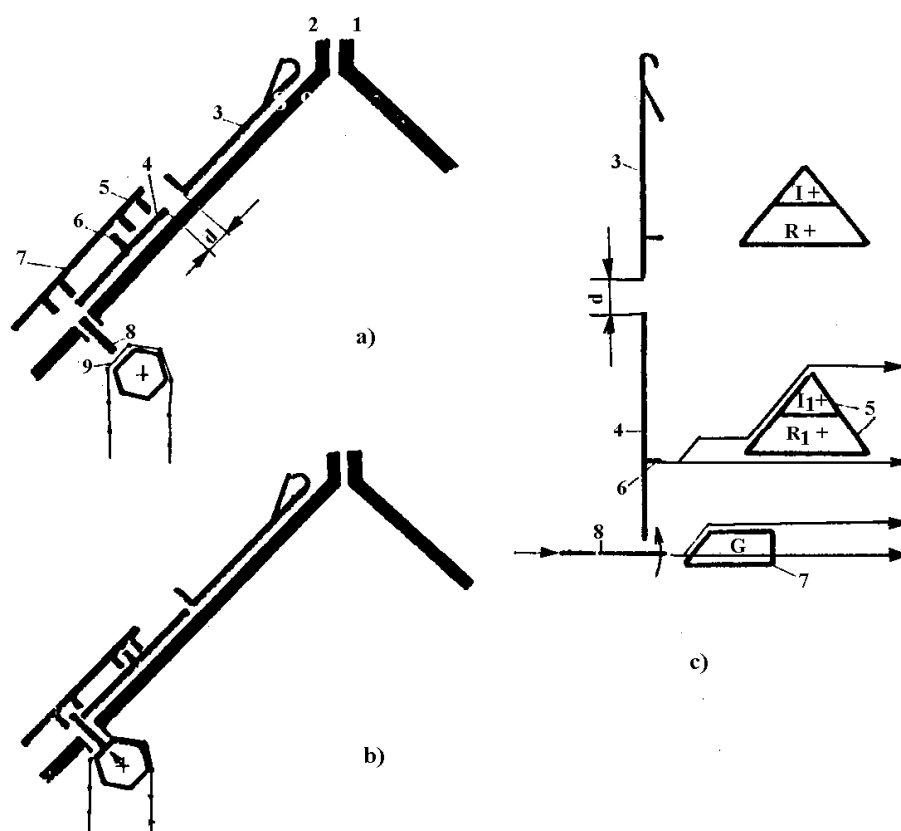


Fig. V.4.27. Principiul selectării individuale cu cartele jacard plasate sub planul fonturii.

Sub acțiunea cartelei active (9), care se apropie de pipăitoarele 8, se va realiza citirea plinurilor și golurilor de pe cartelă. Pipăitoarele care se vor situa în dreptul plinurilor vor fi ridicate, capetele lor ajungând în zona de acțiune a camelor 7, sub acțiunea cărora se vor transmite mișcări de ridicare și împingătoare asupra cărora acționează (fig. V.4.28,b).

În fig. V.4.27,c sunt prezentate traiectoriile parcurse de împingătoarele selectate prin plinuri (P) și respectiv goluri (G), sub acțiunea camelor R_1 și I_1 în funcțiune.

Un alt sistem de selectare individual prin cartele jacard este folosit la mașinile rectilinii cu două fonturi, cu sănii multiple, care au mișcare de deplasare în același sens (mașini din grupa FR-Diamant). Datorită particularității deplasării în același sens a săniilor, informațiile de pe cartelele jacard sunt preluate pe suporturi intermediari sub forma unor tambure plasate la fiecare sanie cu lacăte (fig. V.4.28).

Cele două fonturi, 1 și 2, sunt plasate în plan orizontal și respectiv vertical, selectarea realizându-se la acele fonturi verticale. Dacă pe cartele jacard (II) este un gol (fig.V.4.28,a), pipăitorul 8 coboară prin placa 9, situându-se sub platina jacard 6 de pe tamburul 5. În această situație, capătul superior al platinei (6) nu va acționa asupra acului, care va fi acționat prin camele proprii (4). Sub acțiunea unui plin de pe cartela jacard (fig.V.4.28,b), pipăitorul (8) se va ridica, determinând oscilarea platinei jacard, al cărui capăt superior va determina înecarea acului în canal și deci scoaterea sa din funcțiune.

Selectarea individuală prin mecanism desenator cu bandă film. Acest sistem de selectare este întâlnit la mașini circulare cu diametru mare, la care se plasează, la fiecare sistem de formare a ochiurilor, o bandă, care prezintă o succesiune de perforații (goluri) și plinuri. Mărimea golurilor și plinurilor trebuie să corespundă unor multipli de pași de ac.

Pe partea laterală a benzii (fig.V.4.29,a) sunt perforate echidistant orificii, care servesc la antrenarea benzii. Lungimea unei benzi corespunzătoare înregistrării a P informații va fi:

$$L_B = P \cdot T.$$

Banda 2 este înfășurată într-o casetă 1 (fig.V.4.29,b), iar la ieșirea din casetă este antrenată de către roata de conducere 3, care asigură egalitatea vitezei de derulare a benzii, v_B , cu viteza periferică a cilindrului, v_C . Citirea plinurilor și golurilor de pe bandă este realizată direct de către călcâiele acelor sau ale unor organe auxiliare.

Călcâiul care se va plasa în dreptul unui plin de pe bandă va fi înecat în canalul fonturii și nu va mai putea fi acționat de cama $R-I$ (fig.V.4.29,c), iar călcâiul care se va plasa în dreptul unui gol va rămâne în poziție inițială și va fi acționat de camă, ridicându-se la închidere.

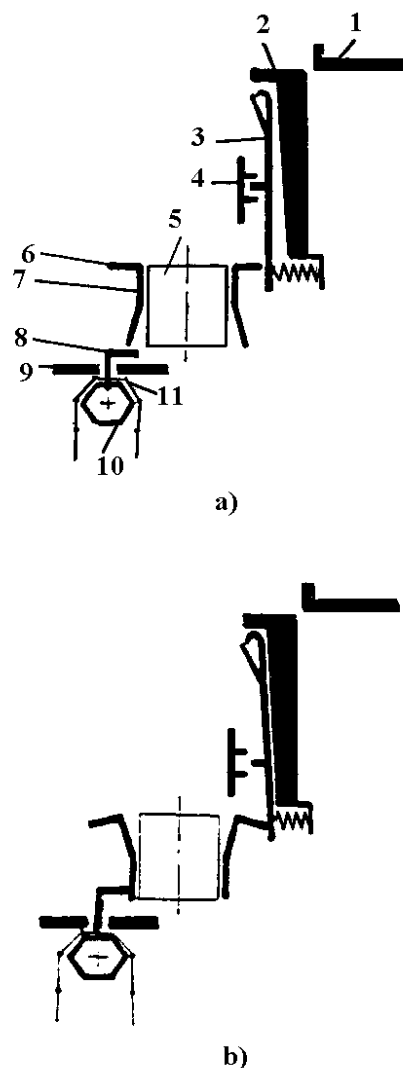


Fig.V.4.28. Principiul selectării individuale cu cartele jacard în cazul mașinilor cu sănii multiple

Dimensiunile rapoartelor și plasarea lor pe suprafața tricotului sunt determinate de următoarele elemente:

N – numărul de ace din fontură;

P – numărul de diviziuni de pe banda film;

S – numărul de sisteme;

z – numărul de sisteme necesare realizării unui rând din raport.

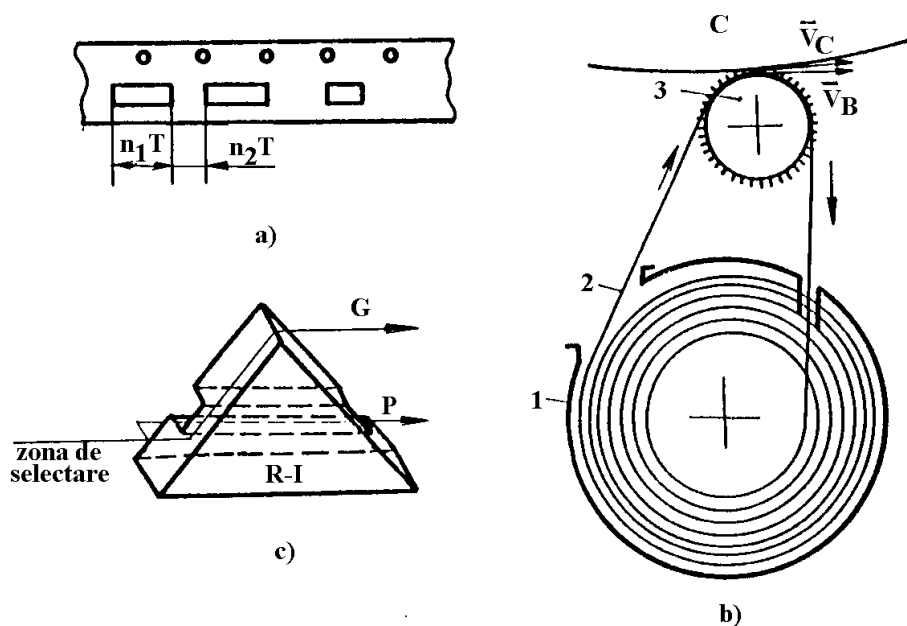


Fig. V.4.29. Selectarea individuală cu bandă film.

De obicei, există posibilitatea folosirii unor benzi pe lungime mare $P > N$, iar raportul P/N este cel care condiționează modul de plasare a rapoartelor pe suprafața tricotului, astfel:

– pentru $P/N = n$ ($n \in \mathbb{N}$), se obțin rapoarte fără deplasare cu dimensiunile:

$$h = \frac{P}{b} = \frac{P}{N} = n,$$

și

$$H = h \cdot \frac{S}{z}.$$

În fig.V.4.30,a este prezentat un exemplu de rezolvare grafică pentru: $P=6$, $N=3$, $S=1$, $z=1$, deci: $b=3$, $h=2$;

– pentru $\frac{P}{N} = n + \frac{r}{N}$ se obțin rapoarte cu deplasare pe orizontală și pe verticală de dimensiuni: $b = cm \text{ mdc}(N, P)$:

$$h = \frac{P}{b}$$

și

$$H = h \cdot \frac{S}{z}$$

În acest caz, un rând este deplasat pe orizontală față de precedentul cu N/b .

Deplasarea pe verticală se calculează cu o relație similară celei de la rapoartele obținute cu ajutorul mecanismelor cu discuri desenatoare (cazul $N > P$):

$$y = \frac{h(c+1)-1}{m} = \frac{h(c+1)-1}{\frac{N}{b}}$$

și

$$Y = y \cdot \frac{S}{z}$$

În fig.V.4.30,b este prezentat un exemplu de rezolvare grafică pentru: $P=5$, $N=3$, $S=1$, $z=1$ deci: $b=1$, $h=5$, $y=3$.

Avantajul principal al sistemului de selectare constă în posibilitatea obținerii unor rapoarte de dimensiuni mult mai mari față de cazul $N > P$.

Selectarea electronică. Dezavantajul principal al mecanismului desenator cu bandă film este consumul mare de benzi (câte o bandă pentru fiecare sistem) și citirea mecanică a informațiilor de pe bandă.

Selectarea electronică a preluat ideea înregistrării informațiilor pe bandă, realizând un important salt calitativ prin schimbarea metodei de citire a benzii. Banda poate fi o bandă magnetică sau o bandă fotosensibilă, cu porțiuni opace și transparente, care sunt urmărite de o celulă fotoelectrică. Noua metodă de selectare a deschis noi perspective în construcția de mașini de tricatat.

Primele mașini cu selectare electronică au fost prezentate în 1962 la ITMA, în prezent existând mai mult de 16 firme constructoare de mașini circulare de diametru mare cu selectare electronică. La ITMA 1975 a fost prezentată prima mașină rectilinie cu două fonturi cu selectare electronică (ANV-Stoll), în prezent existând deja două firme care construiesc astfel de mașini.

Principalele avantaje ale selectării electronice în comparație cu celelalte tipuri de sisteme de selectare mecanică sunt:

- posibilitatea obținerii unor rapoarte foarte mari, datorită capacității deosebite de înmagazinare a datelor în memoria electronică, pentru circa 9 milioane de ochiuri. Această valoare este mult superioară valorilor maxime ale memoriilor mecanice care se pot realiza în cazul diferitelor sisteme de selectare. Astfel, capacitatea memoriei mecanice la principalele tipuri de mecanisme desenatoare atinge următoarele valori maxime:

– mecanism desenator cu discuri desenatoare:

$$M_m = P \cdot S = 10 \cdot 10^3 \dots 20 \cdot 10^3;$$

– mecanism desenator cu tamburi jacard:

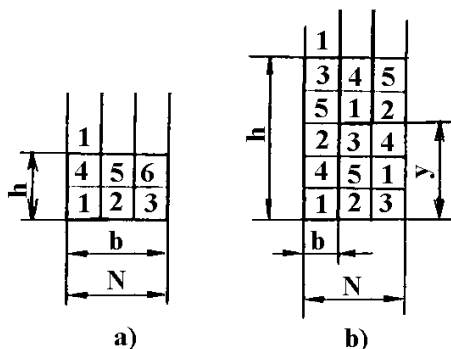


Fig.V.4.30. Rezolvarea grafică a calculului rapoartelor

$$M_m = R \cdot N_p \cdot S = 50 \cdot 10^3 \dots 150 \cdot 10^3;$$

– mecanism desenator cu cartele jacard:

$$M_m = N_a \cdot N_c \cdot S = 80 \cdot 10^3 \dots 100 \cdot 10^3;$$

(Evident, aceste valori sunt mult mai mici față de capacitatea memoriei instalației de selectare electronică.)

- existența unor mijloace mai convenabile de depozitare a datelor;
- îndepărtarea mecanismului jacard de pe mașina de tricotat, ceea ce mărește libertatea de acces la sistemele de formare a ochiurilor;
- posibilitatea tricotării cu viteză sporită, deoarece sistemul de selectare electronică lucrează mult mai rapid;
- posibilitatea folosirii calculatorului electronic ca mijloc de pregătire și control a pregătirii desenelor.

V.4.3. Corelația între finețea firelor prelucrate și a mașinilor de tricotat

Exploatarea rațională a mașinilor și conservarea într-o cât mai mare măsură a proprietăților materiei prime nu poate fi realizată fără cunoașterea domeniului de variație a fineții firelor ce pot fi prelucrate pe o mașină de o finețe dată.

Grosimea maximă a firului care poate fi prelucrat pe o mașină dată este determinată de intervalele dintre organele producătoare de ochiuri în decursul fazelor de formare a ochiurilor. În ceea ce privește grosimea minimă a firului, din punct de vedere teoretic, nu există. Practic, această grosime este determinată de necesitatea obținerii unor tricoturi cu o anumită compactitate, desime sau coeficient de umplere. Prima etapă în proiectarea tricoturilor o constituie calculul intervalului de variație a fineții firului în funcție de finețea

mașinii. Pentru aceasta, diferiți autori au propus relații de calcul particulare pentru diferite tipuri de mașini, unele din ele ținând seama și de natura materiei prime și structura tricotului.

Haritonov L.P a stabilit o relație de legătură $T_{tex}-K$ luând în considerație cele mai dezavantajoase situații pentru formarea ochiurilor. La stabilirea acestor situații trebuie să se țină seama de următoarele:

– în diferite faze de formare a ochiurilor, intervalul ac – platină este variabil, datorită variației dimensiunilor acului (fig.V.4.31);

– în intervalul ac – platină se pot situa unul sau două fire în diferitele faze de formare a ochiurilor. De aceea, la stabilirea legăturii $K-T_{tex}$, trebuie luate în considerație situațiile cele mai dezavantajoase, care sunt T în faza buclării și a introducerii sub cârlig, la mașinile care formează ochiuri prin procedeul de

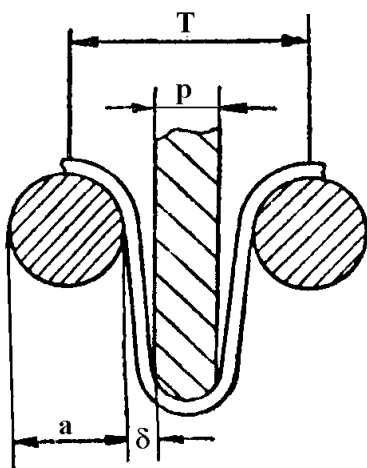


Fig.V.4.31. Poziția relativă a organelor de formare a ochiurilor în faza buclării

tricotare cu buclare prealabilă, datorită secțiunilor de dimensiuni maxime ale acelor în zona tije și respectiv a cupei și în faza aruncării, la mașinile care formează ochiuri prin procedeul de tricotare cu buclare finală, deoarece în intervalul ac – platină se situează două fire.

În aceste condiții, se poate considera intervalul δ ca fiind o fracțiune de T și respectiv un multiplu de f :

$$\delta = z \cdot T \text{ și } \delta = x \cdot f_1,$$

unde: $f_1 = \alpha \cdot f$ este grosimea firului aplatizat;

α – coeficient de aplatizare.

Dar:

$$f = \frac{2\sqrt{T_{tex}}}{31,6 \cdot \sqrt{\pi \cdot \gamma}}$$

și

$$T = \frac{L}{K}.$$

În cazul firelor cu noduri, grosimea firului se dublează ($2f_1$) și atunci:

– pentru procedeul de tricotare cu buclare prealabilă $x = (1 \div 2)f_1$;

– pentru procedeul de tricotare cu buclare finală $x = (1 \div 3)f_1$.

Dacă:

$$z \frac{L}{K} = \frac{x \cdot \alpha \cdot \sqrt{T_{tex}}}{15,8 \cdot \sqrt{\pi \cdot \gamma}} \text{ rezultă } T_{tex} = \frac{250 \cdot \pi \gamma \cdot z^2 \cdot L^2}{x^2 \cdot \alpha^2 \cdot K^2} = \frac{C}{K^2}.$$

În funcție de valorile α și z , determinate experimental pentru diferite tipuri de mașini și materie primă, se pot stabili limitele concrete de variație a coeficientului C , care să permită calculul intervalului de variație al fineții firului funcție de finețea mașinii.

În concluzie, se poate arăta că legătura generală între T_{tex} și K este de formă: $T_{tex} = C/K^2$ și că diferitele metode se diferențiază prin ipotezele de calcul sau prin aria de cuprindere a diferitelor tipuri de mașini de tricotat.

În tabelul V.4.3 sunt prezentate relații pentru calculul fineții firului funcție de finețea mașinii pentru diferite tipuri de mașini de tricotat.

Tabelul V.4.3

Corelația între finețea firului în sistemul tex și finețea mașinii

Denumirea mașinii	Relația pentru determinarea fineții firului	
	Pentru grosimea maximă	Pentru grosimea minimă
1	2	3
Mașina Cotton pentru ciorapi	$T_{tex} = 36000/G^2$	$T_{tex} = 20000/G^2$
Mașina circulară de tricotat cu maieze	$T_{tex} = 18000/F_f^2$	$T_{tex} = 18000/F_f^2$

Mașini circulare automate pentru ciorapi	Pentru fire răsucite $T_{tex}=1000/1,04 K$	Pentru ciorapi $T_{tex}=7000/K^2$
	Pentru fire nerăsucite $T_{tex}=1000/(1,54K-6)$	Pentru șosete $T_{tex}=8000/K^2$
Mașini circulare Patent	Pentru fire de bumbac $T_{tex}=1000/(1,195 K-6)$	$T_{tex}=9000/K^2$

Tabelul V.4.3 (continuare)

1	2	3
Mașini circulare Patent	Pentru fire de mătase artificială $T_{tex}=1000/0,7K$	$T_{tex}=7000/K^2$
	Pentru tricoturi glat și patent din fire de bumbac $T_{tex}=1000/(1,26 K-6)$	$T_{tex}=6000/K^2$
	Pentru tricoturi glat și patent din fire de lână $T_{tex}=1000/(1,37 K-6)$	$T_{tex}=6000/K^2$
	Pentru tricoturi fang și semifang din fire de bumbac $T_{tex}=1000/(1,56 K-6)$	$T_{tex}=6000/K^2$
	Pentru tricoturi fang și semifang din fire de lână $T_{tex}=5000/K^2$	$T_{tex}=5000/K^2$
Mașina Lincs	Pentru tricot glat din fire de bumbac $T_{tex}=1000/(1,35 K-6)$	$T_{tex}=7000/K^2$
	Pentru tricot glat și lincs din fire de lână $T_{tex}=1000/(1,47 K-6)$	$T_{tex}=6000/K^2$
	Pentru tricot lincs și patent din fire de bumbac $T_{tex}=1000/(1,35 K-6)$	$T_{tex}=8000/K^2$
	Pentru tricot patent din fire de lână $T_{tex}=1000/(1,47 K-6)$	$T_{tex}=8000/K^2$
Mașina interlock	Pentru tricoturi de lenjerie din fire de bumbac $T_{tex}=1000/(1,425 K-4,35)$	$T_{tex}=4000/K^2$
	Pentru tricoturi de îmbrăcăminte exterioară din fire de bumbac $T_{tex}=1000/(1,425 K-4,35)$	$T_{tex}=7000/K^2$
	Pentru tricoturi de lenjerie din fire de mătase artificială $T_{tex}=1000/1,3K$	$T_{tex}=4000/K^2$
	Pentru tricoturi de îmbrăcăminte exterioară din fire de mătase artificială $T_{tex}=1000/1,3K$	$T_{tex}=4000/K^2$
Mașina Rașel	Pentru fire de bumbac $T_{tex}=1000/(0,736 K-6)$	$T_{tex}=27000/K^2$
	Pentru fire de lână $T_{tex}=1000/(0,8 K-6)$	$T_{tex}=24000/K^2$
Mașina rapidă de tricotat cu urzeală	Pentru fire de bumbac $T_{tex}=1000/(0,736 K-6)$	$T_{tex}=8000/K^2$

Pentru fire de mătase artificială $T_{tex}=1000/1,2K$	$T_{tex}=7000/K^2$
--	--------------------

V.4.4. Definirea, calculul și reglarea parametrilor tehnologici ai operației de tricotare

Desfășurarea în condiții corespunzătoare a operației de tricotare impune stabilirea corectă și respectarea parametrilor tehnologici specifici.

