Scurt istoric

Prelucrarea materialelor prin detașare de așchii este foarte veche. Se prelucrau materialele lemnoase, piatra și puținele metale, a căror extracție se cunoștea, pentru construcția de edificii, pentru confecționarea de obiecte de uz casnic, a componentelor de corăbii, a armelor de vânătoare și de luptă. Gravuri din Evul mediu ilustrează mijloace de găurire și alezare, la care unei scule i se imprimă o mișcare de rotație cu anumită turație – mișcarea principală, cum o denumim astăzi, iar piesei – o mișcare de translație în lungul axei sculei – mișcarea de avans.

Realizarea de mașini care să prelucreze prin așchiere este mai recentă, numai după ce s-au dezvoltat tehnologiile de obținere a fontelor și oțelurilor, din care s-au putut executa piesele din structura mașinilor respective. Piesele pentru aceste mașini trebuiau finisate prin așchiere, după turnare. Astfel, în anul 1765 Smeaton construiește un utilaj de alezat cilindri, care cuprinde un lanț cinematic pentru imprimarea mișcării de rotație la sculă și un lanț cinematic pentru realizarea mișcării de translație a cilindrului de alezat. Aceste componente nu erau însă reunite într-un ansamblu, pe un suport comun de susținere (batiu), iar precizia de prelucrare era cu totul aproximativă. O construcție mai apropiată de ceea ce numim azi mașină-unealtă este mașina realizată de John Wilkinson, un meșter englez din Bersham, pentru găurirea țevilor de tun.

Primele strunguri sunt realizate de Henry Maudsley în 1797. Pe aceste strunguri, acționarea arborelui port-piesă (arborele principal) se făcea printr-o transmisie cu curele, de la o sursă de energie comună mai multor mașini. Scula (cuțitul de strung) era fixată într-un support pe sănii, transversal și longitudinal. Sania longitudinal avea, pe lângă acționarea manuală, o acționare mecanică cu șurub conducător.

Între 1800 şi 1900 apar şi se diversifică aproape toate tipurile de maşini-unelte cunoscute şi astăzi, şi anume: maşinile de rabotat şi mortezat, de frezat, de rectificat, strungurile carusel, revolver şi automate, etc. Perfecţionarea lor se realizează prin utilizarea unor materiale noi, a unor mecanisme mai performante, prin introducerea acţionării electrice individuale şi a automatizării, obţinându-se o creştere substanţială a preciziei de prelucrare şi a productivităţii. O contribuţie importantă au avut-o *cercetările privind procesul de aşchiere*, concretizate în lucrările teoretice ale lui Time şi Taylor apărute în 1870, precum şi dezvoltarea *mijloacelor de măsurare* a dimensiunilor, prin începerea în 1850 a fabricaţiei industriale a *şublerelor* (precizie 0,1 mm), în 1867 a *micrometrelor* (precizie 0,01 mm), iar în 1907 a *minimetrelor* (precizie 0,001 mm). Ca materiale pentru fabricarea sculelor în această perioadă s-au utilizat *oţelurile carbon pentru scule*, care nu au permis realizarea unor viteze mari de aşchiere, limitând productivitatea.

După 1900 apar *maşinile de broşat*, cele *de copiat* electrice şi hidraulice, *maşinile de danturat*, şi continuă diversificarea şi perfecţionarea celorlalte tipuri, prin lărgirea gamei dispozitivelor accesorii şi introducerea acţionărilor hidraulice şi pneumatice. Apariţia unor noi materiale pentru fabricarea sculelor aşchietoare ca *oţelurile rapide* (1900), *carburile metalice* (1940), *materialele mineralo-ceramice* (1950) şi a *diamantelor artificiale* (1970), a permis creşterea continuă a vitezei de aşchiere, deci a productivităţii şi a impus perfecţionări corespunzătoare privind cinematica şi dinamica maşinilor-unelte.

Cea mai importantă revoluţie în domeniul maşinilor-unelte a început în deceniul al şaselea din sec. XX, prin apariţia *maşinilor-unelte cu comandă numerică* când, ca urmare a schimbării cerinţelor pieţei, care pretindea o diversitate tot mai mare de produse şi o înlocuire tot mai rapidă a lor cu altele noi, se modifică şi concepţia asupra fabricaţiei prin trecerea de la sistemele "rigide" (caracteristice fabricaţiei îndelungate şi în serie mare a aceluiaşi produs) la sistemele "flexibile", capabile să treacă rapid la fabricarea unui nou produs sau a mai multor produse în paralel, pe acelaşi sistem de producţie, cu productivitate ridicată şi costuri tot mai mici. Maşinile cu comandă numerică, apărute în anii '60, au reprezentat primul pas spre realizarea în anii '70 a *centrelor de prelucrare,* iar apoi a *sistemelor flexibile de fabricaţie* (celule flexibile – 1975, linii flexibile- 1980).

Principalele momente în construcția de mașini-unelte: primele mașini de rabotat și mașini de frezat – 1810-1820; realizarea variatoarelor cu fricțiune, în anul 1837; primele strunguri carusel, 1830-1840; primele șepinguri și mașini de găurit radiale – 1840-1845; în anul 1850 – sania cu mai multe cuțite; strungul cu cuțite rotative, pentru arbori cotiți – în 1852; strungurile automate monoax și multiaxe – în 1860-1870; primul ax principal cu rulmenți, în 1909; mașinile de broșat, între anii 1900-1910; acționarea hidraulică – 1923; reglarea continuă a turației pe cale electrică – 1930.

Definirea, obiectivele fundamentale și clasificarea mașinilor-unelte

La baza industriei constructoare de mașini stau prelucrările la rece sau la cald ale materialelor metalice și nemetalice. Prin prelucrare la rece se intelege în primul rând prelucrarea prin așchiere. Realizarea așchierii necesită o mașină de lucru, denumită *mașină-unealtă*, una sau mai multe scule așchietoare, dispozitive de poziționare-fixare a sculelor și piesei semifabricat, la care se adaugă o serie de instrumente destínate controlului activ al preciziei de prelucrare.

Deci, maşina unealtă face parte din marea grupă a maşinilor de lucru, al căror scop fundamental este de a modifica forma materialului, printr-un proces tehnologic oarecare, în condiţii economice optime.

Mașina-unealtă se definește ca *mașină de lucru, având rolul de a generea suprafețele pieselor prin procesul de așchiere, în anumite condiții impuse de productivitate, precizie geometrică și dimesională și calitate a suprafețelor.*

De exemplu, o MU poate fi destinată transformării unei bare de oțel, printr-un proces tehnologic de așchiere, în șuruburi de anumite dimensiuni și cu o anumită precizie. Această trasformare va impune ca mașina respectivă să permită realizarea atât a suprefeței cilindrice a tijei șurubului, cât și suprafața elicoidală a filetului. Deci, mașina respectivă trebuie să poată genera prin așchiere suprafețele șurubului prelucrat.

Mașina-unealtă asigură realizarea mișcării relative piesă/sculă, denumită mișcare de așchiere, și încorporează toate elementele structurale ale sistemului tehnologic MUSDP. Mișcarea de așchiere este constituită din două sau mai multe mișcări simple (de rotație sau de translație), executate de către piesa semifabricat, de către scula așchietoare sau de către ambele. Una dintre aceste mișcări reprezintă mișcarea principală de așchiere, caracterizată de viteza principală, v [m/min], celelalte fiind mișcări de avans, de viteză v_s [m/s], astfel încât viteza rezultantă de așchiere $\vec{V} = \vec{v} + \vec{v_s} + \vec{v_s'} + \cdots$

Diversitatea condițiilor concrete de lucru impune o gamă largă de valori pentru viteza principală de așchiere, astfel că mașina unealtă trebuie să asigure realizarea acestor valori la elementele sale finale, sculă sau piesa semifabricat. Acest lucru se obține prin reglarea frecvenței mișcărilor executate de către sculă sau piesa semifabricat, proces numit **reglare cinematică**.

Pe de altă parte, prin structura sa elastică, reprezentată de batiu, mașina-unealtă trebuie să susțină toate celelalte elemente structurale ale sistemului tehnologic, formând în acest fel un ansamblu rezistent și rigid. Ca urmare, **obiectivele fundamentale** ale mașinilor-unelte se definesc astfel:

- Asigurarea cinematicii așchierii, respectiv a realizării mișcării principale și a mișcărilor de avans la valorile necesare generării suprafeței de prelucrat, conform condițiilor tehnice și economice impuse;
- Asigurarea realizării așchierii în condiții de productivitate ridicată, la costuri cât mai reduse, respectiv așchiere cu beneficiu maxim;
- Asigurarea funcționării în condiții de rigiditate (stabilitate) a sistemului tehnologic MUSDP, astfel încât să nu fie afectate precizia și calitatea suprafețelor prelucrate.