Operația de tricotare, ca operație de bază a procesului tehnologic de realizare a produselor tricotate, este condusă pe baza următorilor parametri tehnologici:

1. viteza de alimentare, v_a (m/min);
2. tensiunea firelor la alimentare, T_a (cN);
3. ecartamentul fonturilor, E (mm);
4. avansul de buclare, A (mm sau $n \cdot T$);
5. adâncimea de buclare, X (mm);
6. viteza de tricotare, V (m/s), n (rot/min, depl/min);
7. lungimea de consum, L_c (m);
8. viteza de tragere, v_t (m/min);
9. tensiunea de tragere a tricotelui, T_t (cN/șir).

Calitatea tricotelui nu poate fi asigurată decât printr-o justă corelație a tuturor acestor parametri. Astfel, pentru obținerea unui tricot cu parametri de structură prestabiliți, pe o mașină dată, este necesar calculul vitezei de alimentare a firelor pentru rândurile cu consum diferit, calculul adâncimii de buclare corespunzătoare realizării ochiurilor de lungimi cunoscute, calculul vitezei de tragere a tricotelui, precum și stabilirea limitelor de variație a tensiunii în fire și a tensiunii de tragere a tricotelui.

Toți acești parametri se determină în funcție de caracteristicile materiei prime, de structura tricotelui, de caracteristicile tehnice ale mașinii și de construcția mecanismelor mașinii. Parametrii astfel calculați stau la baza reglajelor tehnologice.

De stabilirea corectă a parametrilor tehnologici ai operației de tricotare este legată și capacitatea de producție a utilajului. O analiză atentă a intervalului de variație pentru diferiții parametrii poate duce la descoperirea unor rezerve privind creșterea capacității de producție și a randamentului utilajelor.

Între diferiții parametri ai operației de tricotare există o strânsă interdependență și condiționare reciprocă.

V.4.4.1. Viteza de alimentare

Viteza de alimentare reprezintă lungimea de fir alimentată organelor de formare a ochiurilor în unitatea de timp și se măsoară în m/min.

Viteza de alimentare depinde de tipul alimentării, de structura și parametrii de structură ai tricotelui și de caracteristicile tehnice ale mașinii de tricotate.

Alimentarea cu fire a mașinilor de tricotate poate fi realizată folosind două tipuri de mecanisme de alimentare: negativă și pozitivă.

Prin *alimentare negativă* se înțelege situația în care organele de formare a ochiurilor își trag cantitatea de fir necesară formării ochiurilor de diferite tipuri direct de pe formatele de alimentare (bobine sau suluri de urzeală). Acest sistem de alimentare este utilizat în cazul producerii tricotelor la care consumul de fir variază în timp, în funcție de structură (exemplu: tricotelor jacard, la care numărul de ace care formează ochiuri variază de la un sistem la altul sau diferite desene de legătură la care în rânduri diferite ale raportului se formează ochiuri de diferite tipuri).

În fig.V.4.32 sunt prezentate schemele de principiu privind alimentarea negativă la diferite tipuri de mașini de tricelat.

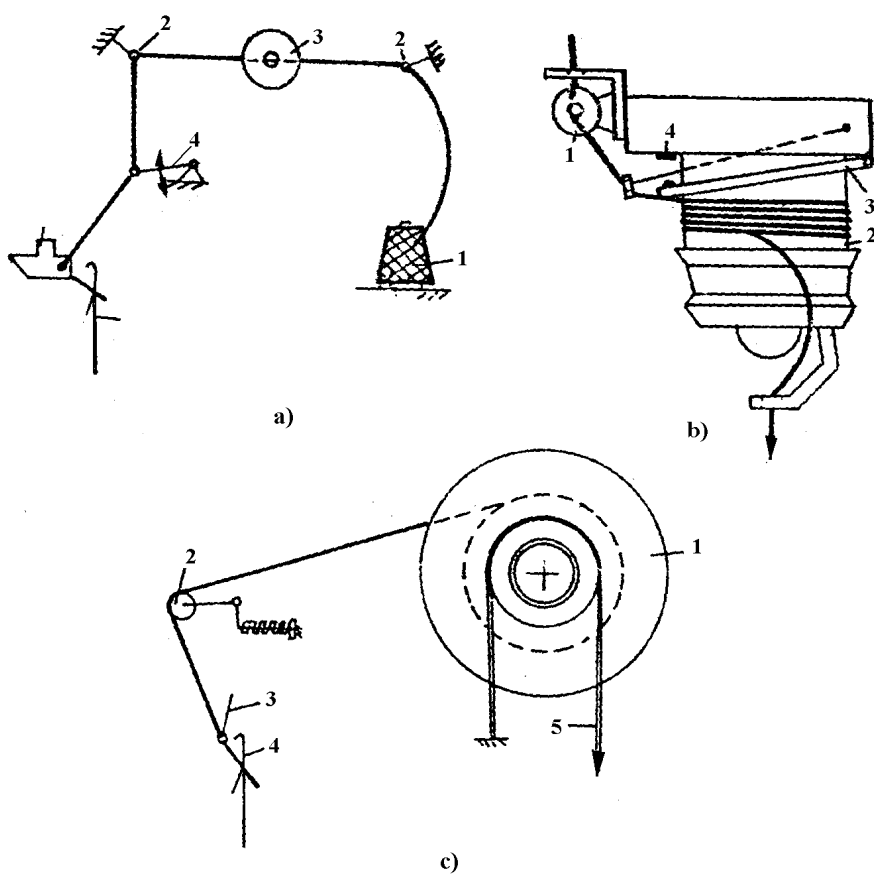


Fig. V.4.32. Alimentarea cu fire.

La mașinile care produc tricotelor simple (fig.V.4.32,a) alimentarea cu fire este realizată de pe bobine de diferite tipuri. Firul care se desfășoară de pe bobina 1, trece prin ochiul de conducere 2, plasat pe direcția axei bobinei, pentru realizarea unui balon simetric, apoi este condus printr-o serie de dispozitive de conducere, de control, este tensionat la nivelul necesar în dispozitivul de tensionare 3, trece prin dispozitivul de compensare a tensiunii 4 și este, în final, alimentat, prin conducătorul de fir 5, organelor de formare a ochiurilor, 6.

Prezența dispozitivului de compensare a tensiunii este necesară în orice schemă de alimentare negativă, deoarece, în acest caz, apar variații ale tensiunii firului, datorate schimbării dimensiunilor balonului, apariției tensiunilor dinamice (forțe de inerție), ca urmare a variației vitezei de alimentare, neuniformității firelor, schimbării sensului de alimentare a firului la depunerea periodică. Pentru a micșora amplitudinea acestor variații de tensiune se folosesc diferite tipuri de dispozitive compensatoare (tije oscilante, tije cu arc etc.) sau mecanisme de alimentare negativă cu rezervă de fir (fig.V.4.32,b).

Mecanismele de alimentare negativă cu rezervă de fir se folosesc în mod curent la mașini circulare cu diametru mare, cu tendință de extindere și la alte tipuri de mașini (Cotton, rectilinii cu două fonturi), în scopul reducerii și uniformizării tensiunii firului indiferent de valoarea consumului.

Acest mecanism se plasează în apropierea conducătorului de fir, pentru a limita posibilitatea variației tensiunilor în fir în zona de tricotare propriu-zisă.

Conform schemei din fig.V.4.32,b, firul trece printr-un dispozitiv de tensionare, 1 și apoi se înfășoară cu viteză foarte mare pe rola 2, pe care se creează rezerva de fire. La înmagazinarea unei anumite cantități de fir pe rola 2, înfășurarea se oprește prin comanda dată de inelul 3, care închide contactul 4. Desfășurarea firului din rezerva de pe rola 2 se face continuu, cu tensiune foarte scăzută și uniformă, până se ajunge la un număr mic de spire, care, prin alunecare pe rolă, determină coborârea inelului 3, deschiderea contactului 4, care declanșează comanda pentru refacerea rezervei.

La mașinile de tricopat din urzeală (fig.V.4.32,c), firele de urzeală se desfășoară de pe sulul de urzeală 1, trec peste o serie de bare de conducere, între care și bara de tensiune 2, cu rol de compensare a tensiunii, și apoi sunt alimentate prin pasetele 3, acelor 4 din fontură. La aceste mașini, variațiile tensiunii firele de urzeală sunt cauzate de: variația dimensiunilor sulului de urzeală și de depunerea periodică a firelor.

Pentru micșorarea acestor influențe se realizează, pe de o parte, frânarea sulului de urzeală (prin frâna cu autoreglare 5) și, pe de altă parte, compensarea variațiilor de tensiune (prin bara de tensiune 2).

Alimentarea pozitivă constă în furnizarea forțată a firului sau firelor, cu o anumită viteză de alimentare, constantă în timp. Pentru aceasta, la mașinile care produc tricoturi simple se folosesc diferite tipuri de mecanisme de alimentare pozitivă:

- cu roți dințate cilindrice sau tronconice (fig.V.4.33);
- cu role netede cilindrice, cilindrice în trepte sau tronconice (fig.V.4.34);
- cu bandă fără sfârșit (fig.V.4.35).

La mașinile de tricopat din urzeală, alimentarea pozitivă se realizează prin rotirea intermitentă sau continuă a sulului de urzeală (fig.V.4.36,a,b).

Alimentarea pozitivă se folosește la producerea tricoturilor la care consumul de fire se menține constant în timp.

Calculul și reglarea vitezei de alimentare

Calculul vitezei de alimentare în cazul alimentării negative. În cazul alimentării negative, viteza de alimentare, v_a , este identică cu viteza de consum, v_c , care depinde de structura tricotului și de caracteristicile tehnice ale mașinii de tricopat.

La mașinile care produc tricoturi simple:

$$v_a = v_c = l_0 \cdot N_{al} \cdot n \cdot 10^{-3} \text{ [m/min]},$$

unde: l_0 este lungimea firului din ochi (mm);

N_{al} – numărul de ace în lucru;

n – viteza de tricotare (rot/min sau depl/min).

La mașinile care produc tricoturi din urzeală:

$v_a = v_c = l_0 \cdot n \cdot 10^{-3}$ (m/min) – în cazul depunerii firului numai pe un ac într-un rând ($N_{al}=1$), și

$v_a = v_c = 2 \cdot l_0 \cdot n \cdot 10^{-3}$ (m/min) – în cazul depunerii firului pe două ace într-un rând ($N_{al}=2$).

Calculul vitezei de alimentare la mecanisme de alimentare pozitivă. În cazul alimentării pozitive, viteza de alimentare este egală cu viteza de debitare a firului de către mecanismul de alimentare pozitivă și depinde de construcția acestui mecanism, structura tricotului și caracteristicile tehnice ale mașinii de tricotat.

- *La mașini care produc tricoturi din bătătură:*

a) *În cazul mecanismelor de alimentare cu roți dințate, firul este antrenat prin angrenare între dinții celor două roți (fig.V.4.33):*

$$v_a = L \cdot n_{rd} \cdot 10^{-3} \text{ (m/min),}$$

unde: L este lungimea de fir alimentată la o rotație a roții dințate de alimentare (mm);

n_{rd} – turația roții dințate (rot/min);

$$L = l_d \cdot z,$$

unde: l_d este lungimea de fir alimentată prin angrenarea unui dinte (mm);

z – numărul de dinți ai roții dințate.

Se consideră că lungimea de fir antrenată de un dinte $l_{1-2} = 2l_{1-2}$, iar l_{1-2} se aproximează cu un segment de dreaptă de lungime:

$$l_{1-2} = \sqrt{h^2 + (p/2)^2},$$

unde: h este întrepătrunderea dinților (mm);

p – pasul frontal al dinților (mm).

Introducând în relația inițială se obține:

$$v_a = 2\sqrt{h^2 + (p/2)^2} \cdot z \cdot n_{rd} \cdot 10^{-3}.$$

Relația pune în evidență posibilitățile de reglare a vitezei de alimentare: în trepte – prin modificarea raportului de transmitere a mișcării de rotație la roata dințată motoare (n_{rd}) sau continuu – prin modificarea întrepătrunderii (h) a dinților, care se reglează prin modificarea distanței A dintre axele celor două roți de angrenare.

Condiția de funcționare corectă a tuturor mecanismelor de alimentare pozitivă este: realizarea egalității între viteza de alimentare și cea de consum, ceea ce în acest caz conduce la:

$$2\sqrt{h^2 + (p/2)^2} \cdot z \cdot n_{rd} = l_0 \cdot N_{al} \cdot n.$$

Din această condiție poate fi determinat intervalul de variație a lungimii ochiului, corespunzător unui anumit interval de variație a vitezei de alimentare:

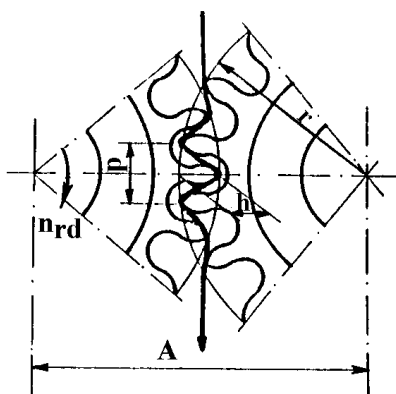


Fig.V.4.33. Alimentarea cu roți dințate.

$$l_0 = \frac{2\sqrt{h^2 + (p/2)^2} \cdot z \cdot n_{rd}}{n \cdot N_{al}}$$

b) În cazul mecanismelor de alimentare cu role netede (fig.V.4.34), firul este antrenat prin fricțiune prin înfășurarea sa pe rolă, sub un unghi cât mai mare, pentru a împiedica alunecarea firului pe rola de alimentare:

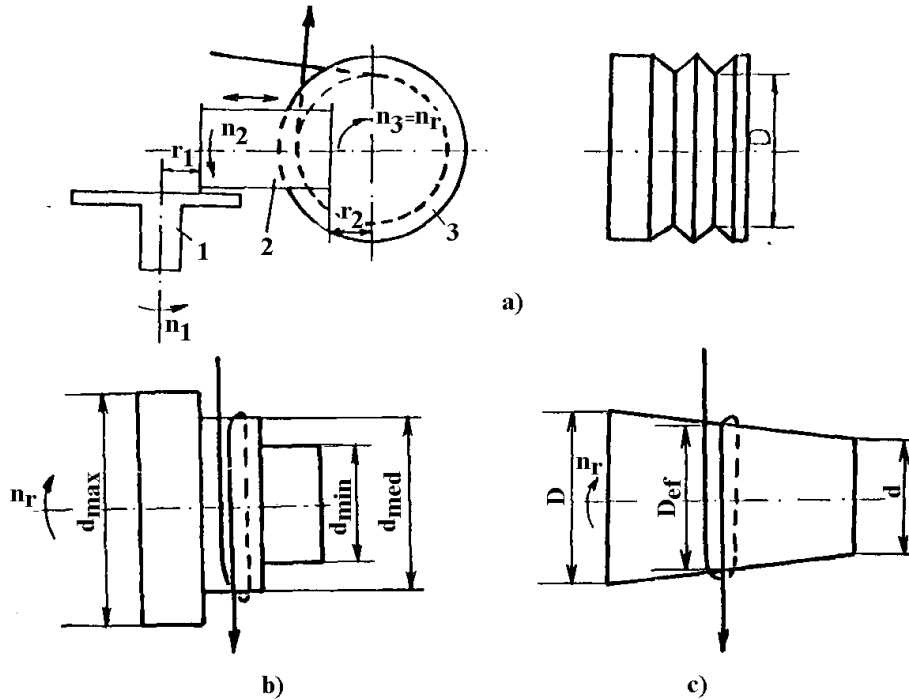


Fig. V.4.34. Alimentarea cu role netede.

$$v_a = v_{pr} \cdot \eta \text{ [m/min]},$$

unde: v_{pr} este viteza periferică a rolei;

η – coeficient de alunecare la antrenarea prin fricțiune;

$$v_{pr} = \pi \cdot D_r \cdot n_r \cdot 10^{-3}$$

unde: D_r este diametrul rolei (mm);

n_r – turația rolei (rot/min).

Rezultă:

$$v_{pr} = \pi \cdot D_r \cdot n_r \cdot \eta \cdot 10^{-3} \text{ [m/min]}.$$

Această relație poate fi adaptată la diferitele variante sub care se poate prezenta mecanismul. Astfel:

– pentru mecanismul cu rolă cilindrică (fig.V.4.34,a):

$$n_r = n_3 \text{ și } n_3 = n_1 \cdot (r_1/r_2).$$

Prin deplasarea axială a rolei intermediare 2, v_a se reglează continuu, între limitele $v_{a\min}$ – $v_{a\max}$:

– pentru mecanism cu role cilindrice în trepte (fig.V.4.34,b) se obține un număr de valori distincte ale vitezei de alimentare egal cu numărul de trepte ale diametrelor;

– pentru mecanism cu rolă tronconică (fig.V.4.34,c) se obține un interval de variație continuă a vitezei de alimentare, prin alegerea convenabilă a valorii diametrului efectiv al rolei în intervalul d – D .

Acest mecanism poate funcționa și cu autoreglare, dacă ochiul de conducere, O , este plasat pe un compensator de tensiune, pentru a realiza deplasarea spirei în jurul unei poziții medii, în funcție de tensiunea în fir.

Intervalul de variație a lungimii ochiului se poate stabili analog cazului precedent, prin condiția: $v_a=v_c$, din care rezultă:

$$l_0 = \frac{\pi \cdot D_r \cdot n_r \cdot \eta}{n \cdot N_{al}} \text{ [mm]}.$$

c) *Mecanism de alimentare cu bandă* (fig.V.4.35). În cazul acestui mecanism, banda fără sfârșit 1 antrenează în mișcare de rotație rolele 2, firul interpunându-se între rolă și bandă. Antrenarea benzii se realizează prin roata 3 de diametru variabil, formată din segmentele 4, ce se pot deplasa radial. Acest mecanism realizează o viteză de alimentare constantă și egală la toate sistemele, precum și o tensiune de alimentare scăzută.

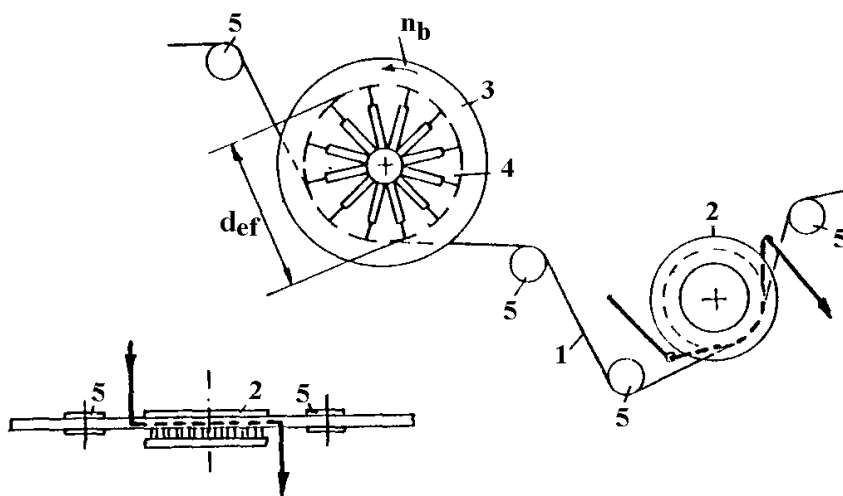


Fig. V.4.35. Alimentarea cu bandă fără sfârșit.

Antrenarea firului de către bandă este sigură, practic fără alunecare, încât se poate considera că viteza de alimentare este egală cu viteza de deplasare a benzii v_b :

$$v_a=v_b,$$

$$v_b=\pi \cdot d_{ef} \cdot n_b \cdot 10^{-3} \cdot \eta \text{ [m/min]},$$

unde: d_{ef} este diametrul efectiv al roții de antrenare a benzii ($d_{\min} \leq d_{ef} \leq d_{\max}$), (mm);

n_b – turația roții de antrenare a benzii (rot/min);

η – coeficientul de alunecare între bandă și fir.

Reglarea vitezei de alimentare poate fi făcută în trepte, prin modificarea raportului de transmitere a mișcării la mecanismul de alimentare (prin n_b) sau continuu, în intervalul de variație a diametrului roții $d_{min}-d_{max}$.

Intervalul corespunzător de variație pentru lungimea firului din ochi, rezultat din egalitatea $v_a=v_c$, este:

$$l_0 = \frac{\pi \cdot d_{ef} \cdot n_b}{n \cdot N_{al}}$$

- *La mașini care produc tricouri din urzeală*

Alimentarea pozitivă la mașinile de tricocat moderne se realizează prin rotirea continuă, cu turație crescătoare a sulului de urzeală a cărui diametru scade continuu. Se folosesc, în acest scop, mecanisme complexe, care cuprind variatoare de viteză, cu rol de variere continuă a turației sulului de urzeală. Comanda pentru modificarea turației sulului de urzeală poate fi dată de: variația tensiunii în fire, sesizată de bara de tensiune, sau de variația vitezei periferice a sulului de urzeală, sesizată prin role în contact permanent cu suprafața sulului de urzeală.