Pe lângă aceste obiective fundamentale, mașina-unealtă trebuie sa îndeplinească și următoarele **cerințe constructive și de exploatare**:

- Rezistență la solicitări statice și dinamice, atât de natură mecanică cât și termică;
- Menținerea preciziei de geometrice și dinamice un timp cât mai îndelungat, cerință posibil a fi îndeplinită printr-o exploatare rațională a mașinii;
- Siguranță în exploatare și protecția operatorului uman;
- Reglare cinematică ușoară și simplitatea întreținerii și reparațiilor;
- Dimensiuni și greutăți cât mai reduse, care determină și costuri scăzute;
- Utilizarea elementelor constructive tipizate și îndeplinirea cerințelor esteticii industriale.

Marea diversitate de mașini-unelte existente impune, pentru analiza cinematică şi constructivă a acestora, **clasificarea şi gruparea** după diferite criterii:

a) după posibilitățile de prelucrare:

- MU tipice – realizează prelucrarea semifabricatului după un anumit procedeu tipic, caracteristic;
- MU agregate – utilizează mai multe scule, care prelucrează simultan; pot executa o singura operatie, pe un singur tip de piesa.
  Masinile unelte agregat fac parte din grupa masinilor-unelte cu ciclu de lucru semiautomat; sunt destinate deci prelucrarii unei anumite piese cu anumite dimensiuni, utilizate in productia de masa sau serie. Sunt compuse din subansambluri tipizate si normalizate, permitand adaptatrea masinii si la prelucrarea altor tipuri sau dimensiuni de piese, folosindu-se alte subansambluri tipizate.
  Caracteristic masinilor-unelte agregat este faptul ca atat miscarile principale de aschiere, cat si cele de avans sunt executate de scule, semifabricatul fiind fixat si rigid pe masa. Avantajele acestei constructii: prelucrarea poate avea loc din diferite directii; posibilitatile de angrenare sunt mai largi.
- centre de prelucrare - MU multioperaţionale, caracterizate prin posibilitatea schimbării automate a sculelor şi utilizarea mai multor procedee de prelucrare tipice;
- linii tehnologice automate – sunt constituite din mai multe MU, agregate şi centre de prelucrare, cu asigurarea automatizării tuturor operaţiilor de prelucrare, control şi transport; maşinile-unelte sunt dispuse în ordinea strictă a fluxului tehnologic de prelucrare, caracterizat prin transportul automat al piesei de la un post de lucru la altul, realizând transformarea automată a semifabricatului în piesă finită. Posturile de lucru ale unei linii automate pot fi formate din: maşini-unelte agregat, strunguri automate, maşini-unelte automate, precum şi agregate de spălat, control tratament termic, montaj. Liniile automate sunt destinate prelucrării pieselor din grupa carcaselor, blocurilor motoare, arborilor cotiţi, bielelor, furcilor cardanice, pistoanelor, etc. Pe o linie automată se poate efectua un număr mare de operaţii distincte de prelucrare, aceasta fiind utilizată în producţia de serie mare şi masă, pentru fabricarea pieselor cu formă geometrică complicată şi dimensiuni mici şi mijlocii.

b) după gradul de specializare:

- MU universale – cu destinaţie largă, pe care se pot executa câteva procedee pe lângă cel tipic, pentru o gamă largă de piese, în producţie individuală sau de serie mică; (strungul)
  destinate prelucrării unor piese diverse ca forme şi dimensiuni, în condiţiile unei producţii de unicate sau serie mică; permit realizarea unei game largi de operaţii de prelucrare, printr-un procedeu de bază sau prin diferite procedee de prelucrare; dispun de o cinematică complexă, cu posibilităţi largi de reglare a parametrilor de lucru; în general sunt deservite manual şi au o productivitate redusă; prezintă avantajul că se elimină transportul semifabricatelor între operaţii, se reduc reglările şi poziţionările repetate ale semifabricatului sau a sculei
- MU specializate – pe care se prelucrează un anumit tip de piese, într-o gamă largă de dimensiuni printr-un procedeu tipic (de bază), în producţie de serie (maşini de danturat cu freză-melc, de rectificat arbori canelaţi); au o cinematică specifică cerinţelor de generare a suprafeţei respective, reglarea parametrilor de lucru, realizându-se prin mecanisme cu roţi de schimb; au o productivitate ridicată;