În fig.V.4.36 sunt prezentate două exemple de asemenea mecanisme.

În fig.V.4.36,a este prezentată schema cinematică a unui mecanism de alimentare pozitivă comandat prin bară de tensiune, numit mecanism de tensiune constantă. Mecanismul primește mișcarea de la arborele principal al mașinii și o transmite prin variatorul cu conuri 1, 2 și angrenajele de roți dințate de schimb a, b, c, d, e, f, g, h, angrenajul conic 3 și angrenajul melc-roată melcată 4, la arborele sulului de urzeală 5. Contactul între conul 1 și 2 se realizează prin inelul 6, care se poate deplasa în lungul generatoarei conurilor, în funcție de tensiunea în urzeală la un moment dat. Mișcarea de deplasare a inelului este transmisă de la bara de tensiune, care oscilează între două contacte electrice, care, practic, limitează tensiunea minimă și maximă admisă. Prin închiderea unuia din cele două contacte, se comandă introducerea în funcțiune a unuia din clișeele 11 sau 11', care va acționa una din roțile de clișet 10 sau 10', cu dinții în sensuri contrare. Mișcarea se transmite de la roata de clișet prin melcii 9 la tija filetată 8, care antrenează în mișcare de deplasare laterală pârghia cu furcă 7, suport a inelului de contact între cele două conuri. Acționarea uneia din cele două roți de clișet, 10, determină totodată deplasarea acului indicator 12 în lungul riglei gradate 13. Mecanismul realizează deplasarea inelului de contact 6 spre dreapta sau spre stânga poziției de echilibru, în funcție de variația tensiunii.

În fig. V.4.36,b este prezentată schema cinematică a unui mecanism de viteză constantă.

Acest mecanism folosește un așa-numit „fir martor”, care se desfășoară de pe o bobină 1, trece acționând în mișcare de rotație discul 2 (liber pe ax) și apoi se înfășoară, în două spire, pe sulul de urzeală 3, fiind alimentat unui ac din margine. Scopul acestui fir este de a transforma mișcarea liniară în mișcare de rotație a discului 2, aceasta fiind una din viteze, care se va compara cu viteza rezultată de la mecanismul de acționare a sulului de urzeală, reprezentată prin turația constantă a discului 4. Sulul de urzeală este acționat de la arborele principal al mașinii prin mecanismul de acționare cu viteză variabilă, compus din variatorul cu conuri, 5, a cărui contact se realizează prin inelul 6, transmisiile conice, 7 și melcate, 8. De la arborele conului conducător mișcarea se transmite prin reductorul 9 la discul 4. Reductorul 9 cuprinde roți de schimb corespunzătoare diferitelor consumuri de fire. Discul 4 are segmentele 10 și 10' conectate electric la dispozitivul de reglare a vitezei,

12. Discul 2 este prevăzut cu un palpator, 11, care poate veni în contact cu unul din cele două segmente. Când consumul de fir corespunde vitezei periferice a sulului de urzeală, degetul 11 rămâne în echilibru între segmentele 10 și 10'. Orice variație a consumului în raport cu viteza de alimentare strică sincronismul rotirii celor două discuri și palpatorul 11, venind în contact cu unul din contactele 10, 10', va declanșa închiderea unui circuit cu cuplaj electromagnetic, care va comanda deplasarea furcii 13 și deci, și a inelului 6, modificând turația sulului de urzeală și restabilind egalitatea între consum și viteza de alimentare.

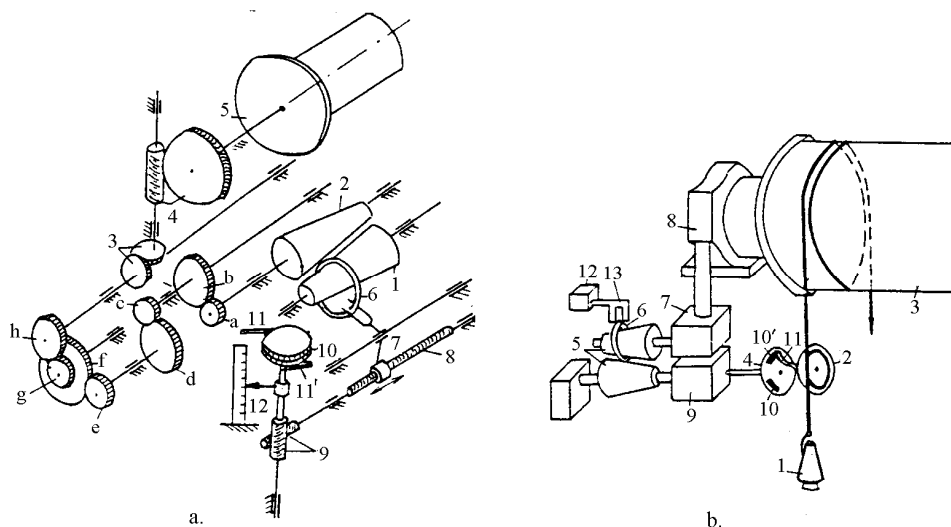


Fig.V.4.36. Alimentarea pozitivă la mașini de tricatat din urzeală:
a – de la mașini de tricatat rapide tip Kokett-Textima; **b** – de la mașini de tricatat din urzeală – Mayer.

În cazul acestor mecanisme, viteza de alimentare este egală cu viteza periferică a sulului de urzeală:

$$v_a = v_p,$$

$$v_p = \pi \cdot D \cdot n_{min} \cdot 10^{-3} = \pi \cdot D_x \cdot n_x \cdot 10^{-3} = \pi \cdot d \cdot n_{max} \cdot 10^{-3}$$

unde: D_x este diametrul la un moment dat, al sulului de urzeală ($d \leq D_x \leq D$);

D – diametrul sulului plin (mm);

d – diametrul sulului gol (mm);

n_x – turația la un moment dat, a sulului de urzeală ($n_{min} \leq n_x \leq n_{max}$);

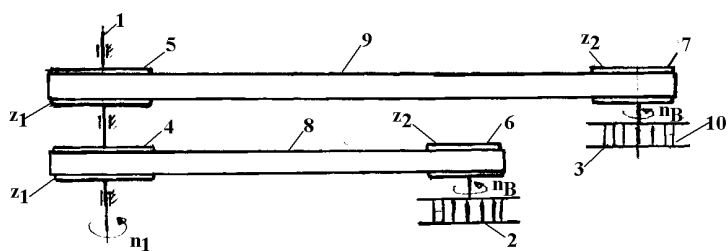
$n_{min} - n_{max}$ – intervalul de variație a turației de la diametrul D la d (rot/min).

Pentru exemplificare, se prezintă metodologia de calcul a vitezei de alimentare pentru diferite tipuri de mecanisme de alimentare pozitivă.

a) *Mecanism de alimentare cu bandă de la mașina Multikarat-Textima.* Caracteristicile tehnice: $K=20E$, $D=30''$, $S=48$, $N_a=2 \times 1872$, $n=20$ rot/min, $n_M=1600$ rot/min, 2 benzi de alimentare netede.

Schema cinematică a mecanismului de acționare a roților de antrenare a benzilor este prezentată în fig.V.4.37,a. Transmiterea mișcării de la arborele principal, 1, al mașinii

1, la roțile de antrenare a benzilor de alimentare, 2 și 3, se realizează prin intermediul roților de curea canelate, 4, 5, 6 și 7 și a curelelor 8 și 9. Roțile de curea sunt interschimbabile, ceea ce dă posibilitatea reglării în trepte a turației roților de antrenare a benzilor. Roțile de antrenare a benzilor sunt constituite din două discuri, între care se plasează un număr de sectoare mobile, 10. Discul superior este prevăzut cu un canal spiral (care se supune legii lui Arhimede), iar discul inferior este prevăzut cu canale radiale, în număr egal cu sectoarele mobile. Aceste canale, prin forma lor, servesc ghidării sectoarelor mobile, astfel încât, prin rotirea discului superior față de cel inferior, se produce deplasarea egală a sectoarelor față de centrul roții. Această construcție a roților de antrenare a benzilor permite reglarea diametrului acestora în intervalul $d_{min}-d_{max}$, ceea ce dă posibilitatea reglării line a vitezei de alimentare.



a

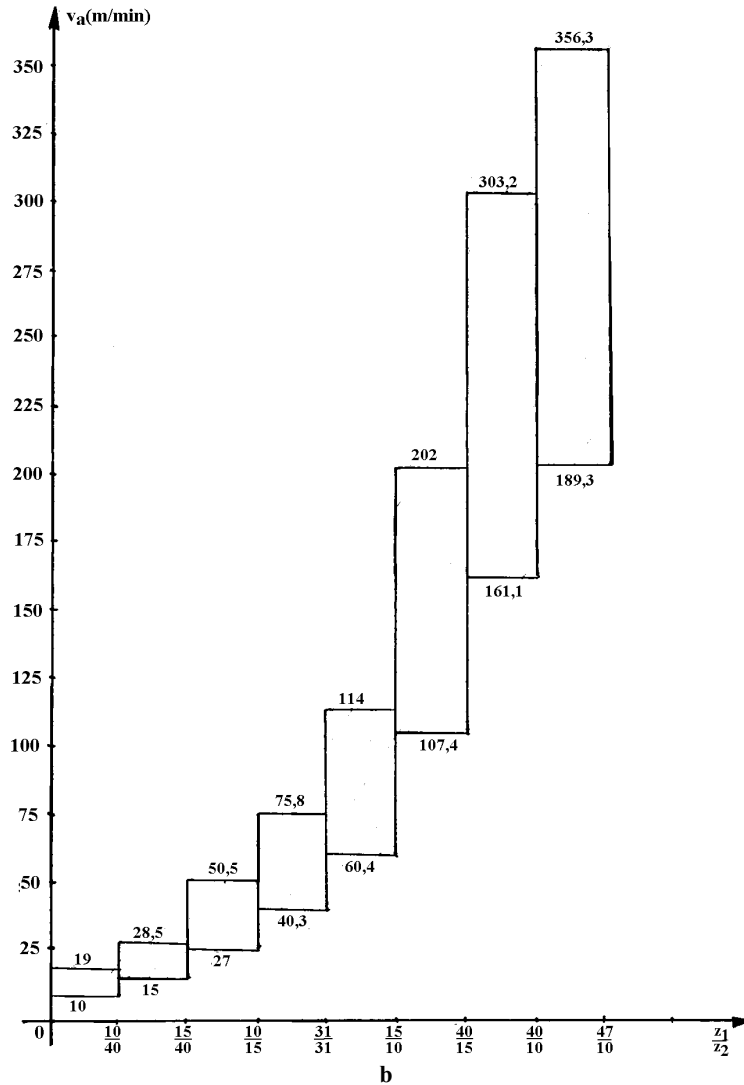


Fig. V.4.37. Alimentarea cu bandă:

a – mecanismul de acționare a benzii; b – variația vitezei de alimentare.

În cazul concret propus, acest interval are limitele:

– $d_{min}=85$ mm; $d_{max}=160$ mm;

– raportul de transmitere a mișcării de la motor la arborele principal este $i=0,13$, iar coeficientul de alunecare între benzi și fir este $\eta=0,96$.

Pentru fiecare pereche de roți interschimbabile $(z_1/z_2)_i$, se calculează limitele intervalului de reglare a vitezei de alimentare:

$$v_{a\ min}=\pi \cdot d_{min} \cdot n_M \cdot i \cdot (z_1/z_2)_i \cdot \eta \cdot 10^{-3} \text{ [m/min]};$$

$$v_{a\ max}=\pi \cdot d_{max} \cdot n_M \cdot i \cdot (z_1/z_2)_i \cdot \eta \cdot 10^{-3} \text{ [m/min]}.$$

Rezultatele obținute sunt prezentate grafic în fig.V.4.37,b.

b) *Mecanism de alimentare cu role netede de la mașina circulară Harghita.* Date inițiale:

– caracteristicile tehnice ale mașinii:

$$K=18E, D=30'', N_a=1728, S=20-10, n=18 \text{ rot/min};$$

– date privind mecanismul de alimentare:

$$n_1=900 \text{ rot/min}, D_r=69 \text{ mm}, r_1=8,5-28,5 \text{ mm}, r_2=35,5-15,5 \text{ mm}, \eta=0,96.$$

În tabelul V.4.6 sunt centralizate valorile calculate pentru intervalul de variație a vitezei de alimentare și a lungimii firului din ochi la producerea ochiurilor normale (l_0) și a buclelor de căptușeală în diferite rapoarte (l_{0c} 1:1, 2:1, 3:1).

Tabelul V.4.6

Calculul vitezei de alimentare

r_1 (mm)	8,5	13,5	18,5	23,5	28,5
r_2 (mm)	35,5	30,5	25,5	20,5	15,5
$n_3=r_1/r_2$ (rot/min)· n_1	216	308	652	1032	1650
$v_a=\pi \cdot D_r \cdot n_3 \cdot \eta \cdot 10^{-3}$ (m/min)	45	83	136	214	345
$l_0=v_a/(n \cdot N_a)$ (mm)	1,58	2,25	4,76	7,5	12,1
$L_{0c}=2 \cdot l_{0c}=v_a/(n \cdot N_a/2)$ 1:1	3,16	4,5	9,52	15	24,2
$L_{0c}=3 \cdot l_{0c}=v_a/(n \cdot N_a/3)$ 2:1	4,74	6,75	14,28	22,5	36,3
$L_{0c}=4 \cdot l_{0c}=v_a/(n \cdot N_a/4)$ 3:1	6,32	9	19,04	30	48,4

Dacă pe mașină se realizează un tricot căptușit vanisat cu următorii parametri de structură: $l_{0f}=l_{0v}=4,4$ mm și l_{0c} (3:1)=1,68, rezultă că, la sistemele la care se alimentează firele de fond F și de vanisare V , trebuie realizată o viteză de alimentare de 138,85 m/min, iar la zonele de alimentare a firelor de căptușeală, de 52,25 m/min.

c) *Mecanism de alimentare pozitivă de tensiune constantă de la mașinile de tricopat din urzeală de tip Kokett-Textima (fig.V.4.36,a).* Date inițiale:

– caracteristicile tehnice ale mașinii: $K=28 E, L_f=84'', n=1200$ rot/min;

– date asupra mecanismului:

• roțile de schimb a și b se adoptă în funcție de diametrul sulului de urzeală astfel:

– pentru $D 14'' < a=32, b=55$;

– pentru $D 14'' > a=18, b=69$;

• roțile de schimb c și d se adoptă în funcție de lungimea firului din ochi astfel:

– $l_0=0,25-1,38$ mm și $K \geq 22E, c=25$;

– $l_0=0,5-2,76$ mm și $K \leq 20E, d=59$;

– $l_0=1,4-7,8$ mm și $K \geq 22E, c=59$;

– $l_0=2,8-15,6$ mm și $K \leq 20E, d=25$;

• roțile de schimb e, f, g, h se aleg în funcție de finețea mașinii și lungimea firului din ochi care variază în trepte mici și urmează legea unei progresii geometrice;

• roțile e, f, g și h pot avea următoarele valori pentru numărul de dinți:

– $e=20$ sau $22, f=33, 40, 44$ sau 55 ;

– $g=35, 42$ sau 51 și $h=35, 51$ sau 75 .

În tabelul V.4.7 sunt prezentate valorile corelate ale numărului de dinți cu lungimea ochiului și finețea mașinii.

Când valoarea lungimii ochiului se plasează între două trepte din tabelul V.4.7 se procedează astfel:

- pentru suluri de urzeală cu $D < 14''$, se consideră valorile $e-h$ aferente lungimii ochiului imediat următoare;
- pentru $D \geq 14''$, se adoptă valorile aferente lungimii anterioare

Tabelul V.4.7

Dependența dintre finețea mașinii, lungimea firului din ochi și roțile de schimb

l_0 (mm)		e	f	g	h
$K \geq 22E$	$K \leq 20E$				
0,25 și 1,4	0,5 și 2,8	20	53	35	75
0,28 și 1,5	0,55 și 3,1	22	53	35	75
0,3 și 1,7	0,6 și 3,4	20	44	35	75
0,33 și 1,9	0,66 și 3,7	20	40	35	75
0,36 și 2,1	0,73 și 4,1	22	40	35	75
0,4 și 2,3	0,8 și 4,5	20	33	35	75
0,44 și 2,5	0,88 și 5,0	20	53	42	51
0,49 și 2,7	0,97 și 5,4	22	53	42	51
0,53 și 3,0	1,06 și 6,0	20	44	42	51
0,58 și 3,3	1,17 și 6,6	20	40	42	51
0,64 și 3,6	1,29 și 7,2	22	40	42	51
0,71 și 4,0	1,42 și 8,0	20	33	42	51
0,78 și 4,4	1,56 și 8,8	20	50	51	35
0,86 și 4,8	1,72 și 9,6	22	53	51	35
0,95 și 5,3	1,88 și 10,6	20	44	51	35
1,04 și 5,8	2,08 și 11,6	20	40	51	35
1,13 și 6,4	2,26 și 12,7	22	40	51	35
1,26 și 7,1	2,52 și 14,1	20	33	51	35
1,38 și 7,8	2,76 și 15,6	22	33	51	35

Pe baza datelor din tabelul V.4.7 se pot calcula limitele de variație a vitezei de alimentare:

$$v_{a \min} = l_{0 \min} \cdot n \cdot 10^{-3} = 0,25 \cdot 1200 \cdot 10^{-3} = 0,3 \text{ m/min};$$

$$v_{a \max} = l_{0 \max} \cdot n \cdot 10^{-3} = 15,6 \cdot 1200 \cdot 10^{-3} = 18,72 \text{ m/min}.$$

Pentru un tricot cu anumiți parametri de structură ce urmează a fi realizat pe mașină se pot determina valorile roților de schimb pentru mecanismele de alimentare pentru fiecare bară cu pasete care realizează alimentarea: de exemplu, pentru o structură tricot-tricot derivat realizată cu două bare cu pasete, care are $l_{oI} = 2,75$ mm, $l_{oII} = 3,3$ mm, corespund, pentru: $D = 21''$, $d = 152$ mm, $K = 28E$, următoarele roți de schimb:

Roți de schimb Bara	a	b	c	d	e	f	g	h
I	18	69	59	25	22	53	42	51
II	18	69	59	25	20	40	42	51

Viteza de alimentare pe bare:

$$v_{aI} = l_{oI} \cdot n \cdot 10^{-3} = 2,75 \cdot 1200 \cdot 10^{-3} = 3,3 \text{ m/min};$$

$$v_{aII} = l_{0II} \cdot n \cdot 10^{-3} = 3,3 \cdot 1200 \cdot 10^{-3} = 3,96 \text{ m/min.}$$

Intervalul de variație a turației sulurilor de urzeală:

$$n_{\min} = \frac{v_a}{\pi \cdot D}; \quad n_{\min I} = \frac{3,3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 21 \cdot 25,4} = 1,97 \text{ rot / min}; \quad n_{\min II} = \frac{3,96 \cdot 10^3}{\pi \cdot 21 \cdot 25,4} = 2,364 \text{ rot / min};$$

$$n_{\max} = \frac{v_a}{\pi \cdot D}; \quad n_{\max I} = \frac{3,3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 152} = 6,914 \text{ rot / min}; \quad n_{\max II} = \frac{3,96 \cdot 10^3}{\pi \cdot 152} = 8,297 \text{ rot / min.}$$

V.4.4.2. Tensiunea în fire la alimentare

Tensiunea în fir la alimentare reprezintă forța axială existentă în fir în momentul transformării sale în ochiuri.

Valoarea acestei tensiuni este influențată de un complex de factori, cum sunt: schema tehnologică a parcursului firului de la formatul de alimentare până la zona mecanismului de formare a ochiurilor, natura și caracteristicile materiei prime, procedeul de tricotare, tipul alimentării etc.

Determinarea tensiunii în fir poate fi realizată prin metode practice (măsurarea directă cu aparate adecvate) și prin metode teoretice (de calcul a tensiunii în diferite puncte caracteristice ale traseului parcurs de fir).

Accesul aparatelor de măsură este însă limitat numai la anumite zone ale traseului, încât valoarea maximă a tensiunii în firul care se transformă în ochiuri nu poate fi măsurată direct, ci numai determinată prin calcul.

Calculul tensiunii în fir poate fi efectuat ținând cont de cauzele care generează tensiunea în fir și anume:

- tensiunea la desfășurarea firului de pe formatul de alimentare;
- tensiunea datorată frecării firului cu organele de conducere;
- tensiunea introdusă de dispozitivele de tensionare;
- tensiunile cu caracter dinamic datorate deplasării de masă cu viteză variabilă.

Pe parcursul unei scheme tehnologice date se constată că tensiunea în fire crește progresiv (cu excepția punctului de ieșire dintr-un mecanism de alimentare pozitivă).

Tensiunea în fir, considerată în punctul terminus al traseului, este tensiunea de alimentare și poate fi exprimată în cN sau în procente din sarcina de rupere.

Valoarea concretă a tensiunii în fir evidențiază solicitările la care este supus firul în procesul tricotării.

Pentru ca aceste solicitări să nu afecteze proprietățile firului, literatura de specialitate recomandă ca tensiunea în fir să fie astfel reglată încât să se încadreze în domeniul elastic. Pentru majoritatea categoriilor de fire prelucrate în tricotaje, limita elastică reprezintă circa 15% din sarcina la rupere, dar poate fi determinată cu mai mare exactitate din diagrame efort-deformație corespunzătoare anumitor tipuri de fire.

Valoarea tensiunii în fir la alimentare influențează nu numai calitatea tricotului, ci și valoarea producției mașinii de tricotat, prin frecvența ruperilor de fire legată direct de nivelul tensiunii în fire și a calității lor.