- MU speciale – destinate prelucrării unei piese de o anumită formă geometrică şi cu anumite dimensiuni, în fabricaţia de serie şi de masă (MU pt prel. arborilor cotiți sau a arborilor cu/came). au cinematică şi construcţie specifică, fiind realizate din module normalizate, şi sunt înalt automatizate, realizând productivităţi foarte mari. Din această grupă fac parte varietatea mare de maşini unelte agregat, utilizate în producţia de serie mare.

c) după procedeul de prelucrare:

- maşini-unelte convenţionale – utilizează procedee de prelucrare convenţională;
  maşini de strunjit (strunguri); maşini de găurit; maşini de frezat; maşini de rabotat şi mortezat; maşini de broşat; maşini de rectificat, etc.

- maşini-unelte neconvenţionale - utilizează procedee de prelucrare neconvenţională;
  - tehnologii neconvenţionale = procedee de prelucrare complementare celor convenţionale, având grad avansat de automatizare şi indicatori tehnologici superiori. (mașini de prelucrat prin electroeroziune, cu ultrasunete, cu laser etc)

d) după gradul de automatizare:

- maşini-unelte neautomate, care necesită intervenția operatorului; sunt, de regulă, maşini universale şi au o productivitate redusă;
- maşini-unelte semiautomate, la care ciclul de prelucrare este automatizat, iar alimentarea cu semifabricate se realizează manual; la care ciclul de lucru se desfăşoară automat, pe baza unor comenzi interne emise de maşină, dar alimentarea cu semifabricat, evacuarea piesei, reluarea ciclului de lucru, sunt realizate de operatorul uman; sunt, de regulă, maşini specializate; au productivităţi ridicate;

- maşini-unelte automate, la care toate operațiile de prelucrare, control și alimentare cu semifabricate sunt complet automatizate.

  - toate comenzile şi deservirea se realizează automat, operatorul uman intervenind periodic doar pentru alimentarea cu semifabricate, controlul pieselor şi corectarea reglajelor, schimbarea sculelor, etc.; au o productivitate ridicată, fiind destinate producţiei de serie. După principiul de automatizare ele pot fi:
    - *automate secvenţiale*, la care se programează succesiunea fazelor ciclului de lucru, cotele de prelucrare fiind prestabilite prin reglare sau realizate cu limitatori de cursă; elementele de automatizare pot fi mecanice (came), electrice, hidraulice sau pneumatice;
    - *automate numerice* – care permit programarea numerică atât a desfăşurării ciclului de lucru, cât şi a cotelor de prelucrare.

e) după numărul axelor principale:

- maşini-unelte monoax;
- maşini-unelte multiax.

După mărime, maşinile-unelte pot fi: mici, mijlocii, grele şi foarte grele, împărţirea fiind determinată de dimensiunile maxime ale piesei de prelucrat, care determină dimensiunile şi greutatea maşinii şi implicit complexitatea cinematică şi mecanismele utilizate, gradul de mecanizare, etc.

- *După precizie*, maşinile-unelte se împart în două grupe: de precizie normală şi de precizie ridicată, la acestea din urmă fiind utilizate soluţii cinematice şi constructive care fac să crească precizia, dar măresc costul.

În ceea ce privește **simbolizarea** diferitelor categorii de mașini-unelte, în România se utilizează un sistem în care simbolul mașinii este format dintr-un grup de litere, urmat de un grup de cifre. Literele reprezintă inițialele denumirii mașinii, iar cifrele exprimă valoarea parametrului constructiv sau funcțional mai important. Există situații în care se mai poate adăuga un grup de litere, în scopul evidențierii unor caracteristici constructive speciale.