Calculul tensiunii în fir în puncte caracteristice ale traseului

a) Calculul tensiunii în fir la desprinderea de pe formatul de alimentare.

Tensiunea în fir la desfășurarea sa de pe formatul de alimentare se calculează în funcție de tipul formatului.

Astfel, la mașinile care produc tricoturi din bătătură, alimentarea se realizează de pe bobine de diferite tipuri (tronconice, biconice, cilindrice, rache-tă), în timp ce la mașinile care produc tricoturi din urzeală, firele se desfășoară de pe suluri de urzeală unitare sau formate din bobine secționale.

În cazul desfășurării firului de pe bobine (fig.V.4.38), tensiunea inițială în fir poate fi considerată tensiunea în balon, care se poate calcula cu relația Walz și Gayler astfel:

$$T_0 = \frac{K \pm \sqrt{K^2 + 20 \cdot \tau^2 \cdot K^2 \cdot r^2}}{2 \cdot \tau^2},$$

unde:

$$K = \frac{\omega^2}{10 \cdot g \cdot N_m} \text{ și}$$

$$\tau = \frac{1}{H} \left(i \cdot \pi \pm \arcsin \frac{r}{R_{\max}} \right),$$

unde ω este viteza unghiulară a firului în balonul de desfășurare (rad/s);

g – accelerația gravitațională (m/s²);

N_m – finețea firului în sistemul indirect;

H – înălțimea balonului (m);

i – numărul de bucle din balon;

r – raza medie a bobinei (m);

R_{\max} – raza maximă a balonului (m).

Viteza unghiulară ω poate fi determinată astfel:

$$\omega = \frac{v_a \cdot \sin \theta}{r(1 \pm \cos \beta \cdot \cos \theta)},$$

unde: $\theta = 90 \pm \alpha$;

α – unghiul de înfășurare;

β – unghiul de conicitate;

v_a – viteza axială a firului (m/s).

În cazul mașinilor de tricotat din urzeală, se determină tensiunea totală în fire la desfășurarea lor de pe sulul de urzeală și se raportează apoi la numărul de fire din urzeală.

Astfel, conform notațiilor din fig.V.4.32,c, pentru un mecanism de alimentare negativă, tensiunea totală în urzeală rezultă din ecuația de echilibrare a momentelor forțelor care acționează asupra sulului de urzeală:

$$M_0 = M_f + M_r - T_r \cdot R_x = 0,$$

în care: M_f este momentul de frânare a sulului de urzeală cu ajutorul frânei;

M_r – momentul de frecare din lagărul sulului de urzeală;

T_r – tensiunea totală în fire la un moment dat;

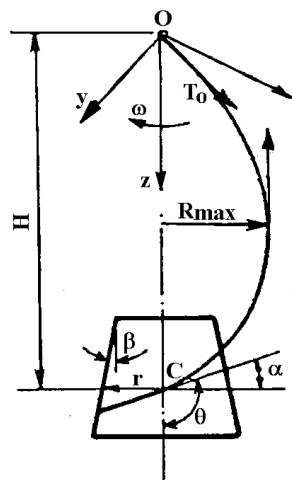


Fig. V.4.38. Tensiunea în balon.

R_r – raza sulului de urzeală la un moment dat.

Dar:

$$M_f = F_f r_1 = 2\mu_1 \cdot G_1 \cdot r_1,$$

unde: F_f este forța de frecare aplicată de frână;

μ_1 – coeficient de frecare curea-roată de frânare;

G_1 – forța de apăsare a curelei;

r_1 – raza roții de frânare;

$$M_r = \mu_2 \cdot G_2 \cdot r_2,$$

unde: μ_2 este coeficient de frecare în lagăr;

G_2 – greutatea sulului de urzeală;

r_2 – raza lagărului;

iar:

$$G_2 = G_s + G_{ux},$$

unde: G_s – greutatea sulului fără urzeală;

G_{ux} – greutatea urzelii la un moment dat.

Rezultă:

$$T_x = \frac{M_f + M_r}{R_x} [N],$$

și

$$T_{ox} = \frac{T_x \cdot 10^2}{N_f} [\text{cN/fir}],$$

în care: N_f – numărul de fire din urzeală.

Se observă că tensiunea în fire depinde de elementele variabile M_f și R_x , a căror variație pe durata desfășurării unui sul de urzeală este compensatorie în vederea menținerii constante a tensiunii în urzeală.

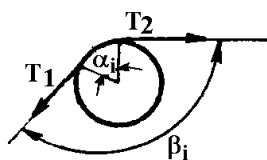


Fig.V.4.39. Ghidaj fix.

b) Calculul tensiunii în fir la trecerea peste organe de conducere. Organele cu rol de conducere a firului pot fi fixe (ochiuri de conducere, tije sau bare de abatere etc.) sau mobile (role de conducere).

În cazul unui *ghidaj fix* (fig.V.4.39), tensiunea în fir la desprinderea de pe ghidaj, T_2 , este dată de formula lui Euler:

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu_1 \alpha_1},$$

în care: T_1 este tensiunea în fir la intrarea în ghidaj;

μ_1 – coeficientul de frecare fir-ghidaj;

α_1 – unghiul de cuprindere a firului pe ghidaj.

În practică, se poate măsura mult mai ușor unghiul β_1 dintre ramurile firului, care este suplimentul unghiului α_1 .

În cazul unui *ghidaj mobil* (fig.V.4.40), trebuie să se țină seama de momentul de frecare care apare în lagărul ghidajului, M_{f1} :

$$M_{f1} = \mu_1 \cdot N \cdot \frac{d}{2}$$

în care: μ_1 este coeficientul de frecare în lagăr;

N – rezultanta greutatei rolei G și a tensiunii în fir;

d – diametrul axului rolei,

și

$$N = G + (T_1 + T_2) \sin \frac{\alpha}{2}.$$

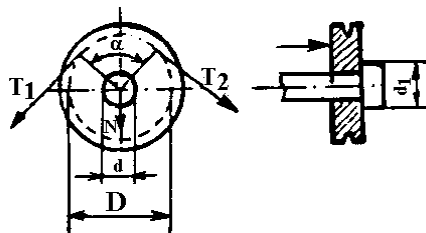


Fig.V.4.40. Ghidaj mobil.

În cazul existenței și a unei forțe de frânare laterale Q , momentul de frânare, M_{f2} , este dat de relația:

$$M_{f2} = \frac{\mu_2 \cdot Q}{2} \cdot \frac{d_1^3 - d^3}{d_1^2 - d^2},$$

în care: μ_2 este coeficientul de frecare dintre rolă și ax.

Din ecuația de echilibru a momentelor forțelor scrisă în raport cu axa de rotație a rolei rezultă:

$$T_2 \cdot \frac{D}{2} - T_1 \cdot \frac{D}{2} - M_{f1} - M_{f2} = 0$$

sau

$$T_2 \cdot \frac{D}{2} - T_1 \cdot \frac{D}{2} - \mu_1 \cdot G \cdot \frac{d}{2} - \mu_1 (T_1 + T_2) \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{d}{2} - M_{f2} = 0;$$

$$T_2 = \frac{\mu_1 \cdot d \cdot G + T_1 \left(D + \mu_1 \cdot d \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) + 2M_{f2}}{D - \mu_1 \cdot d \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}.$$

c) Tensiunea în fir la trecerea prin dispozitive de tensionare. Calculul tensiunii datorate acțiunii dispozitivelor de tensionare se poate particulariza pentru cele două categorii de dispozitive de tensionare:

– de tip aditiv: cu lamele, cu talere, cu rolă mobilă

– de tip multiplicativ: cu role (tije sau ochiuri de conducere) fixe și mobile, cu rolă cu flanșă mobilă.

• *Dispozitive de tensionare de tip aditiv* (fig. V.4.41):

– Dispozitiv de tensionare cu lamele (fig.V.4.41,a):

$$T_2 = T_1 + 2\mu \cdot N^n,$$

în care: μ este coeficientul de frecare fir-lamele;

N – forța de apăsare a lamelelor ($N = m \cdot g$);

n – constantă ale cărei valori sunt în funcție de natura suprafeței de ghidare ($n=0,7-1$).

– Dispozitiv de tensionare cu talere (fig.V.4.41,b). Dacă firul trece tangent axului dispozitivului, contactul între discuri se face în punctele a , b și c , în care apar forțele P_a , P_b și P_c ($P_a = P_b$).

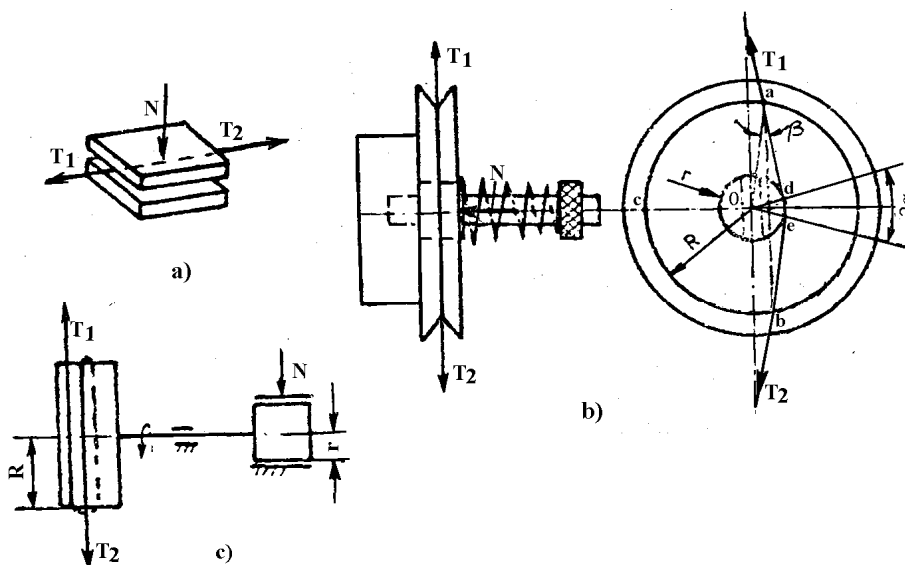


Fig. V.4.41. Dispozitive de tensionare de tip aditiv

Forța de apăsare N poate fi dată de greutatea talerelor ($m \cdot g$) sau forța elastică a unui arc:

$$N = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D_m^3 \cdot n_s},$$

în care: G este modulul de elasticitate transversal ($G=8 \cdot 10^6$ cN/mm², pentru oțel de arc);
 d – diametrul sârmei din care este realizat arc;
 f – săgeata la compresiune a arcului;
 D_m – diametrul mediu al spirelor;
 n_s – numărul de spire,

$$N = P_a + P_b + P_c.$$

Din ecuația de echilibru a momentelor forțelor scrisă în raport cu punctul c rezultă:

$$\mu_1 \cdot N \cdot R - 2\mu_1 \cdot P_a(R + Ok) = 0,$$

din care rezultă:

$$P_a = \frac{0,5 \cdot N \cdot R}{R + Ok}.$$

Din triunghiul Oak : $Ok = R \sin(\beta - \alpha)$, iar din triunghiul Oad : $\sin\beta = T/R$ și deci:

$$P_a = \frac{0,5N}{1 + \sin(\beta - \alpha)}, \text{ pentru } 0 \leq \alpha \leq \beta$$

sau

$$P_a = \frac{0,5N}{1 + \sin(\alpha - \beta)}, \text{ pentru } \alpha > \beta,$$

$$T_{a-d} = T_1 + 2\mu_1 \cdot P_a,$$

$$T_{a-b} = T_{a-d} \cdot e^{2\mu_2 \alpha},$$

$$T_2 = T_{a-b} + 2\mu_1 \cdot P_a = T_1 \cdot e^{2\cdot\mu_2\cdot\alpha} + 2\cdot\mu_1 \cdot P_a (1 + e^{2\cdot\mu_2\cdot\alpha}),$$

sau:

$$T_2 = T_1 \cdot e^{2\cdot\mu_2\cdot\alpha} + \mu_1 \cdot \frac{N}{1 + \sin(\beta - \alpha)} \cdot (1 + e^{2\cdot\mu_2\cdot\alpha}), \text{ pentru } 0 \leq \alpha \leq \beta,$$

$$T_2 = T_1 + \mu_1 \cdot \frac{2 \cdot N}{1 + \sin \beta}, \text{ pentru } \alpha = 0, \beta \neq 0$$

și

$$T_2 = T_1 \cdot e^{2\cdot\mu_2\cdot\alpha} + \mu_1 \cdot \frac{N}{1 + \sin(\alpha - \beta)} \cdot (1 + e^{2\cdot\mu_2\cdot\alpha}), \text{ pentru } \alpha > \beta.$$

Dacă firul trece prin axul dispozitivului:

$$\alpha = \beta = 0 \text{ și } T_2 = T_1 + 2\mu_1 \cdot N.$$

– Dispozitiv de tensionare cu rolă mobilă (fig. V.4.41,c). Dacă se neglijează frecarea din lagărul rolei, atunci:

$$T_2 = T_1 + \frac{r}{R} \cdot F_f,$$

în care: F_f este forța de frânare a rolei ($F_f = \mu_1 \cdot N$);

r – raza rolei frânate;

R – raza rolei antrenată de fir.

• *Dispozitive de tensionare de tip multiplicativ* (fig. V.4.42):

– Dispozitive de tensionare cu role (tija, ochiuri de conducere) fixe și mobile (fig. V.4.42,a,b):

a) firul trece cu frecare printr-un număr de puncte de conducere fixe și tensiunea la ieșirea din dispozitiv, dată de relația lui Euler, este:

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu \sum \alpha_i},$$

în care: $\sum \alpha_i$ este suma unghiurilor de cuprindere a firului pe elementele dispozitivului;

b) firul trece cu frecare printr-un număr de ochiuri de conducere fixe și mobile și tensiunea la ieșirea din dispozitiv se determină din sistemul de ecuații:

$$t_1 = T_1 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha};$$

$$t_2 = t_2 \cdot e^{2\mu_1 \cdot \alpha} \text{ și } R_1 = (t_1 + t_2) \sin \alpha;$$

$$t_3 = t_2 \cdot e^{2\mu_1 \cdot \alpha} \text{ și } R_1 = (t_2 + t_3) \sin \alpha;$$

$$T_2 = t_3 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha} = T_1 \cdot e^{\mu_1 \cdot \sum \alpha_i},$$

– Dispozitiv de tensionare cu rolă cu flanșă mobilă (fig. V.4.42,c):

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_1},$$

în care: μ_1 este coeficientul de frecare fir-rolă;

α_1 – unghiul sub care firul se înfășoară pe rolă;

$$\alpha_1 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \sin \varphi,$$

în care: n este numărul de spire înfășurate pe rolă;

φ – unghiul spirei.

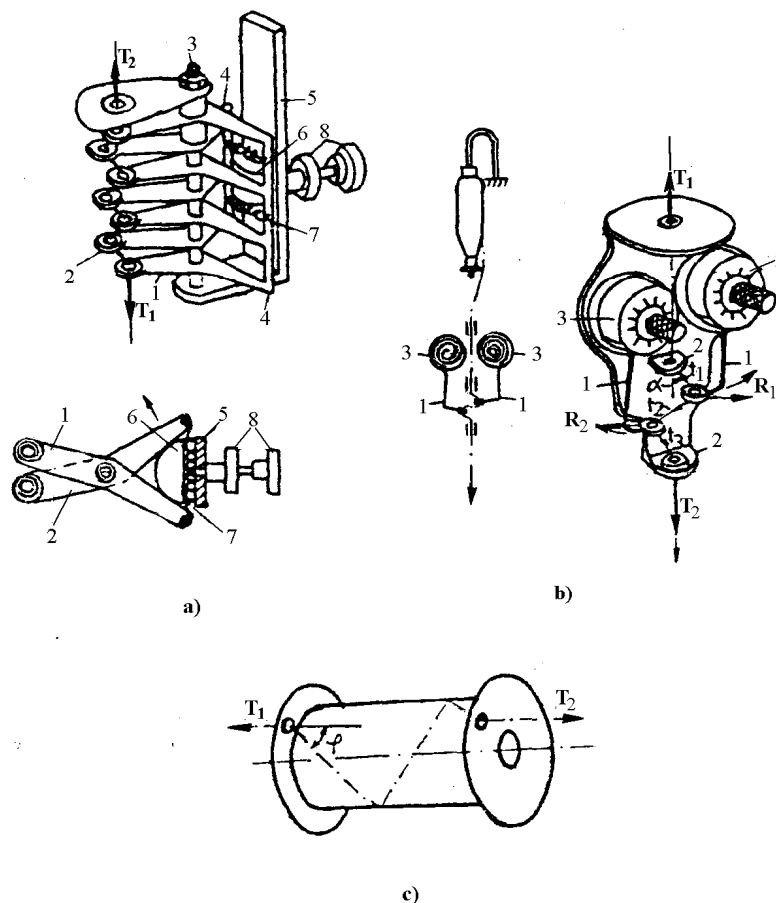


Fig. V.4.42. Dispozitive de tensionare de tip multiplicativ.

d) Calculul tensiunii în fir la trecerea prin dispozitivele de compensare a tensiunii.

În cazul acestor dispozitive, valoarea tensiunii în fir la un moment dat determină poziția relativă a elementelor mobile ale dispozitivului. În fig.V.4.43 sunt prezentate exemple de dispozitive de compensare a tensiunii:

– dispozitiv de compensare cu rolă și arc (fig.V.4.43,a):

$$N = (T_1 + T_2) \cos \frac{\alpha}{2};$$

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu_1(\pi - \alpha)}.$$

În funcție de poziția rolei (h), se pot determina valoarea forței arcului, N și unghiul α și atunci rezultă:

$$T_2 = \frac{N}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{e^{\mu_1(\pi - \alpha)}}{1 + e^{\mu_1(\pi - \alpha)}};$$

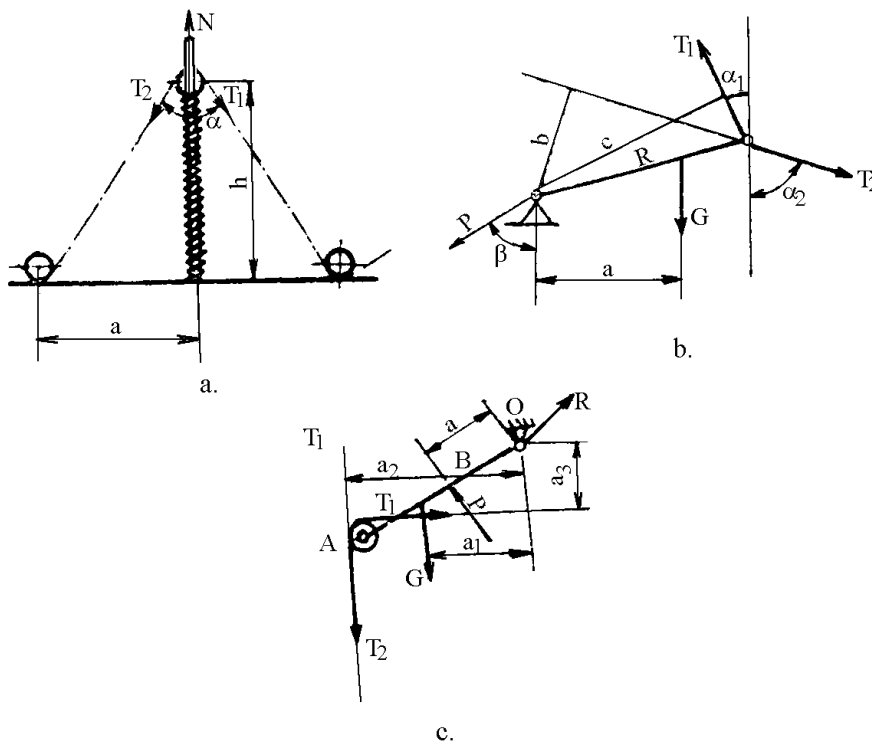


Fig.V.4.43. Dispozitive de compensare a tensiunii în fir.

– dispozitiv de compensare cu braț oscilant (fig.V.4.43,b):

$$G = T_1 \cdot \cos \alpha_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 - F \cdot \cos \beta$$

$$P \cdot \sin \beta = T_2 \cdot \sin \alpha_2 - T_1 \cdot \sin \alpha_1$$

$$G \cdot a + T_2 \cdot b - T_1 \cdot c = 0$$

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu(180 - \alpha_1 + \alpha_2) \cdot (\pi/180)},$$

din acest sistem se determină elementele necesare: α_1 , α_2 și T_2 .

– bară de tensiune de la mașini de tricotat din urzeală (fig.V.4.43,c). Asupra barei de tensiune acționează: în A, tensiunile din firele de urzeală T_1 și T_2 , în centrul de greutate, greutatea G a barei, în B, forțele elastice P ale unor arcuri, iar în articulația O , reacțiunea în lagăr R .

Ecuatia de echilibru a momentelor forțelor care acționează asupra barei de tensiune, în raport cu axa din O , este de forma:

$$J_0 \cdot \varepsilon = 2 \cdot P \cdot a + G \cdot a_1 + T_1 \cdot a_3 + T_2 \cdot a_2,$$

în care: J_0 reprezintă momentul de inerție al barei de tensiune în raport cu axa de rotație din O ;

ε – accelerația unghiulară a barei ($\varepsilon = \frac{d^2 \varphi}{dt^2}$; φ - unghiul de oscilație a barei);

a, a_1, a_2, a_3 – brațele forțelor,

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha}$$

Din acest sistem de ecuații se determină T_2 și P .

e) Calculul tensiunii în fir la ieșirea din mecanisme de alimentare pozitivă și de alimentare negativă cu rezervă de fir. Datorită antrenării forțate a firului în aceste mecanisme, la ieșire, tensiunea în fir este foarte mică, practic neglijabilă.

Astfel, în cazul mecanismelor de alimentare pozitivă cu roți dințate, cu role netede și a mecanismelor de alimentare negativă cu rezervă de fir, tensiunea la ieșirea din mecanism este:

$$T_2 = T_1 \cdot e^{-\mu \cdot \alpha},$$

în care: μ este coeficientul de frecare al firului cu organul de acționare (dinții roții dințate, role de acționare a firului);

α – unghiul total de înfășurare a firului pe organul de acționare.

În cazul în care firul se înfășoară pe organul de acționare în mai multe spire:

$$\alpha = 2 \cdot \pi \cdot n_s.$$

Practic, printr-un număr de spire $n_s > 5$, tensiunea la ieșirea din mecanism este neglijabilă.

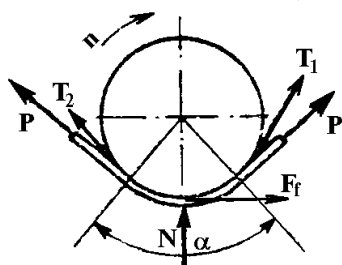


Fig.V.4.44. Tensiunea în fir la alimentarea cu bandă.

În cazul mecanismului de alimentare pozitivă cu bandă (fig.V.4.44) se consideră că tensiunea în bandă, P , generează o forță de apăsare normală, N , care la rândul ei determină opoziția unei forțe de frecare, F_f .

Pentru un element de fir căruia îi corespunde un unghi de cuprindere pe rola de antrenare de mărime elementară $d\alpha$, se pot scrie următoarele ecuații:

$$dN = 2 \cdot P \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} \approx P \cdot d\alpha,$$

$$dF_f = (\mu_1 + \mu_2) \cdot P \cdot d\alpha,$$

în care: μ_1 este coeficientul de frecare al firului cu banda;

μ_2 – coeficientul de frecare al firului cu rola.

Prin integrare, se obține:

$$F_f = \int_0^\alpha (\mu_1 + \mu_2) \cdot P \cdot d\alpha = (\mu_1 + \mu_2) \cdot P \cdot \alpha.$$

Condiția de deplasare a firului sub acțiunea benzii este:

$$T_1 \leq T_2 + F_f.$$

Dacă se consideră egalitatea, rezultă:

$$T_2 = T_1 - F_f = T_1 - (\mu_1 + \mu_2) \cdot P \cdot \alpha.$$

f) Calculul tensiunii dinamice. Tensiunile dinamice, de tip forțe de inerție, apar datorită transportului de masă cu viteză variabilă, deci în cazul alimentării negative, datorită faptului că viteza de alimentare a firului este variabilă, precum și la pornirea-oprirea mașinilor și în procesul propriu-zis de transformare a firului în ochiuri. Dacă primele situații au un caracter întâmplător, cea din urmă este cu caracter permanent.

Luând în considerație faza de buclare-formare a noului ochi (fig.V.4.45), tensiunea dinamică, ca forță de inerție, poate fi determinată prin:

$$Td = m \cdot a_{max},$$

în care: m este masa firului cuprins între formatul de alimentare și acul în faza formării (kg);

a_{max} – accelerația maximă a firului în timpul transformării sale în ochi (m/s^2).

Din fig.V.4.45 rezultă:

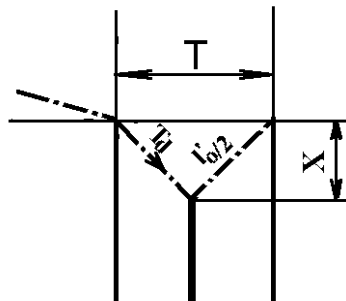


Fig.V.4.45. Tensiunea dinamică.

$$l_0' = \sqrt{T^2 + 4X^2}.$$

Prin derivări succesive se pot obține expresiile pentru viteza și accelerația firului tras de ac în faza buclării:

$$v = \frac{dl_0'}{dt} = \frac{4X}{\sqrt{T^2 + 4X^2}} \cdot \frac{dX}{dt}$$

$$a = \frac{d^2 \cdot l_0'}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4X}{\sqrt{T^2 + 4X^2}} \cdot \frac{dX}{dt} \right) = \frac{d^2 X}{dt^2} \cdot \frac{4X}{\sqrt{T^2 + 4X^2}} + \left(\frac{dX}{dt} \right)^2 \cdot \frac{4T^2}{(T^2 + 4X^2)^{3/2}}.$$

În cazul camelor de buclare cu profil liniar, $d^2X/dt^2=0$ și deci:

$$a = \frac{4T^2}{(T^2 + 4X^2)^{3/2}} \cdot \left(\frac{dX}{dt} \right)^2.$$

Expresia pentru a admite maxim pentru $X=0$ și deci:

$$a_{max} = \frac{4}{T} \cdot \left(\frac{dX}{dt} \right)^2,$$

în care: dX/dt este viteza acului la începutul buclării;
și:

$$dX/dt = v_F \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

în care: V_F este viteza periferică sau liniară de deplasare relativă a camelor față de ace (m/s);

α – unghiul camei de buclare

Pentru exemplificare, se prezintă metodologia de calcul a tensiunii în fir la alimentare în cazul unei mașini de tricotat din bătătură.

Se efectuează calculul progresiv al tensiunilor, începând cu tensiunea la desfășurarea firului de pe formatul de alimentare și încheind cu tensiunea în flancul ochiului în formare, luându-se în considerație și tensiunile dinamice.

Valoarea tensiunii finale se compară cu limita elastică a firului prelucrat, formulându-se concluzii cu privire la condițiile în care are loc tricotarea la mașina studiată.

În fig.V.4.46 este prezentată schema tehnologică de la mașina circulară cu diametru mare, cu un cilindru, tip Multisingle, care are următoarele caracteristici tehnice:

$K=28E$, $D=30''$, $Na=1680$, $S=96$, $n=12$ rot/min și care produce un tricot glat, din fire de bumbac de finețe 19 tex, cu $l_0=3,45$ mm, $F=0,1724$ mm.

Viteza de alimentare a firului este:

$$v_a = N_{al} \cdot l_0 \cdot n \cdot 10^{-3} = 1680 \cdot 3,45 \cdot 12 \cdot 10^{-3} = 69,5 \text{ m/min.}$$

În fig. V.4.47 sunt detaliate anumite zone ale traseului firului la alimentare.

a) *Calculul tensiunii în balon T_0 :*

$$T_0 = \frac{K \cdot \left(1 \pm \sqrt{1 + 20\tau^2 \cdot r^2}\right)}{2\tau^2},$$

$$K = \frac{\omega^2}{10 \cdot g \cdot N_m},$$

$$\tau = \frac{1}{H} \left(i\pi \pm \arcsin \frac{r}{R_{\max}} \right),$$

$$\omega = \frac{v_a \cdot \sin \theta}{r(1 \pm \cos \beta \cdot \cos \theta)}.$$

Pentru:

$v_a=69,5$ m/min= $1,158$ m/s, $\theta=90 \pm \alpha$, $\alpha=21^\circ$, $\beta=4^\circ 20'$, $H=470$ mm, $r=70$ mm, $R_{\max}=75$ mm, $i=1$ rezultă:

$$\omega=11,38 \text{ rad/s, } \tau=9,245, K=0,0246 \text{ și } T_0=0,0584 \text{ cN.}$$

b,c) *Calculul tensiunii în fir la trecerea prin ochiurile de conducere b,c:*

$$T_1 = T_0 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_1}, T_2 = T_1 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_2},$$

în care: μ_1 este coeficientul de frecare fir-porțelan ($\mu_1=0,24$);

$\alpha_1=\beta_1=8^\circ$, $\alpha_2=90^\circ-\beta_1=82^\circ$;

$$T_1=0,0614 \text{ cN, } T_2=0,0865 \text{ cN.}$$

d) *Tensiunea în fir la ieșirea din dispozitivul de tensionare cu talere și arc d:*

$$T_3 = T_2 + 2 \cdot \mu_2 \cdot N_1,$$

în care: μ_2 este coeficient de frecare fir-talere ($\mu_2=0,18$);

N_1 – forța de apăsare a talerelor pe fir (fig.17,d,i),

$$N_1 = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D_m^3 \cdot n_s} \text{ (cN)},$$

unde: $G=8 \cdot 10^6$ cN/mm², modulul de elasticitate transversal pentru oțelul de arc;

d – diametrul sârmei arcului ($d=0,45$ mm);

f – săgeata la comprimare a arcului ($f=2$ mm);

D_m – diametrul mediu al arcului ($D_m=12$ mm);

D_s – numărul de spire ($n_s=11$).

Rezultă:

$$N_1=4,31 \text{ cN și } T_3=1,6397 \text{ cN.}$$

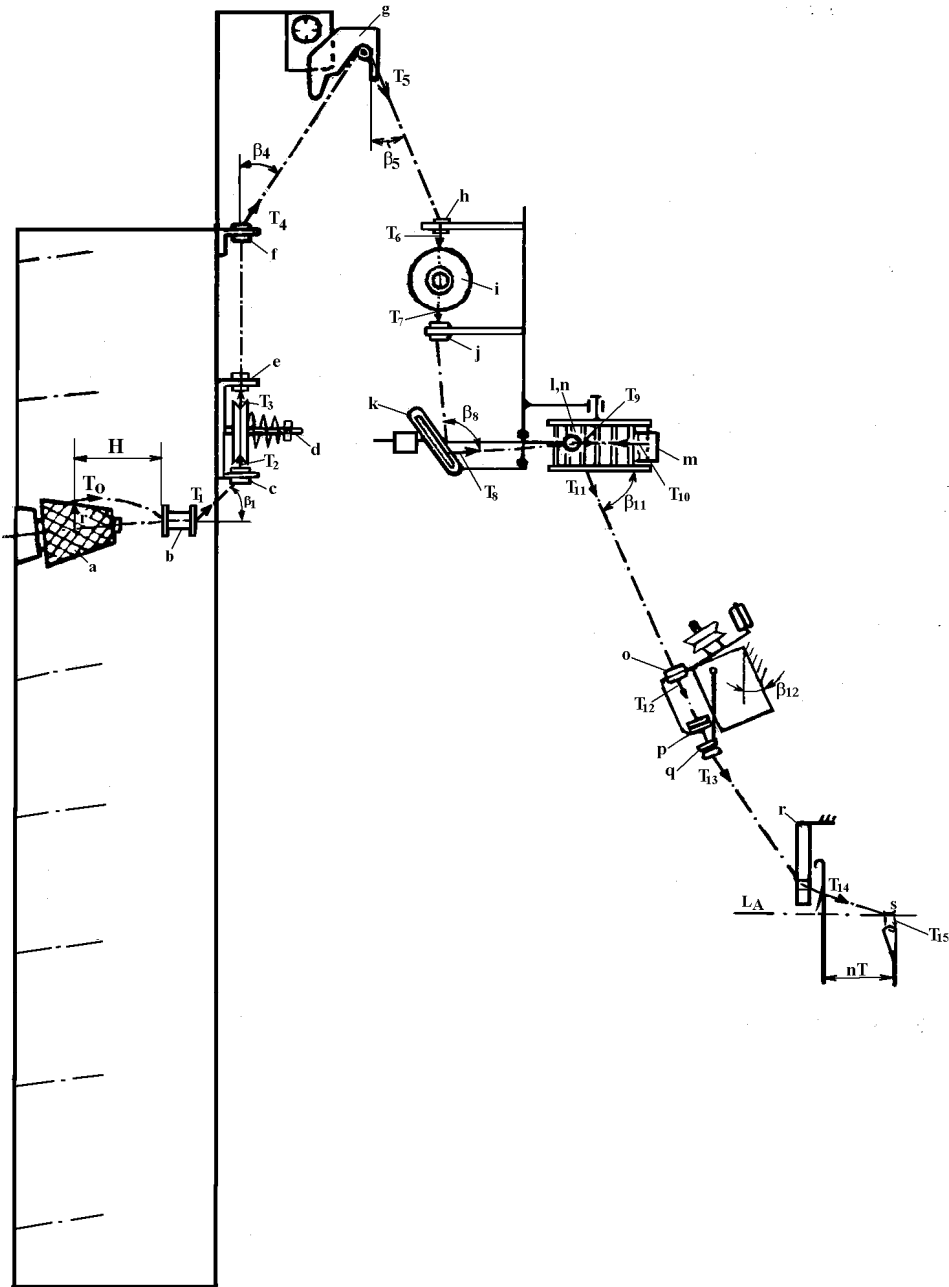


Fig. V.4.46. Schema tehnologică de alimentare la mașina Multisingle.

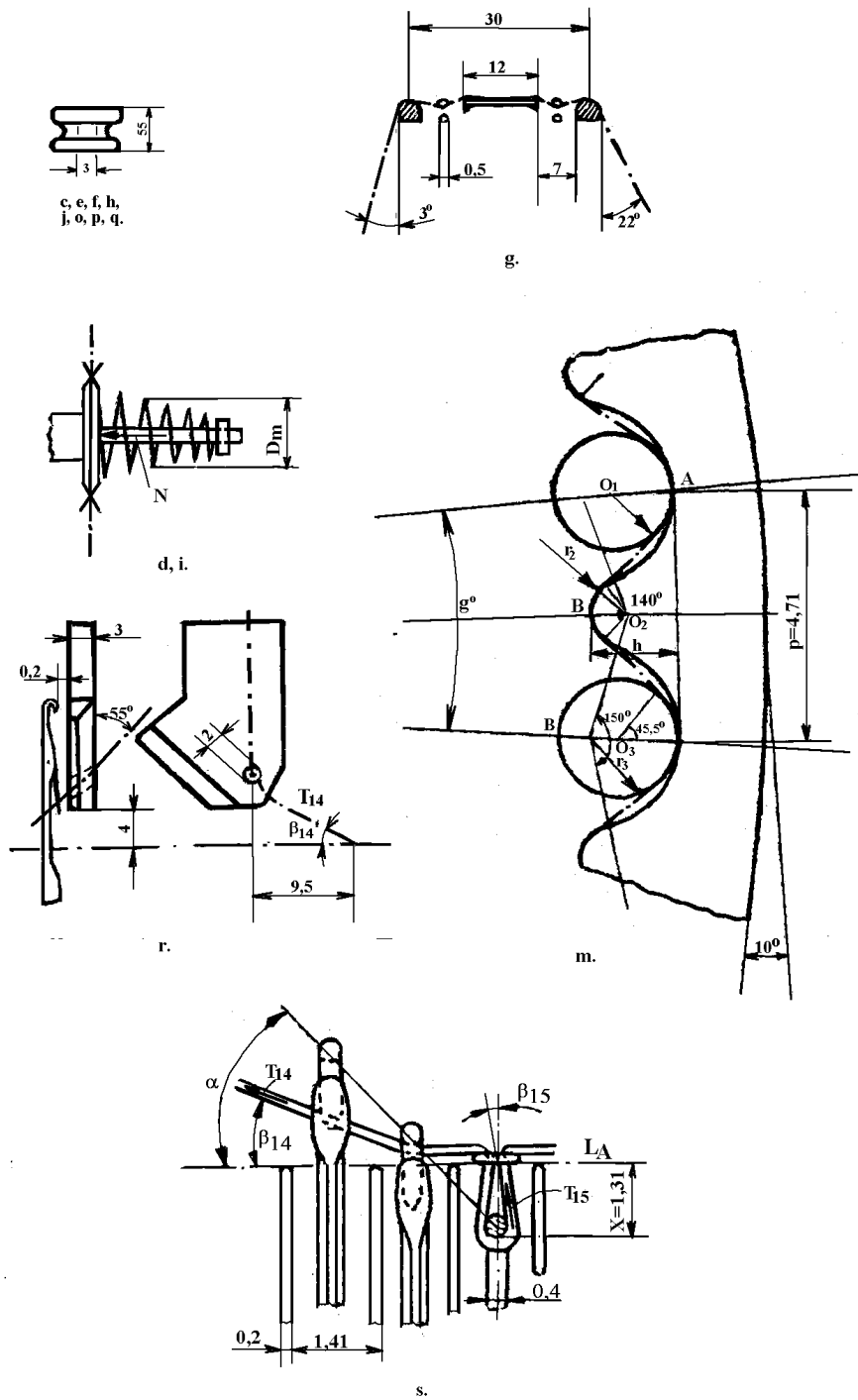


Fig. V.4.47. Calculul tensiunii în fir la alimentare.

e,f) Tensiunea în fir la trecerea prin organele de conducere e și f:

$$T_4 = T_3 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_4},$$

$$\alpha_4 = \beta_4 = 3^\circ \text{ și } T_4 = 1,66 \text{ cN.}$$

g) Tensiunea în fir la ieșirea din dispozitivul de oprire automată (fig.V.4.47,g):

$$T_5 = T_4 \cdot e^{\mu_2 \cdot \alpha_5}.$$

Pe baza elementelor geometrice rezultate din fig.V.4.47,g, rezultă:

$$\alpha_5 = 115^\circ \text{ și } T_5 = 2,334 \text{ cN.}$$

h) Tensiunea în fir la ieșirea din ochiul de conducere h:

$$T_6 = T_5 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_6},$$

$$\alpha_6 = \beta_5 = 22^\circ \text{ și } T_6 = 2,599 \text{ cN.}$$

i) Tensiunea în fir la ieșirea din dispozitivul de tensionare cu talere și arc i se determină similar celui din dispozitivul d:

$$T_7 = T_6 + 2 \cdot \mu_2 \cdot N_2,$$

$$N_2 = 7,55 \text{ cN pentru: } d = 0,45 \text{ mm, } f = 3,5 \text{ mm, } D_m = 12 \text{ mm, } n_s = 11 \text{ și } T_7 = 5,277 \text{ cN.}$$

k) Tensiunea în fir la ieșirea din ghidajul k:

$$T_8 = T_7 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_8},$$

$$\alpha_8 = 180 - \beta_8 = 100^\circ \text{ și } T_8 = 8,016 \text{ cN.}$$

l) Tensiunea în fir la ieșirea din ochiul de conducere l:

$$T_9 = T_8 \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_9},$$

$$\alpha_9 = 90 - \beta_8 = 10^\circ, T_9 = 8,016 \text{ cN.}$$

m) Tensiunea în fir la ieșirea din mecanismul de alimentare pozitivă m (fig.V.4.47,m):

$$T_{10} = \frac{T_9}{e^{\mu_3 \cdot \alpha_{10}}},$$

în care: μ_3 este coeficient de frecare fir-bandă ($\mu_3 = 0,35$);

α_{10} – unghiul de înfășurare a firului în mecanismul de alimentare pozitivă

$$(\alpha_{10} = 5,91 = 455^\circ),$$

$$T_{10} = 0,522 \text{ cN.}$$

n,o,p,q) Tensiunea la ieșirea din dispozitivul de compensare a tensiunii:

$$T_{11} = T_{10} \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_{11}}, T_{12} = T_{11} \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_{12}},$$

$$T_{13} = T_{12} \cdot e^{\mu_1 \cdot \alpha_{13}},$$

în care:

$$\alpha_{11} = 90 - \beta_8 + \beta_{11} = 10^\circ + 45^\circ = 55^\circ;$$

$$\alpha_{12} = \beta_{11} - \beta_{12} = 45^\circ - 40^\circ = 5^\circ;$$

T_{12} - tensiunea introdusă de compensator ($T_{12}=2$ cN),

$$\alpha_{13}=90-(\beta_{12}+\beta_{13})=33^\circ$$

$$T_{11}=0,6576 \text{ cN}, T_{12}=0,7002 \text{ cN}, T_{13}=2,296 \text{ cN}.$$

r) Tensiunea în fir la ieșirea din conducătorul de fir r (fig.V.4.47,r):

$$T_{14}=T_{13} \cdot e^{\mu^2 \cdot \alpha_{14}},$$

$$\alpha_{14}=90-\beta_{14}=90-23=67^\circ,$$

$$T_{14}=2,801 \text{ cN}.$$

s) Tensiunea în fir la transformarea firului în ochi s (fig.V.4.47 s):

$$T_{15}=T_{14} \cdot e^{\mu^2 \cdot \alpha_{15}},$$

$$\alpha_{15}=\beta_{14}+180+2\beta_{15}=23^\circ+180^\circ+20^\circ=223^\circ,$$

$$T_{15}=7,406 \text{ cN}.$$

t) Tensiunea dinamică T_d :

$$T_d=m \cdot a_{\max},$$

$$m=L \cdot Tex \cdot 10^{-6},$$

în care: L este lungimea firului de la bobină până la ac în faza buclării, $L=4,3$ m,
 $m=81,7 \cdot 10^{-6}$ kg,

$$a_{\max} = \frac{4}{T} \cdot \left(\frac{dX}{dt} \right)^2,$$

$$T = \frac{25,4}{K} = \frac{25,4}{18} = 1,41 \text{ mm},$$

$$\frac{dX}{dt} = v_p \cdot \int \operatorname{tg} \alpha,$$

$$v_p = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = 0,4785 \text{ m/s},$$

α – unghiul camei de buclare ($\alpha=50^\circ$),

$$\frac{dX}{dt} = 0,5703 \text{ m/s},$$

$$d_{\max} = \frac{4}{1,41 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,5703^2 = 9227 \text{ m/s}^2,$$

$$T_d=81,7 \cdot 10^{-6} \cdot 9227=7,538 \cdot 10^{-2} \text{ N}=7,538 \text{ cN}.$$

u) Tensiunea în fir la alimentare T_a :

$$T_a=T_{15}+T_d=12,407 \text{ cN}.$$

Considerând $p_e=0,15 p_{rf}$, pentru fir de bumbac de finețe 19 tex, $p_{rf}=190$ cN și $p_e=28,5$ cN, rezultă:

$$T_a < p_e.$$

Toate valorile calculate pentru tensiunea în fir în diferitele puncte ale traseului firului sunt centralizate în tabelul V.4.8.