Grupurile de litere utilizate la simbolizarea mașinilor-unelte sunt următoarele: SN – strung normal; SC – strung carusel; SRD – strung revolver cu disc port-scule; SRT – strung revolver cu turelă; G – mașină de găurit; GC – mașină de găurit în coordonate; AF – mașină de alezat și frezat orizontală; RE – mașină de rectificat exterior; RI – mașină de rectificat interior; RU – mașină de rectificat universală; RP – mașină de rectificat plan; RF – mașină de rectificat filete; RFC – mașină de rectificat fără centre; RD – mașină de rectificat danturi; FU – mașină de frezat universală; FV – mașină de frezat verticală; FD – mașină de frezat danturi; FUS – mașină de frezat pentru sculărie; MD – mașină de mortezat danturi; FC – ferăstrău circular; FA – ferăstrău cu mișcare alternativă; S - șeping.

Exemplificare:

SN 400x2000 – strung normal cu diametrul maxim de prelucrat de 400 mm și lungime maximă între vârfuri de 2000 mm;

SCL 2700x1900 – strung carusel cu suport lateral, cu diametrul maxim de prelucrat de 2700 mm și înălțimea maximă de prelucrat de 1900 mm;

FD 500P – mașină de frezat roți dințate cilindrice de precizie, cu diametrul maxim al roții de prelucrat de 500 mm.

Productivitatea mașinilor-unelte

Unul dintre obiectivele funcționale ale mașinilor-unelte se referă la realizarea unei productivități cât mai ridicate, în condițiile unei construcții cât mai simple și mai economice. Această condiție este rezultatul tendinței de a trece asupra produsului o cotă cât mai mică din costul mașinii.

Cerința obținerii unei productivități cât mai mari a impulsionat nu numai perfecționarea mașinii-unelte, dar și cercetările pentru utilizarea unor materiale performante pentru construcțiia sculelor, îmbunătățirea structurii dispozitivelor și alegerea rațională a regimurilor de așchiere.

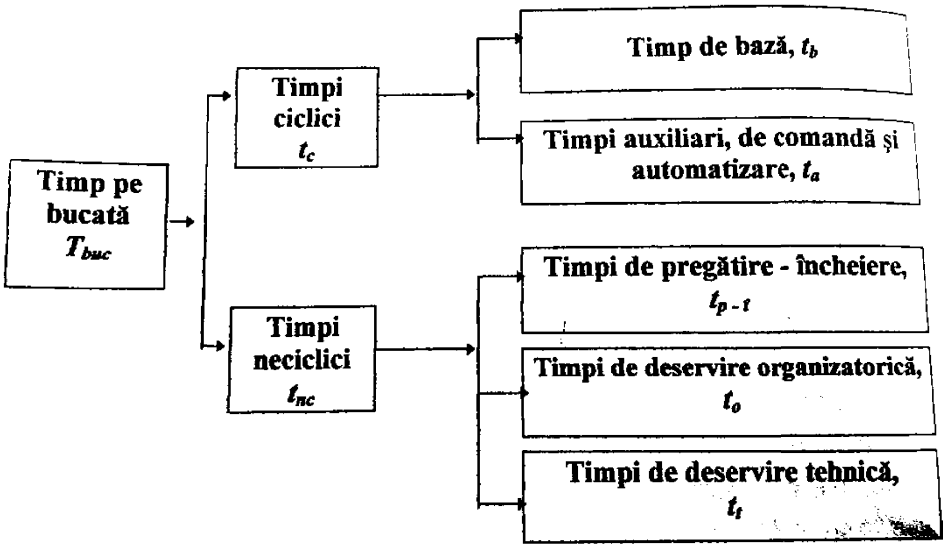
Un proces tehnologic de așchiere se compune din operații care, la rândul lor, sunt constituite din mai multe faze. *Operația* este caracterizată de faptul că piesa nu părăsește postul de lucru (mașina-unealtă) până când nu se încheie prelucrarea acesteia, motiv pentru care fixează noțiunea de productivitate. *Faza* reprezintă acea parte a operaţiei care cuprinde totalitatea prelucrărilor efectuate asupra unei piese la o singură prindere a ei pe maşină şi cu un anumit regim de aşchiere.

Astfel, productivitatea Q a mașinii-unelte se definește ca numărul de piese obținute pe mașină în unitatea de timp, se exprimă în bucăți pe minut (buc/min) și este dată de relația:

$$Q = \frac{1}{T_{buc}} \text{ [buc/min]}$$

în care: T_{buc} – reprezintă timpul necesar executării unei operații la o piesă; se mai numește ”timp pe bucată” și se exprimă în minute.