Tabelul V.4.8

Calculul tensiunii în fir la alimentare

Tensiunea (cN)	μ	α		$\mu\alpha$	$e^{\mu\alpha}$	N (cN)
		0	rad			
$T_0=0,0584$						
$T_1=0,0614$	0,24	8	0,1395	0,0335	1,034	-
$T_2=0,0865$	0,24	82	1,43	0,343	1,409	-
$T_3=1,6397$	0,18	-	-	-	-	4,31
$T_4=1,66$	0,24	3	0,0523	0,0126	1,0126	-
$T_5=2,334$	0,17	115	2,006	0,341	1,406	-
$T_6=2,559$	0,24	22	0,384	0,0921	1,0965	-
$T_7=5,277$	0,18	-	-	-	-	7,55
$T_8=8,016$	0,24	100	1,744	0,418	1,519	-
$T_9=8,357$	0,24	10	0,1744	0,0418	1,0426	-
$T_{10}=0,522$	0,35	455	7,93	2,775	16	-
$T_{11}=0,6576$	0,24	55	0,959	0,23	1,259	-
$T_{12}=0,7002$	0,24	5	0,087	0,02088	1,021	-
$T_{12}'=2$	-	-	-	-	-	-
$T_{13}=2,296$	0,24	33	0,576	0,1392	1,148	-
$T_{14}=2,801$	0,17	67	1,169	0,1987	1,219	-
$T_{15}=7,406$	0,25	223	3,89	0,9725	2,644	-

V.4.4.3. Ecartamentul fonturilor

Ecartamentul fonturilor reprezintă distanța între fonturi la mașinile de tricatat cu două fonturi.

Acest parametru poate avea o valoare fixă sau poate fi reglabil în funcție de tipul mașinii și structura tricotului. Astfel, în cazul mașinilor rectilini cu două fonturi care produc tricaturi din bătătură, distanța între fonturi este fixă și egală cu pasul acului, pentru a permite realizarea tricotului tubular la care lungimea buclei de platină a ochiurilor realizate pe fonturi diferite să fie aproximativ egală cu a ochiurilor realizate pe acele aceleași fonturi. Deci: $E \approx T$.

În cazul mașinilor rectilini cu două fonturi care produc tricaturi din urzeală, distanța dintre fonturi, ca parametru reglabil, este folosită la obținerea unor structuri, ca de exemplu: pluș tăiat sau pluș buclat, înălțimea buclelor de pluș fiind direct determinată de distanța dintre fonturi.

În cazul mașinilor circulare cu cilindru și disc, distanța dintre fonturi este un parametru reglabil, folosit frecvent la reglarea generală a desimii. După reglarea pe sisteme

a adâncimii de buclare minime, care să asigure efectuarea aruncării în condițiile de distanță minimă între fonturi, următoarele trepte de desime pot fi obținute prin ridicarea succesivă a discului, deci prin mărirea distanței între fonturi (mărirea cotei b , fig. V.4.48).

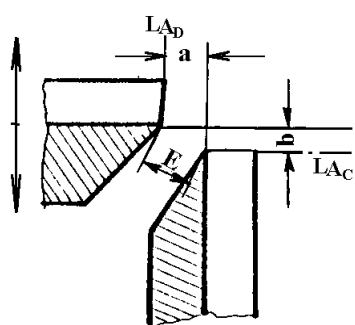


Fig.V.4.48. Ecartamentul fonturilor

Această metodă de reglare a desimii prezintă avantajul garantării egalității lungimilor ochiurilor formate la sisteme diferite, cu condiția efectuării unui reglaj inițial corect al tuturor camelor de buclare. Reglarea generală a desimii este o metodă mult mai rapidă și mai simplă în raport cu reglarea individuală. Distanța între fonturi poate fi măsurată direct sau prin componente a și b .

$$E = \sqrt{a^2 + b^2}$$

Lungimea ochiurilor rezultate în cazul tricotării pe două fonturi este direct proporțională cu distanța dintre fonturi.

V.4.4.4. Avansul la buclare la tricotarea de două fonturi

La mașinile de tricotat cu două fonturi, care produc tricoturi din bătătură, buclarea se poate produce simultan pe acele celor două fonturi sau în avans pe acele unei fonturi. Se

consideră că buclarea se execută simultan, atunci când între acele celor două fonturi care execută la un moment dat buclarea există o distanță de cel mult un pas de ac ($T/2$ la mașinile rectilinii cu două fonturi și T la mașinile circulare patent și T la mașinile rectilinii linc, la mașinile circulare cu doi cilindri și la mașinile circulare interloc).

Când distanța dintre acele care execută la un moment dat buclarea este mai mare de un pas de ac, se consideră că buclarea se efectuează în avans pe acele unei fonturi, avansul fiind exprimat în număr de pași de ac. Executarea în avans a ochiurilor pe acele unei fonturi și formarea prin cedare a ochiurilor pe acele celeilalte fonturi conduce la obținerea unor tricoturi mai uniforme. Această metodă de buclare în avans poate fi aplicată numai în cazul tricoturilor la care acele fonturii care

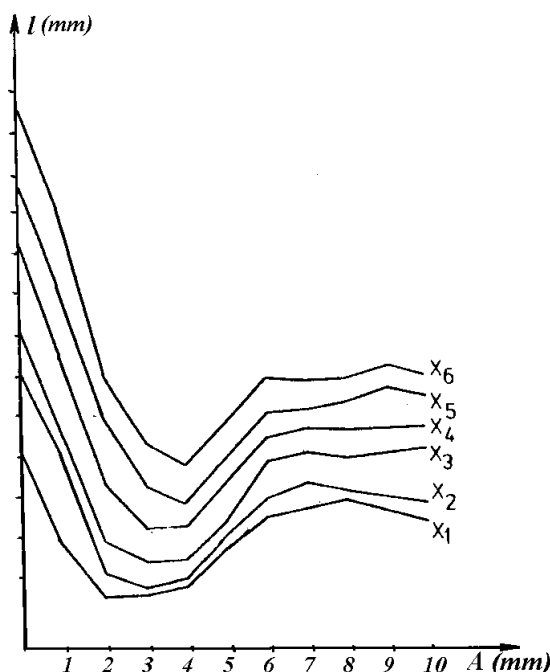


Fig.V.4.49. Influența avansului la buclare asupra lungimii ochiurilor.

realizează buclarea în avans lucrează toate sau într-un raport bine stabilit. În cazul în care această condiție nu poate fi îndeplinită (tricoturile jacard), buclarea se va executa simultan.

Reglarea avansului la buclare se realizează prin deplasarea ansamblului de came de acționare ale discului față de camele cilindrului, în cazul mașinilor cu cilindru și disc sau prin executarea buclării pe camele de egalizare, în cazul mașinilor rectilinii cu două fonturi.

Consumul de fir la formarea ochiurilor în avans este influențat de mărimea avansului, după cum rezultă din graficul prezentat în fig.V.4.49. Graficul este rezultatul cercetării influenței avansului asupra lungimii ochiurilor, în cazul unei mașini circulare de finețe 14E pentru diferite trepte ale adâncimii de buclare.

Se observă o scădere bruscă a consumului de fir prin creșterea avansului de la zero (buclare simultană) la $3-4T$, urmând apoi o creștere până la $6-7T$, după care valoarea consumului devine aproximativ constantă, însă la un nivel mult mai scăzut decât cel inițial. Această alură a diagramei se explică astfel: la buclarea simultană, firul este alimentat numai de la conducătorul de fir, cu o tensiune relativ scăzută, ceea ce determină formarea unor ochiuri de dimensiuni maxime. Prin creșterea avansului la valori

$3-4T$, ochiurile noi formate pe acele discului se vor realiza pe seama celor formate anterior pe acele cilindrului, alimentarea directă de la conducătorul de fir nemaifiind posibilă datorită creșterii forțelor de frecare. Creșterea lungimii ochiurilor la creșterea avansului la $5-7T$ se explică prin poziția acelor din disc în momentul formării ochiurilor pe acele cilindrului; și anume firul depus pe acele discului se va situa în zona articulației limbii, zonă în care secțiunea tijeii atinge cota maximă, determinând formarea unor bucle de dimensiuni mai mari decât în cazul avansului de $3-4T$ când firul era depus în zona cârligului acului la o cotă minimă.

Variația lungimii ochiurilor este condiționată și de profilul camelor de buclare a căror formă, după punctul buclării (în zona tragerii), are influență directă asupra lungimii finale a ochiurilor.

La buclarea în avans pe acele unei fonturi, forma ochiurilor pe cele două fețe ale tricotului este diferită. Astfel, ochiurile formate pe acele discului au lățimea mai mare decât cele formate pe acele cilindrului. Aceste deosebiri de aspect se atenuează sau dispar complet în urma relaxării tricotului, aspectul final al tricotului fiind uniform.

V.4.4.5. Adâncimea de buclare

Adâncimea de buclare reprezintă cursa platinelor de buclare printre ace, la executarea fazei buclării, în cazul tricotării cu buclare prealabilă și cursa acelor față de linia de aruncare, la formarea noilor ochiuri, prin tricotare cu buclare finală.

Adâncimea de buclare este parametrul de bază al procesului de tricotare deoarece determină, prin lungimea ochiului, desimea, aspectul și masa tricotului.

Metode de determinare a adâncimii de buclare. Pentru determinarea adâncimii de buclare pot fi folosite metode practice (de măsurare directă pe mașină a acestui parametru) și metode teoretice (de calcul în funcție de condițiile de execuție a fazei buclării).

Măsurarea directă a adâncimii de buclare este dificilă, deoarece accesul aparatelor de măsură în zona buclării nu este întotdeauna posibil (în special la mașini de mare finețe), iar precizia de măsurare nu este întotdeauna acceptabilă. La mașinile moderne, înzestrate cu dispozitive micrometrice mecanice sau electrice de reglare a camei de buclare, adâncimea

de buclare poate fi determinată cu precizie, prin citirea diviziunilor de pe scala micrometrului.

Pentru determinarea prin calcul a adâncimii de buclare se pot utiliza următoarele metode: metoda aproximativă, metoda lui Dalidovici, metoda lui Milcenko, metoda lui Garbaruk și metoda lui Simin.

a) **Metoda aproximativă.** Această metodă se poate aplica la calculul adâncimii de buclare la mașini cu o fontură sau cu două fonturi în ipotezele simplificatoare de neglijare a grosimii firului și a dispunerii sale sub formă de segmente de dreaptă în raport cu organele de formare a ochiurilor ale căror dimensiuni sunt, de asemenea, neglijate. Astfel:

- la mașini cu o fontură (fig.V.4.50,a):

$$X = 0,5\sqrt{l_0'^2 - T^2} \text{ [mm]}$$

unde: l_0' este lungimea ochiului în stare întinsă, în mm;

$$l_0' = l_0(1 + \eta_0)$$

unde: l_0 este lungimea firului în stare liberă, (mm)

η_0 - alungirea firului la buclare (%)

- la mașinile cu două fonturi (fig.V.4.50,b) se ține seama și de distanța E dintre cele două fonturi:

$$X = 0,5\sqrt{(l_0' - E)^2 - T^2} \text{ [mm]}$$

Rezultatele obținute prin această metodă sunt orientative.

b) **Metoda lui Dalidovici.** Această metodă se utilizează în cazul formării ochiurilor prin procedeul de tricotare cu buclare prealabilă. Se consideră poziția relativă a acelor și platinelor de buclare în faza buclării (fig.V.4.51). Ipotezele inițiale ale autorului sunt: se neglijează unghiul θ și se consideră $l_{23} \cong h$. Folosind notațiile din

figură, se obține:

$$X = \frac{l_0' - 0,57(a + p) - \pi \cdot f}{2}$$

în care: a este diametrul tijei acului în zona buclării;

p - grosimea platinei de buclare;

f - grosimea firului în stare întinsă.

c) **Metoda lui Milcenko.**

Această metodă se folosește pentru calculul adâncimii de buclare la

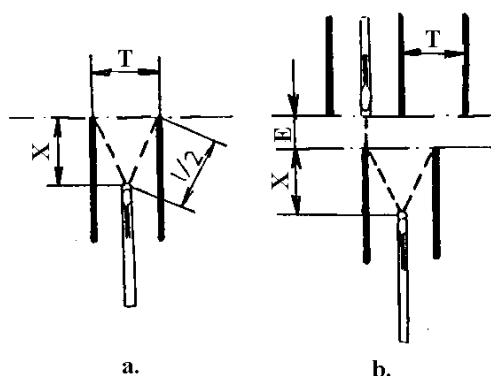


Fig.V.4.50. Metoda aproximativă

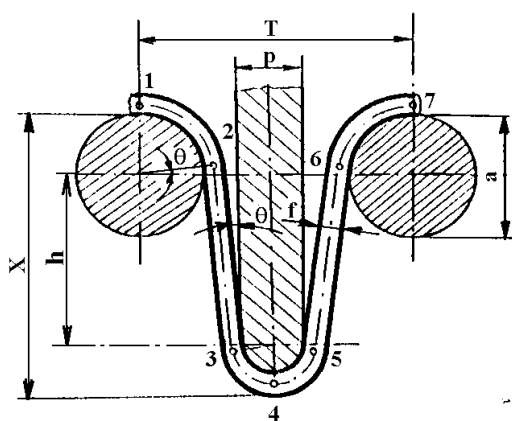


Fig.V.4.51. Metoda lui Dalidovici

mașini care formează ochiuri prin procedeul de tricotare cu buclare finală la tricotarea pe o singură fontură.

Se consideră firul încovoiat între platina (dintele) de aruncare și ac în faza buclării (fig.V.4.52):.

Conform figurii:

$$0,5l_0' = l_{12} + l_{23} + l_{34} + l_{45}$$

$$l_{12} = 0,5(p - r_1)$$

$$l_{23} = (r_1 + 0,5f)\varphi$$

$$l_{34} = x$$

$$l_{45} = (r_2 + 0,5f)\varphi$$

Înlocuind rezultă:

$$0,5l_0' = 0,5p - r_1 + (r_1 + r_2 + f) + x$$

Se explicitează b :

$$x = 0,5(l_0' - p) + r_1 - (r_1 + r_2 + f)\varphi$$

Se face proiecția buclei pe direcția liniei de aruncare:

$$0,5T = 0,5(p - r_1) + (r_1 + 0,5f)\sin\varphi + x \cos\varphi + (r_2 + 0,5f) \sin\varphi.$$

Se explicitează x și din această relație:

$$x = \frac{0,5(T - p) + r_1 - (r_1 + r_2 + f) \sin\varphi}{\cos\varphi}.$$

Din egalizarea celor două expresii ale lui x rezultă:

$$0,5(l_0' - p) \cos\varphi + r_1 \cos\varphi - (r_1 + r_2 + f) \varphi \cos\varphi = 0,5(T - p) + r_1 - (r_1 + r_2 + f)\sin\varphi.$$

Dacă se dezvoltă în serie funcțiile $\sin\varphi$ și $\cos\varphi$ rezultă:

$$\sin\varphi = \varphi - \frac{\varphi^3}{3!} + \frac{\varphi^5}{5!} - \frac{\varphi^7}{7!} + \dots$$

$$\cos\varphi = 1 - \frac{\varphi^2}{2!} + \frac{\varphi^4}{4!} - \frac{\varphi^6}{6!} + \dots$$

Autorul ia în considerație numai primii doi termeni ai dezvoltării în serie, neglijează pe r_1 , și notează $r = r_1 + r_2$ și obține o ecuație de gradul III în φ , de forma:

$$0,5 \cdot (l_0' - p) \left(1 - \frac{\varphi^2}{2}\right) - r \cdot \varphi \cdot \left(1 - \frac{\varphi^2}{2}\right) = 0,5 \cdot (T - p) - r \cdot \left(\varphi - \frac{\varphi^3}{6}\right).$$

Rezultă:

$$\varphi^3 - \frac{3}{4} \cdot \frac{l_0' - p}{r} \cdot \varphi^2 + \frac{3}{2} \cdot \frac{l_0' - T}{r} = 0$$

Se notează:

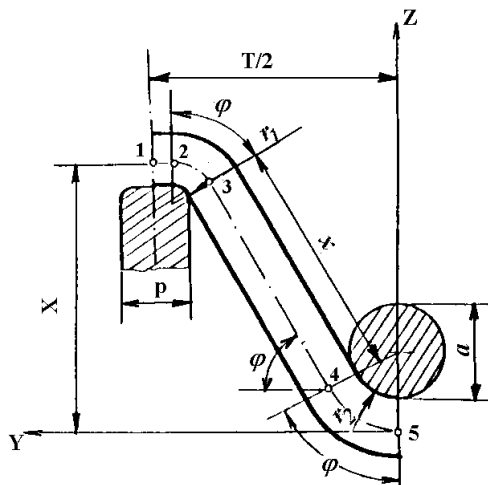


Fig.V.4.52. Metoda lui Milcenko.

$$m = \frac{3}{4} \cdot \frac{l_0' - p}{r}$$

și

$$n = \frac{3}{2} \cdot \frac{l_0' - T}{r}$$

și ecuația devine:

$$\varphi^3 - m \cdot \varphi^2 + n = 0$$

Rezolvarea acestei ecuații se face prin încercări, știind că în mod obișnuit φ variază în jurul valorii de 1,3 rad. Pentru verificarea soluției este convenabil să se considere ecuația sub forma:

$$\varphi + \frac{n}{\varphi^2} = m$$

Expresiile coeficienților m și n depind de forma secțiunii organelor de formare a ochiurilor: ace, platine, dinți de aruncare.

În tabelul V.4.9, sunt indicate aceste expresii pentru variantele de forme ale organelor producătoare de ochiuri.

Tabelul V.4.9

Relații de calcul ale coeficienților m și n

m	$\frac{3(l' - p - a)}{4r}$	$\frac{3(l' - p)}{4r}$	$\frac{3l'}{4r}$
n	$\frac{3(l' - T)}{2r}$		
r	$r_1 = r_2 = f/2$	$r_1 = f/2$	$r_1 = p/2 + f/2$
		$r_2 = a/2 + f/2$	$r_2 = a/2 + f/2$

Din proiecția buclei pe direcția verticală se obține ecuația pentru adâncimea de buclare X :

$$X = (r_1 + 0,5f)(1 - \cos\varphi) + x \cdot \sin\varphi + (r_2 + 0,5f)(1 - \cos\varphi).$$

Rezultă:

$$X = r \cdot (1 - \cos\varphi) + x \cdot \sin\varphi - f.$$

În această ecuație, φ este soluția ecuației de grad III, iar

$$x = 0,5(l_0' - p) - r \cdot \varphi$$

e) **Metoda lui Simin.** Metoda lui Simin se utilizează în calculul adâncimii de buclare la mașini cu două fonturi, pentru două cazuri: al buclării fără cedare (simultan pe acele celor două fonturi) și al buclării cu cedare (în avans pe acele unei fonturi).

În cazul *buclării fără cedare*, două ace alăturate aparținând celor două fonturi, efectuează simultan buclarea, cu aport de fir numai de la conducătorul de fir.

Conform notațiilor din fig.V.4.53, rezultă:

$$l_0' = l_{12} + l_{23} + l_{34} + l_{45}$$

unde:

$$l_{12} = l_{34} = \sqrt{(X_C - x)^2 + r^2};$$

$$l_{23} = \pi(r + 0,5f),$$

în care:

$X_C = X_D$ – adâncimea de buclare la cele două fonturi;

r – raza capului acului;

$$l_{45} = \sqrt{(0,5T - f)^2 + E^2}$$

în care:

E – distanța între fonturi.

Înlocuind în relația inițială se obține:

$$l_0 \textcircled{c} = \pi(r + 0,5f) + 2\sqrt{(X_C - r)^2 + r^2 + (0,5T - f)^2 + E^2}$$

Dezvoltând și ordonând în raport cu necunoscuta X_C se obține o ecuație de gradul II, din care se obține valoarea adâncimii de buclare $X_C = X_D$.

În cazul *buclării cu cedare*, în care buclarea se realizează la avans pe acele unei fonturi, adâncimea de buclare are valori diferite în cele două etape ale buclării și anume, conform notațiilor din fig.V.4.54.

– pentru prima etapă a buclării

$$2l_0 \textcircled{c} = l_{12} + l_{23} + l_{34} + l_{45} + l_{56} + l_{67},$$

unde

$$l_{12} = l_{34} = \sqrt{(X_{C1} - r)^2 + r^2},$$

$$l_{23} = l_{56} = \pi(r + 0,5f),$$

$$l_{45} = l_{67} = \sqrt{(0,5T - r - f)^2 + E^2};$$

– pentru a doua etapă a buclării:

$$l_0 \textcircled{c} = l_{78} + l_{89} + l_{9-10} + l_{10-11},$$

unde

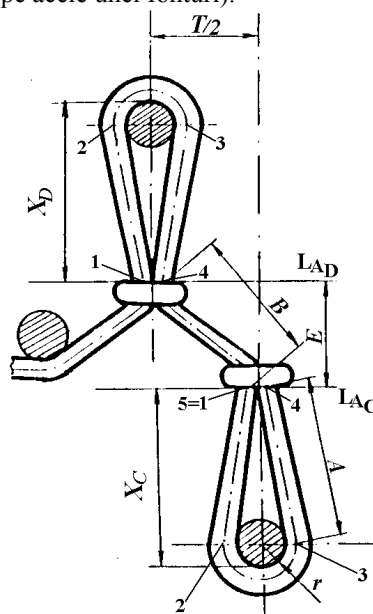


Fig.V.4.53. Metoda lui Simin (fără cedare).

$$l_{\overline{78}} = l_{\overline{9-10}} = \sqrt{(X_C - r)^2 + r^2},$$

$$l_{\overline{89}} = \pi(r + 0,5f),$$

$$l_{\overline{10-11}} = \sqrt{(0,5T - f)^2 + r^2}.$$

Prin înlocuire se obține:

$$l_0 \textcircled{c} = \pi(r + 0,5f) + 2\sqrt{(X_C - r)^2 + r^2} + \sqrt{(0,5T - f)^2 + r^2} + E^2,$$

care, prin rezolvare, dă valoarea $X_C = X_D$.

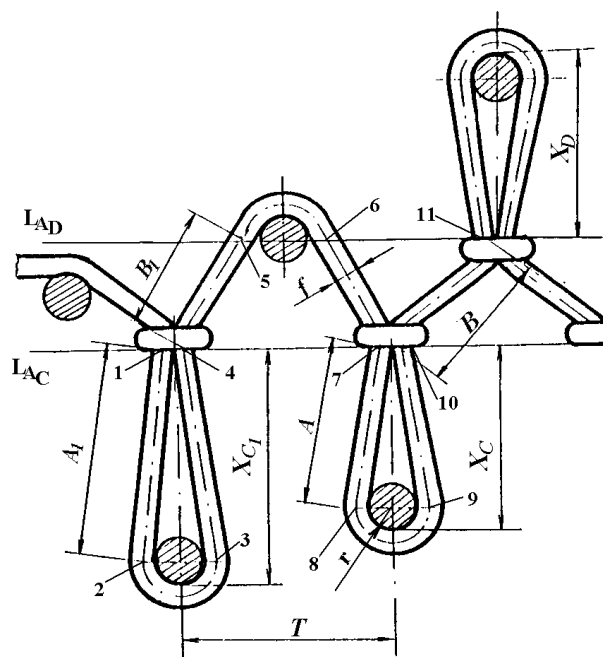


Fig.V.4.54. Metoda lui Simin (cu cedare).

Se poate calcula $\Delta X = X_{C1} - X_C$, reprezentând diferența de adâncime de buclare între cele două etape ale buclării.

Pentru exemplificare se prezintă modul de calcul al adâncimii de buclare pentru două structuri realizate pe o mașină rectilinie automată R_{50} .

Date inițiale:

R_{50} – este o mașină rectilinie de tricotate cu două fonturi la care ochiurile se formează prin tricotare cu buclare finală.

Caracteristicile tehnice ale mașinii pe care au fost realizate mostrele de tricotate sunt:

$$K=8E, \quad L_f=183 \text{ mm}, \quad n=11 \div 22 \text{ depl/min}$$

- organele de formare a ochiurilor care intervin în faza buclării:
- ace;
- dinți de aruncare;
- natura și finețea materiei prime: fire PAN 2x28x2 tex;
- structura tricotelui: glat, patent 1:1.

Se stabilesc:

- metoda de calcul al adâncimii de buclare
- pentru tricot glat, metoda aproximativă, metoda lui Milcenko;
- pentru tricotul patent 1:1 metoda aproximativă și metoda lui Simin (cazul buclare simultană pe acele ambelor fonturi);
- diametrul firului în stare întinsă, $c_1=1,15$, $f=0,385$ mm;
- lungimea firului din ochi în stare liberă prin deșirare a 10 ochiuri dintr-un rând și pretensionarea firului cu o forță de 20 cN

$$l_{0 \text{ glat}}=9,1 \text{ mm};$$

$$l_{0 \text{ patent}}=9,66 \text{ mm};$$

- lungimea firului în stare întinsă, cu $\eta_0=0,07$:

$$l_{0' \text{ glat}}=9,737 \text{ mm};$$

$$l_{0' \text{ patent}}=10,34 \text{ mm}.$$

- dimensiunile organelor de formare a ochiurilor, determinate prin măsurare directă cu micrometrul

$$a=0,66 \text{ mm}; p=1 \text{ mm};$$

- pasul acului:

$$T = \frac{25,4}{8} = 3,2 \text{ mm};$$

- distanța între fonturi:

$$E=T=3,2 \text{ mm}.$$

Calculul adâncimii de buclare pentru tricotul glat

- a) Metoda aproximativă:

$$X = 0,5\sqrt{l_0^2 - T^2} = 0,5\sqrt{9,737^2 - 3,2^2} = 4,598 \text{ mm}.$$

- b) Metoda lui Milcenko:

$$X=r \cdot (1-\cos\varphi) + x \cdot \sin\varphi - 1$$

$$x=0,5(l'-p)-r \cdot \varphi$$

$$\varphi^3 - m \cdot \varphi^2 + m = 0.$$

Cazul II :

$$m = \frac{3}{4} \cdot \frac{l_0' - p}{r},$$

$$n = \frac{3}{2} \cdot \frac{l_0' - T}{r},$$

$$r = r_1 + r_2,$$

$$r_1 = 0,$$

$$r_2 = \frac{a}{2} = 0,33 \text{ mm},$$

$$r = 0,33 \text{ mm},$$

$$m = \frac{3}{4} \cdot \frac{9,737 - 1}{0,33} = 19,856,$$

$$n = \frac{3}{2} \cdot \frac{9,737 - 3,2}{0,33} = 29,7,$$

$$\varphi + \frac{29,7}{\varphi^2} = 19,856.$$

Prin încercări rezultă:

$$\varphi = 1,28 \text{ sau } \varphi = 73,37^\circ,$$

$$x = 0,5(9,737 - 1) - 0,33 \cdot 1,32 = 3,946 \text{ mm},$$

$$X = 0,33(1 - 0,28123) + 3,946 \cdot 0,9644 = 4,042 \text{ mm}.$$

V.4.4.6. Viteza de tricotare

Viteza de tricotare poate fi considerată atât caracteristică tehnică a mașinilor de tricotate cât și parametru tehnologic. Ca parametru tehnologic, viteza de tricotare se reglează în limite stabilite, în funcție de structura tricotelui, natura, finețea și calitatea materiei prime, gradul de uzură a utilajului precum și în corelație cu ceilalți parametri tehnologici.

În cazul mașinilor rectilinii de tricotate viteza de tricotare se poate exprima ca număr de deplasări ale saniei port-came, n [depl/min] sau ca viteză liniară a saniei port-came, v [m/s], între ele stabilindu-se relația:

$$V = \frac{L_f \cdot n}{60} \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}$$

în care: L_f este lățimea fonturii, mm.

Mașinile moderne au cursa variabilă a saniei port-came în concordanță cu lățimea de tricotare.

La mașinile circulare de tricotate, viteza de tricotare reprezintă turația fonturilor, n [rot/min], respectiv viteza periferică v [m/s], cu relația de legătură:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \cdot 10^{-3} \text{ [m/s]}$$

în care: D este diametrul fonturilor, mm.

În cazul mașinilor de tricotate din urzeală, viteza de tricotare exprimă numărul de rotații ale arborelui principal, n [rot/min].

V.4.4.7. Lungimea de consum a firului

Lungimea de consum reprezintă lungimea de fir consumată de organele de formare a ochiurilor la un sistem, la o rotație a fonturilor sau la o deplasare a saniei port-came, la un raport de desen sau de legătură.

Relațiile generale de calcul a lungimilor de consum pentru diferite grupe de mașini de tricotat sunt:

– la mașinile rectilinii de tricotat

$$L_{ci}[\text{mm/1 deplasare}] = \frac{Na}{b + Na_{tr}} \cdot L_{ci/R,rand,s},$$

în care: Na_1 este numărul de ace în lucru în una din fonturi;

b – lățimea raportului de legătură sau de desen exprimată prin numărul de șiruri de ace pe o singură parte;

Na_{tr} – numărul de ace trase pe raportul de legătură sau de desen de pe aceeași parte pe care s-a determinat lățimea raportului, b ;

$L_{ci/R,rand,s}$ – lungimea de fir consumată pentru tricotarea unei lățimi de raport r , în rândul i , la sistemul s ;

– la mașinile circulare de tricotat:

$$L_{ci}[\text{mm/1 rot}] = \frac{Na}{b + Na_{tr}} \cdot L_{ci/R,rand},$$

în care: Na este numărul total de ace în una din fonturi.

Proiectarea tricoturilor, cu stabilirea parametrilor de structură, precede operația de tricotare. Astfel, necesitatea producerii unor tricoturi cu parametri de structură prestabiliți, cu protejarea materiei prime în procesul de tricotare, impune la efectuarea reglajelor tehnologice cunoașterea influenței fiecărui parametru tehnologic și stăpânirea corelațiilor între toți parametrii tehnologici și structura tricotului. În ultimă instanță parametrii tehnologici ai operației de tricotare, în afara influențelor calitative, au implicații directe asupra consumului de materie primă exprimat prin lungimea de consum L_c . Aceasta reprezintă pe de o parte un parametru de calcul a lungimii ochiurilor, l_0 , de diferite tipuri, iar pe de altă parte un important parametru de control al reglajelor tehnologice la mașinile cu multe sisteme.

Lungimea de consum servește:

– la calculul lungimii ochiurilor de diferite tipuri, pe baza particularizării relației generale de calcul a lungimii de consum pentru diferite structuri:

$$l_g [\text{mm}] = (L_{cg}/Na) \cdot 10^{-3}, \text{ pentru legătură glat};$$

$$l_p [\text{mm}] = (L_{cp}/2Na) \cdot 10^{-3} \text{ pentru legătură patent};$$

$$l_i [\text{mm}] = (L_{ci}/4Na) \cdot 10^{-3} \text{ pentru legătură interlock};$$

– la reglarea camelor de buclare având la bază lungimea firului dintr-un ochi obținută prin calcul sau determinări practice;

– la determinarea respectiv instalarea vitezei de alimentare ce se poate calcula cu relația:

$$V_a [\text{m/min}] = L_{ci} [\text{mm/1 rotație}] \cdot n \cdot 10^{-3};$$

– la reproducerea unor tricoturi, de masă cunoscută, fără a mai realiza calculul de reproiectare:

$$M[\text{g/m}^2] = \frac{L_{ci}[\text{mm}/R, \text{rând}, S]}{s_R[\text{mm}^2]} \cdot Tex;$$

– la calculul producției teoretice pe sistemul de tricotare:

$$P_t [\text{kg/T}]/\text{sistem} = v_a \cdot T \cdot Tex \cdot 10^{-6};$$

– la controlul și reglarea identică a sistemelor de tricotare;

– la determinarea necesarului de materie primă.

Complexitatea deosebită a structurilor ce se realizează pe mașinile de tricotate impune un grad de precizie ridicat în execuție precum și în reglarea mecanismului de formare a ochiurilor, corelat cu stabilitatea în funcționare. Utilizarea lungimii de consum simplifică în bună măsură reglarea și controlul parametrilor procesului de tricotare.

Utilizarea practică a lungimii de consum, ca parametru complex de calcul și control, presupune pe de o parte o detaliere a procesului de tricotare pe tipuri și elemente de ochiuri iar, pe de altă parte, o viziune de ansamblu asupra întregului raport de legătură și de desen.

V.4.4.8. Viteza și tensiunea de tragere a tricotului

Viteza de tragere a tricotului reprezintă lungimea de tricot în stare întinsă, deplasată din zona de formare a ochiurilor în unitate de timp, sub acțiunea mecanismului de tragere.

Tensiunea de tragere a tricotului reprezintă forța existentă în fiecare șir de ochiuri în timpul tragerii.

Clasificarea mecanismelor de tragere. Tragerea, ca fază de formare a ochiurilor încheie ciclul de tricotare și constă în aplicarea forțelor de tragere asupra ochiului nou format, în vederea orientării sale pe direcția tricotului, pentru a permite reînceperea tricotării într-un nou ciclu.

Forțele de tragere necesare pot fi aplicate: concentrat – prin intermediul platinelor cu rol de închidere sau a mecanismelor de tragere cu baghete; *general* – prin diferite tipuri de mecanisme de tragere generală a tricotului sau combinat.

La mecanismele de tragere generală, forțele de tragere pot fi aplicate asupra tricotului:

– simultan – ca în cazul mecanismelor:

- a) cu greutatea și acțiune continuă;
- b) cu cilindri de tragere cu acțiune continuă sau intermitentă;
- c) cu tragere pneumatică;

– succesiv – ca în cazul mecanismelor:

- a) cu cilindri secționati;
- b) cu perii cu garnituri de cardă.

Tragerea concentrată este deosebit de eficientă, deoarece platinele sau mecanismele de tragere cu baghete aplică forțele de tragere direct asupra ochiurilor din ultimul rând, orientându-le pe direcția cerută. În acest caz, ochiurile din restul produsului nu sunt solicitate, fiind posibilă începerea relaxării tricotului chiar în timpul realizării sale.

Utilizarea acestui sistem de tragere este recomandat, în special, la producerea tricoturilor cu conturate plană sau spațială.

În cazul tragerii generale, forțele de tragere sunt egal distribuite pe întregul tricot și se propagă în lungul șirurilor de ochiuri până la ochiurile din ultimul rând.

Tragerea generală se utilizează, în special, la realizarea tricoturilor plane sau tubulare metraj și numai uneori la producerea tricoturilor în bucată.

Tragerea combinată reprezintă o îmbinare a avantajelor celor două sisteme de tragere, pentru a avea condiții cât mai bune de realizare a tragerii la tricotarea unor produse complexe cum ar fi: ciorapii, panourile sau detaliile semiconturate sau conturate pe mașini rectilinii automate. În acest caz, forțele de tragere aplicate general asupra tricotului vor putea fi reduse la minim.

După tragere, tricotul poate fi înfășurat sub tensiune redusă pe un sul colector sau poate fi depus liber în recipientul colector al mașinii.

Determinarea vitezei și tensiunii de tragere la diferite tipuri de mecanisme de tragere

a) **Dispozitiv de tragere cu greutateți.** Acest tip de dispozitiv se utilizează la începerea manuală a tricotului la mașini rectilinii cu două fonturi și este constituit dintr-un pieptene de început, 1 (fig.V.4.55), de care se suspendă greutatețile 2, ce exercită forțe de tragere asupra tricotului.

Viteza de tragere în acest caz este identică cu viteza de debitare a tricotului în stare întinsă și poate fi calculată cu relația:

$$V_t = V_d = n \cdot \frac{S}{z} \cdot B_i \cdot 10^{-3} [\text{m/min}]$$

în care: n este viteza de tricotare (deplasări/min);

S – numărul de sisteme;

z – numărul de sisteme necesar tricotării unui rând

B_i – înălțimea ochiului în stare întinsă (mm).

Determinarea înălțimii ochiului în stare întinsă poate fi realizată prin măsurători directe pe tricot sau prin calcul, adoptându-se ipoteze adecvate de dispunere și de migrare, a firului dintr-un element în altul al ochiului în tricotul supus la întindere în lungime.

Pentru calculul tensiunii de tragere se presupune că greutatea dispozitivului se repartizează uniform tuturor șirurilor de ochiuri și atunci:

$$T_{t,med} = \frac{G_t}{N_{al}} [\text{cN/șir}],$$

în care: G_t – greutatea pieptenului de început și a greutateților adăugate (cN);

N_{al} – numărul de ace în lucru, egal cu numărul de șiruri de ochiuri care preiau efortul.

În realitate, distribuția forțelor de tragere pe lățimea tricotului nu este uniformă, tensiunile în șirurile de margine fiind mai mari, datorită tendinței de contracție transversală a tricotului după ieșirea din zona de tricotare.

Tensiunea mai mare în aceste șiruri favorizează formarea unor ochiuri de margine de dimensiuni mai mari. Pentru a împiedica deformarea ochiurilor de margine, se pot folosi

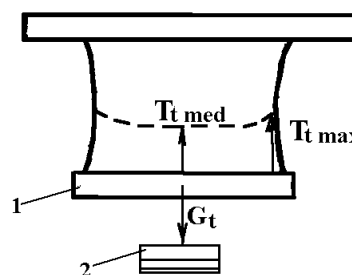


Fig. V.4.55. Tragerea cu greutateți

dispozitive de întindere în lățime a tricotelui care trebuie amplasate cât mai aproape de fontură.

Dezavantajele acestui sistem de tragere sunt: creșterea tensiunii de tragere pe măsura tricotării, prin adăugarea la greutatea dispozitivului și a greutății proprii a tricotelui și necesitatea supravegherii permanente pentru a evita scoaterea din lucru a dispozitivului prin ajungerea greutății la podea. Utilizarea acestui sistem de tragere este limitată de mașinile rectilinii mecanizate la care zona de servire este de o mașină, la mașinile automate folosindu-se tragerea cu greutate numai pentru producerea unei lungimi de tricot care poate fi introdusă în mecanismul de tragere cu cilindri secționati.

b) **Mecanisme de tragere cu cilindri.** Mecanismul de tragere cu cilindri se întâlnește la mașinile circulare cu diametru mare, la mașinile de tricotat ciorapi și la mașini de tricotat din urzeală.

Tragerea tricotelui plan sau tubular este realizată prin trecerea sa printre doi sau mai mulți cilindri de tragere dispuși în diferite moduri (fig.V.4.56).

Cilindrii se pot roti continuu sau intermitent, permițând realizarea unei viteze de tragere (viteza periferică a cilindrilor) adaptată structurii și parametrilor de structură ai tricotelui.

Pentru a evita tensionarea excesivă a tricotelui se recomandă ca viteza de tragere să fie mai mică decât viteza de debitare a tricotelui în stare întinsă, pentru a nu influența desimea tricotelui. Astfel:

$$v_t = \pi \cdot d \cdot n_1 \cdot 10^{-3} < n \cdot \frac{S}{z} \cdot B_i \cdot 10^{-3} \text{ (mm)},$$

în care: d este diametrul cilindrului de tragere (mm);

n_1 – turația cilindrilor de tragere (rot/min).

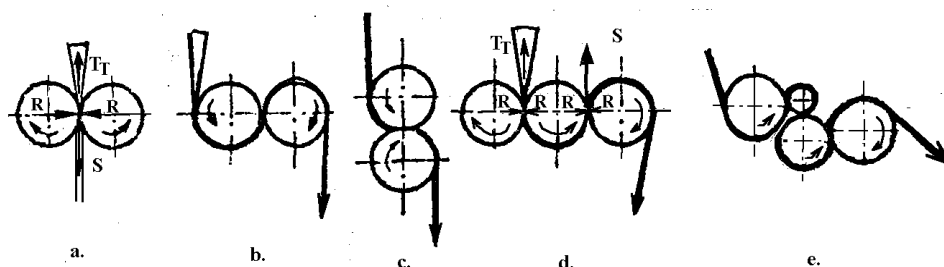


Fig. V.4.56. Tragerea tricotelui cu cilindri.

Turația cilindrilor de tragere depinde de construcția mecanismului de tragere și poate fi reglată pentru a se adapta la necesități ($v_t \cong 0,8 v_d$).

Tensiunea de tragere se repartizează uniform pe toate șirurile (fig.V.4.57,a) în cazul tricotelurilor plane și are o repartiție neuniformă pe circumferința tricotelui, la tricotelurile tubulare, datorită trecerii tricotelui din formă cilindrică, în zona fonturii, în zonă plană, între cilindrii de tragere (fig.V.4.57,b,c).

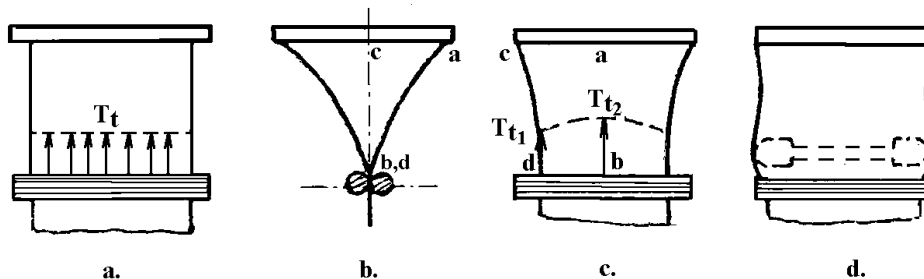


Fig. V.4.57. Repartizarea tensiunii de tragere pe lățimea tricotului.

Deoarece:

$$ab > cd \rightarrow T_2 > T_1.$$

Pentru a micșora diferența între cele două valori, înaintea cilindrilor de tragere, tricotul este trecut peste o ramă de întindere, care produce creșterea lungimii segmentelor cd și deci uniformizarea tensiunii (fig.V.4.57,d).

La mașinile cu două fonturi, forța de tragere se poate repartiza egal (exemplu: mașini de tricatat din urzeală) sau neegal ochiurilor realizate pe cele două fonturi (exemplu: mașini circulare cu cilindru și disc). În acest caz din urmă, datorită orientării tricotului, se produce o tensionare suplimentară a ochiurilor realizate pe acele discuri. Pentru a corecta această situație, se poate monta un inel care să modifice direcția forței de tragere în vederea egalizării celor două componente.

Calculul concret al vitezei și tensiunii de tragere se poate realiza în condițiile cunoașterii construcției de ansamblu a mecanismului de tragere.

În fig.V.4.58 sunt prezentate două variante de mecanisme de tragere cu cilindri cu acțiune continuă de la mașini circulare.

În fig.V.4.58,a) este prezentată schema cinematică a unui mecanism de tragere și înfășurare de la o mașină circulară cu diametru mare (Multisingle-Textima). Ansamblul mecanismului de tragere primește mișcarea de rotație cu turația n identică cu a fonturii. Mecanismul de tragere este format din perechea de cilindri de tragere: motor, M , și condus, C , dispuși în plan orizontal.