Structura timpului pe bucată este de forma:



Timpii ciclici, tc, sunt timpi care se repetă la fiecare piesă și se compun din timpul de bază, t_b și timpii auxiliari, t_a, în funcție de gradul de automatizare al mașinii.

Timpul de bază, t_b, numit și timp tehnologic, este timpul în care se așchiază efectiv și este diferit pentru fiecare operație sau fază.

Timpii auxiliari, t_a, sunt timpi neproductivi, legați direct de procesul așchiere, care intervin la fiecare piesă. Sunt timpii necesari pentru fixarea și eliberararea semifabricatelor, realizarea curselor de întoarcere ale organelor de lucru (mese, sănii, cărucioare), realizarea mișcărilor de poziționare a sculei față de piesă, reglarea lanturilor cinematice de lucru între faze, schimbarea sculelor etc. În această categorie intră și timpii necesari realizării comenzilor mașinii-unelte.

Timpii neciclici, t_{nc}, sunt formați din timpii de pregătire-încheiere, $t_{p-î}$, timpii de deservire organizatorică, t_o și timpii de deservire tehnică, t_t, la care se adaugă și timpii de întreruperi pentru necesități fiziologice, estimați la cca. 2% din timpul de bază.

Timpii de pregătire-încheiere, $t_{p-î}$, sunt timpi necesari procesului d epregătire a locului de muncă în vederea fabricării unui nou produs, începând cu citirea desenului de execuție sau studiul planului de operații și încheind cu elaborarea noilor SDV-uri și cu reglajul structural al mașinii. Acești timpi se repartizează asupra timpului pe bucată conform relației:

$t_{p-î} = \frac{T_{p-î}}{i}$, în care: Tp-î este timpul de pregătire-încheiere pentru întreg lotul de piese, iar i – nr. de piese din lot.

Timpii de deservire organizatorică, to, sunt timpii necesari pentru aprovizionarea locului de muncă cu scule și semifabricate și îndepărtarea pieselor prelucrate.

Timpii de deservire tehnică, t_t, sunt timpi necesari pentru schimbarea, reascuțirea și reglarea periodică a sculei din cazua uzurii, reglarea inițială a mașinii (turație, avans, poziția piesei și a sculelor), întreținerea și repararea mașinii.

Ca urmare, relația timpului pe bucată se poate scrie sub forma:

$\mathbf{T_{buc} = t_c + t_{nc} = t_b + t_a + t_{p-î} + t_o + t_t}$

Dacă se neglijează timpii neciclici, relația devine: $\mathbf{T_{buc} = t_b + t_a}$, pentru care productivitatea are forma

$$Q = \frac{1}{T_{buc}} = \frac{1}{\mathbf{t_b} + \mathbf{t_a}}$$

Presupunând că mașina ar așchia continuu, deci $t_a = 0$, se obține relația **productivității ideale,** K, a mașinii-unelte:

$$Q = \frac{1}{\mathbf{t_b}} = \mathrm{K} \text{ [buc/min]}$$

Rezultă în acest fel relația productivității Q funcție de productivitatea ideală, K:

$$Q = \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{K}\cdot \mathbf{t_a} + \mathbf{1}} = \mathrm{K}\cdot\eta$$

$\eta = K/ (K\cdot t_a +1)$ – se numește **coeficient de productivitate**, având – pentru mașinile-unelte – aceeași semnificație pe care o are randamentul pentru mașinile energetice, pentru că se referă la cât din capacitatea de lucru a mașinii (din productivitatea sa ideală) se utilizează în procesul real de așchiere. $0 < \eta < 1$.

Din expresia Q = f(K) se observă că pentru creșterea productivității Q a unei mașini-unelte se poate acționa în sensul creșterii productivității ideale și al creșterii coeficientului de productivitate, η (prin reducerea timpilor auxiliari).

Pentru că productivitatea ideală, K, depinde de regimul de așchiere ales, aceasta va fi cu atât mai mare cu cât prelucrarea se va desfășura cu viteze de așchiere și de avans mai mari și cu secțiuni de așchii mai mari. Creșterea productivității ideale prin intensificarea regimurilor de așchiere este însă limitată de posibilitățile sculelor așchietoare și de calitatea suprafețelor prelucrate, motiv pentru care, peste o anumită valoare a productivității ideale, K, mărirea productivității Q se realizează prin reducerea timpilor auxiliari.