După tragere, tricotul se înfășoară pe un cilindru colector.

În timpul mișcării de rotație a ansamblului, roata dințată conică 1, antrenează roata 2, de la care mișcarea de rotație se transmite prin intermediul roților de curea 3, 4 a roților dințate cilindrice 5, 6 și a roților de lanț 7 și 8 la cilindrul de tragere motor și apoi la cel condus (dispuși în plan orizontal). De la arborele cilindrului motor, prin transmisia cu lanț 9, 10, se transmite mișcarea de rotație cilindrului 11, care antrenează prin fricțiune (cu viteză periferică constantă) sulul de tricot 12. Pe măsura creșterii diametrului sulului 12, acesta se ridică în ghidajele verticale 13. Rezultă:

$$v_t = \pi \cdot d \cdot n_1 \cdot 10^{-3} \text{ (m/min),}$$

$$n_1 = n \cdot \frac{Z_1}{z_2} \cdot \frac{d_3}{d_4} \cdot \frac{Z_5}{z_6} \cdot \frac{Z_7}{z_8} \text{ (rot/min).}$$

Reglarea vitezei de tragere se face prin înlocuirea roții z_b care este roată de schimb.

Pentru ca tragerea tricotului să se realizeze corect, trebuie ca tricotul să nu alunece printre cilindrii de tragere (fig.V.4.56,a) deci, forța S cu care cilindrii acționează asupra tricotului să fie mai mare decât tensiunea din întregul tricot T_t (cN)

$$S > T_t$$

sau

$$S = \eta \cdot T_t$$

în care: η este coeficientul de apăsare a cilindrilor de tragere asupra tricotului.

Valoarea maximă a coeficientului η se stabilește în condiții de protejare a tricotului împotriva deteriorării prin presare sau agățare ($\eta_{\max} = 1,25$).

Forța S este rezultanta apăsării celor doi cilindri cu o forță R . Rezultă:

$$S = 2\mu R,$$

unde: μ este coeficientul de frecare între cilindri și tricot: ($\mu \sim 0,5$) – pentru cilindrii metalici și ($\mu \sim 0,8$) – pentru cilindrii îmbrăcați în bandă de cauciuc sau material de tricot.

Deci:

$$T_t = \frac{T_T}{N_{al}} \text{ (cN/șir)}$$

și

$$T_T = \frac{S}{\eta} = \frac{2\mu R}{\eta} \text{ (cN)}.$$

Pentru antrenarea sigură a tricotului de către cilindrii de tragere, suprafața lor prezintă caneluri sau striațiuni care să limiteze tendința de alunecare a tricotului.

În fig.V.4.58,b este prezentată schema cinematică a unui mecanism de tragere cu cilindri cu acțiune continuă de la o mașină de tricatat circulară a firmei Terrot.

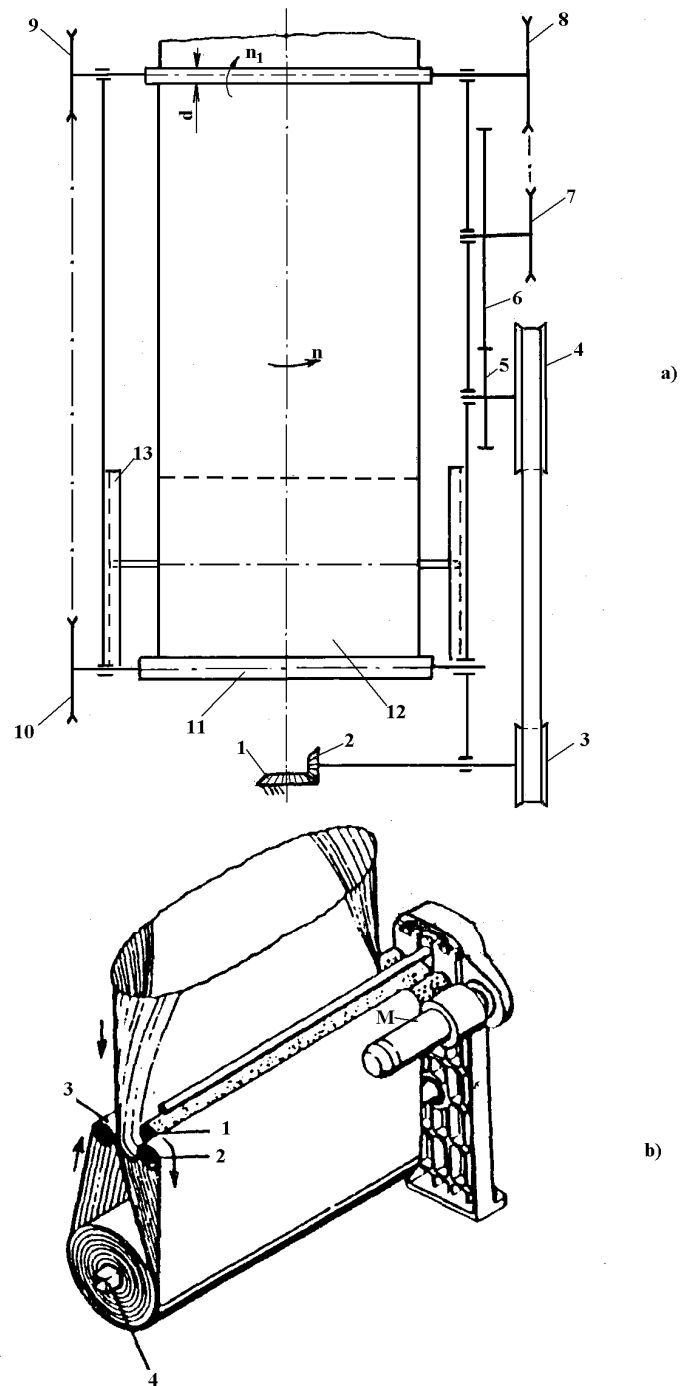


Fig. V.4.58. Variante de mecanisme de tragere cu cilindri cu acțiune continuă.

Cilindrii de tragere 1, 2 și 3 sunt antrenați în mișcare de rotație prin intermediul unei transmisii cu roți dințate care primește mișcarea de la motorul electric *M*. Tricotul, după trecerea peste cilindrul de tragere 2, este condus peste sulul de tricot, peste cilindrul 3, după care este înfășurat pe sulul de înfășurare 4, care este antrenat în mișcarea de rotație prin frecare cu tricotul.

Viteza de tragere se reglează prin modificarea turației cilindrilor de tragere.

În fig.V.4.59 este prezentată schema cinematică a unui mecanism de tragere cu cilindri cu acțiune continuă de la o mașină de tricotat din urzeală.

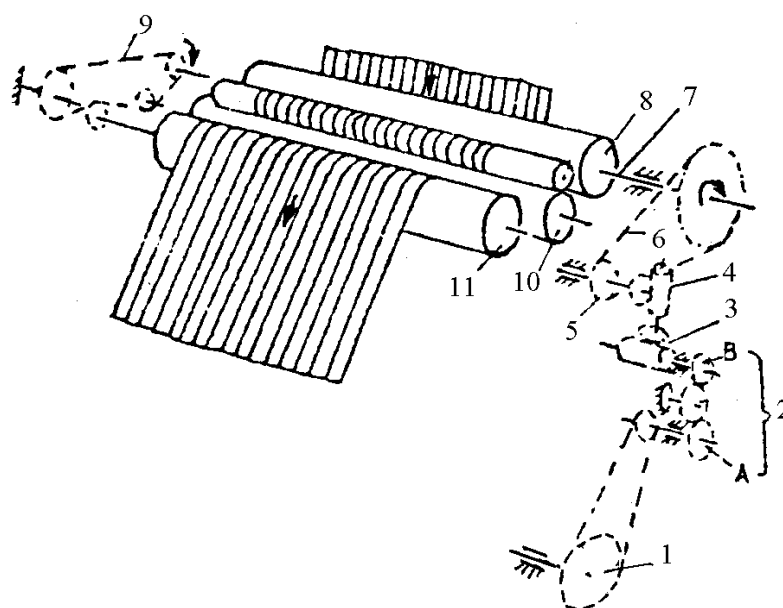


Fig. V.4.59. Mecanism de tragere a tricotului la mașini de tricotat din urzeală

Mișcarea de rotație se transmite de la arborele principal 1, prin transmisia cu roți dințate 2, care cuprinde roțile de schimb *A* și *B*, prin transmisia cu roți conice 3, transmisia melcată 4 la roata cu lanț 5, care prin lanțul 6, antrenează pe de o parte arborele 7, pe care este fixat cilindrul de tragere motor 8, de la care primesc mișcarea prin transmisia cu lanț 9, cilindrii conduși 10 și 11, iar pe de altă parte transmite mișcarea la sulul de înfășurare a tricotului.

Acționarea cu intermitență a cilindrilor de tragere se realizează prin cuplaje sau roți de clichet.

La mașinile cu număr mare de sisteme, pentru mărirea frecvenței acționării pârghiilor cu role, se folosește o camă spațială formată dintr-o succesiune de planuri înclinate. Un asemenea caz este prezentat în fig. V.4.60 (Multikarat, Multicomet). Cilindrul de tragere motor 1, este acționat cu intermitență de către pârghia oscilantă cu două brațe 2, care prin rola 3, urmărește profilul camei spațiale 4. Rotirea cilindrului de tragere se realizează numai într-un sens deoarece legătura pârghieii 2, cu axul cilindrului se realizează printr-un cuplaj în sens unic 5. Rotirea în sens invers a cilindrului de tragere motor e prevenită cu ajutorul roții de clichet 6 și a contraclicheților 7.

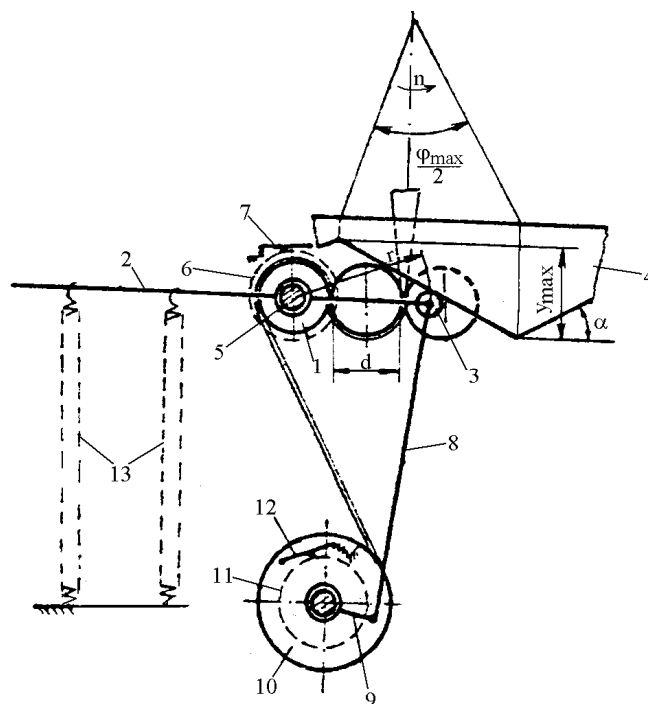


Fig. V.4.60. Mecanism de tragere cu acțiune intermitentă a cilindrilor.

Prin sistemul de pârghii 8, 9 este acționat și cilindru de înfășurare a tricotelui 10, a cărui rotație în sens invers este împiedicată de roata de clichet 11 și contraclicheții 12.

În acest caz, tragerea se realizează cu trei cilindri de tragere plasați în plan orizontal, tricotelul înfășurându-se pe cilindrii de tragere sub un unghi mai mare de 360° .

Calculul vitezei de tragere se face în ipoteze similare cazului precedent astfel:

$$v_t = l_t \cdot n \cdot 10^{-3} \text{ [m/min]}$$

și

$$l_t = m \cdot d \cdot \Psi_{\max} \text{ [mm]},$$

în care: m – numărul de oscilații efectuat de pârghia cu rolă 2, sub acțiunea camei spațiale 4, la o rotație a fonturilor;

d – diametrul cilindrului de tragere;

Ψ_{\max} – unghiul de oscilație a pârghiei cu rolă la parcurgerea unui segment de camă ce corespunde unui unghi de rotație a fonturilor:

$$\varphi_{\max} = \frac{360^\circ}{m}$$

iar

$$\Psi_{\max} = \frac{y_{\max}}{r}$$

$$y_{\max} = D \cdot \frac{\varphi}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

în care: α este unghiul format de segmentul de camă cu planul orizontal.

Dacă arcurile 13 creează un moment al forțelor elastice mic (prin plasarea lor mai aproape de cilindrii de tragere), rola urmărește întregul profil al camei, imprimând pârgăhiei 2 o oscilație de amplitudine maximă (φ_{max}); dar dacă momentul forțelor elastice crește (prin îndepărtarea arcurilor) profilul camei spațiale va fi parcurs numai parțial, obținându-se micșorarea corespunzătoare a vitezei de tragere.

În cazul acestui mecanism, tragerea se realizează cu trei cilindri de tragere plasați în plan orizontal (fig.V.4.56,d) și deci forța cu care cilindrii trebuie să acționeze asupra tricotului pentru efectuarea tragerii, S , va fi:

$$S = \eta \cdot T_T,$$

în care:

$$S = 2 \cdot \mu \cdot R (1 + e^{\mu\pi}).$$

Se observă că, în acest caz, forța de apăsare a cilindrului asupra tricotului, R , poate fi mult micșorată datorită unghiului mare de cuprindere a tricotului (π) pe cilindrul de tragere central.

Din această relație rezultă fie tensiunea de tragere, T_T , fie forța de apăsare a cilindrilor asupra tricotului, R , în funcție de elementul cunoscut:

$$T_T = \frac{2\mu R(1 + e^{\mu\pi})}{\eta}$$

sau

$$R = \frac{\eta \cdot T_T}{2 \cdot (1 + e^{\mu\pi})}$$

c) **Mecanism de tragere pneumatică.** Tragerea pneumatică se aplică la mașinile cu un cilindru și disc cu cârlige, la producerea ciorapilor pentru femei și uneori și la mașinile cu doi cilindri, pentru ciorapi.

În fig.V.4.61 este prezentată schema unui asemenea sistem de tragere. Tragerea tricotului se realizează sub acțiunea unui curent de aer care se creează în interiorul cilindrului 1, sub acțiunea ventilatorului de absorbție 2.

La terminarea fiecărui produs, după aruncarea în gol a ultimului rând de ochiuri, tricotul este absorbit și transportat prin conducta 3 spre separatorul 4, de unde cade într-un recipient colector, prin deschiderea automată a capacului 3, sau este transportat în continuare printr-un sistem de conducte colectoare conectate la mai multe mașini de tricotate.

Aplicarea tragerii pneumatice la producerea ciorapilor pentru femei are un rol deosebit în protecția produsului împotriva deteriorării prin agățare.

În acest caz, viteza de tragere trebuie să fie un multiplu al vitezei de plutire v_p :

$$v_t = (2,5 \div 3) \cdot v_p.$$

Viteza de plutire reprezintă viteza unui curent de aer dirijat vertical de jos în sus, sub

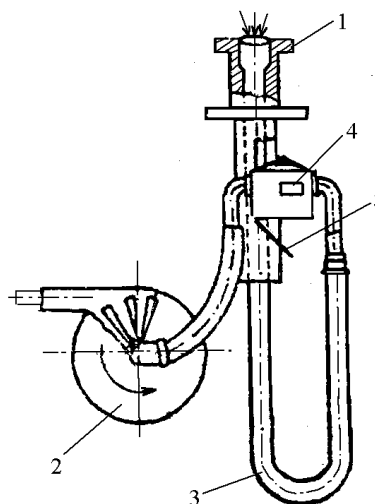


Fig. V.4.61. Tragerea pneumatică.

acțiunea căruia sarcina rămâne în suspensie deoarece presiunea dinamică a aerului echilibrează greutatea sarcinii:

$$v_p = K \cdot \sqrt{\frac{28,4 \cdot d' \cdot \gamma_m}{\gamma_a}}$$

în care: K este coeficientul de formă a sarcinii ($K=1$, pentru sferă, $K=0,57$, pentru formă alungită, $K=0,45$, pentru formă aplatizată);

d' – diametrul unei sfere de aceeași greutate specifică și totală cu a sarcinii de transportat;

γ_m – greutatea specifică a materialului;

γ_a – greutatea specifică a aerului.

Tensiunea de tragere a produsului T_T :

$$T_T = Q_1 + Q_2,$$

în care: Q_1 este rezistența transversală la deplasare a produsului;

Q_2 – rezistența la frecare a produsului cu aerul;

$$Q_1 = 0,5 \cdot v_a^2 \cdot \gamma_a \cdot S_t,$$

în care: c_1 este coeficientul de rezistență transversală ce depinde de forma produsului și de rezistența la trecerea aerului prin produs (pentru poliamide $c_1=0,5 \div 0,6$);

v_s – viteza curentului de aer (m/s);

S_t – suprafața secțiunii transversale prin produs (m^2);

$$Q_2 = 0,5 \cdot c_2 \cdot v_s^2 \cdot \gamma_a \cdot S_p,$$

în care: c_2 este coeficientul de pierderi depinzând de numărul lui Reynolds (Re) și de structura tricotului ($c_2 = 0,6 \div 0,09$);

S_t – suprafața laterală a produsului în (m^2).

Valoarea Q_2 crește pe măsura tricotării ciorapului datorită creșterii suprafeței sale laterale.

S-a constatat valoarea $Q_2 \ll Q_1$, încât se poate face aproximația: $T_T \cong Q_1$. În acest caz:

$$T_t = \frac{T_T}{N_a} = \frac{Q_1}{N_a} \text{ (cN/șir)}$$

d) **Mecanism de tragere cu cilindri secționați.** Acest tip de mecanism de tragere este utilizat la mașini rectilinii automate și realizează tragerea succesivă a tricotului pe măsura deplasării saniei cu lacăte.

Schema cinematică a unui asemenea mecanism este prezentată în fig.V.4.62. Tragerea se realizează prin trecerea tricotului printre cilindrul de tragere motor 1 și cilindrul de presare 2.

Acești cilindri sunt constituiți din segmente care acționează independent. În interiorul fiecărui segment 1 este introdus un arc elicoidal 3, care are un capăt fixat pe cilindrul de tragere și celălalt pe arborele 4.

Strângerea arcului se realizează prin rotirea arborelui 4, cu ajutorul roții de clichet 5, acționată de clichetul 6 printr-un mecanism cu camă. Contracliffeții 7, împiedică rotirea roții de clichet în sens invers.

Viteza de tragere se stabilește în funcție de structura și parametrii de structură ai tricotului:

$$v_t = 0,8 \cdot n \cdot \frac{S}{z} \cdot B_i \cdot 10^{-3} \quad [\text{m/min}]$$

Tensiunea de tragere a tricotului poate fi calculată dintr-o ecuație de echilibru a momentelor în raport cu axa arborelui 4.

$$T_T \cdot \frac{D}{2} = M_t + G \cdot a,$$

unde: D este diametrul cilindrului de tragere;
 M_t – momentul de torsiune a acului;

$$M_t = \frac{\theta \cdot E \cdot d^2}{64 \cdot D' \cdot n_s}$$

unde: θ este unghiul de rotație a arborelui la strângerea arcului
 E – modulul lui Young pentru oțel de arc;
 d – diametrul sârmei acului;
 D' – diametrul arcului;
 n_s – numărul de spire din arc.

Rezultă:

$$T_t = \frac{T_T}{N_{ac}} \quad [\text{cN/sir}],$$

în care: N_{ac} este numărul de șiruri de ochiuri de pe lungimea unui segment al cilindrului de tragere

e) **Mecanism de tragere cu perii cu garnituri de cardă.** Acest tip de mecanism de tragere poate fi folosit la unele tipuri de mașini circulare cu diametru mare.

Mecanismul (fig.V.4.63) este constituit dintr-o pereche de discuri 1 și 2 care au pe circumferința lor, dispuse intercalat, perii cu garnituri de cardă 3. Cele două discuri sunt dispuse înclinat, încât execută o tragere succesivă, pe măsura coborârii periiilor, prin pătrunderea acelor garniturii de cardă în tricot. În timpul unei rotații a ansamblului, fiecare disc este activ pentru jumătate de rotație, când periiile coboară trăgând tricotul. Un asemenea mecanism poate fi recomandat numai la mașinile circulare care prelucrează fire ce nu sunt sensibile la acțiunea acelor garniturilor de cardă.

În conformitate cu notațiile din fig.V.4.6 viteza de tragere este dată de relația:

$$v_t = 2R \cdot \sin \alpha \cdot n \cdot 10^{-3} \quad [\text{m/min}],$$

în care: R este raza discului de tragere;

α – unghiul sub care este dispus discul de tragere în raport cu planul orizontal.

Pe de altă parte:

$$v_t = 0,8 \cdot n \cdot \frac{S}{z} \cdot B_i \cdot 10^{-3} \quad [\text{m/min}].$$

Egalând cele două relații obținem valoarea unghiului α , prin intermediul căreia se reglează viteza de tragere:

$$\alpha = \arcsin \frac{0,4 \cdot S \cdot B_i}{R \cdot z}$$

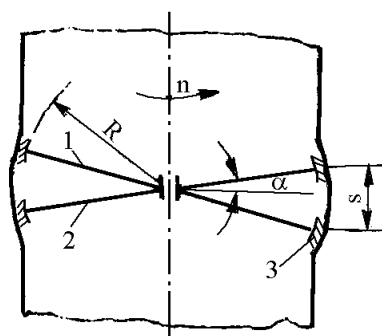


Fig. V.4.63. Tragerea cu discuri cu perii cu garnitură de cardă.