Reducerea timpilor auxiliari se poate realiza pe două căi:

- prin reducerea curselor de întoarcere ale mecanismelor, perfecționarea sistemelor de prindere/eliberare a semifabricatelor sau mărirea vitezei de execuție a controlului dimensional între faze;
- prin adaptarea simultaneității operațiilor, utilizând mașini-unelte pluripoziționale (agregate sau linii tehnologice).

Analizând procesul tehnologic pe durata mai multor cicluri de prelucrare se constată că productivitatea Q este mai mică decât cea dată de relația $Q = \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{K}\cdot \mathbf{t_a} + \mathbf{1}}$. Acest lucru se explică prinb existența timpilor neciclici, care au fost neglijați, dar, fiind neproductivi, reduc productivitatea mașinii. Dintre timpii neciclici, o pondere însemnată o au timpii necesari pentru reascuțirea și schimbarea sculelor, care se mai numesc *timpi de pierderi de gradul II*, t_{II}, în baza faptului că urmează ca mărime timpilor auxiliari ciclici, t_a, numiți *timpi de pierderi de gradul I*, t_I. Se obține astfel expresia productivității reale, Q_{real}:

$$Q_{real} = \frac{1}{\mathrm{t_b} + \mathrm{t_I} + \mathrm{t_{II}}} = \frac{K}{K(t_I + t_{II}) + 1}$$

S-a constatat că, la creșterea productivității ideale, K, deci la intensificarea regimului de așchiere, productivitatea reală, Q_{real}, crește, trece printr-un maxim și apoi scade. Explicația constă în următoarele:

- la valori mici ale productivității K timpii auxiliari ciclici ($t_a = t_I$) și neciclici (t_{II}) au o pondere redusă;
- la creșterea productivității K timpii t_a ramân constanți, dar intensificarea regimului de așchiere determină creștere atimpilor t_{II}, pentru că sculele se uzează mai repede și necesită reascuțiri și înlocuiri mai dese;

- peste o anumită valoare K, creșterea timpilor t_{II} este atât de mare, încât efectul scăderii timpului de bază t_b este anulat și productivitatea scade.

În concluzie, pentru fiecare prelucrare pe mașina-unealtă există un regim de așchiere optim, la care, în funcție de valoarea timpilor auxiliari ciclici, se obține o productivitate maximă.

Pentru așchierea cu o productivitate ideală K mică, deci cu timp de bază mare, reducerea timpilor auxiliari ciclici, t_a, nu duce la creșterea substanțială a productivității reale, Q. În acest caz, esențială este intensificarea regimului de așchiere, deci creșterea lui K.

Pentru valori mici ale timpilor auxiliari t_a (determinați de gradul de automatizare al mașinii), productivitatea Q variază mult în jurul valorii maxime și, ca urmare, abaterile de la regimul de așchiere optim vor determina o scădere accentuată a productivității. Explicația constă în faptul că un timp de bază mare (K mic) ponderea timpilor auxiliari, ciclici și neciclici, este redusă. Odată cu intensificarea regimului de așchiere K crește, dar timpii auxiliari ciclici rămân constanți, în schimb, timpii auxiliari neciclici, legați de înlocuirea sculei cresc (sculele se uzează mai repede la regimuri de așchiere intensive). Ponderea acestor timpi poate deveni atât de mare încât efectul pozitiv al reducerii timpului de bază se anulează și productivitatea scade.

Precizia prelucrării pe mașini-unelte

Calitatea piesei finite depinde de valorile efective ale parametrilor geometrici, fizico-mecanici și economici și este determinată, în principal, de precizia de prelucrare.

În timpul procesului de prelucrare a semifabricatului pe mașina-unealtă, în scopul transformării în piesa finită, intervin o serie de factori perturbatori, care împiedică obținerea piesei conform desenului de execuție, rezultând abateri de prelucrare mai mari sau mai mici.

Principalii factori perturbatori care intervin în procesele de prelucrare pe mașini-unelte sunt:

- dimensiunile variabile ale semifabricatelor
- neomogenitatea materialului prelucrat
- imprecizia geometrică a mașinii (exactitatea cu care se obțin curbele generatoare și directoare)
- imprecizia cinematică a mașinii (erorile cinematice ale mecanismelor din structura lanțurilor cinematice ale mașinii - roțile dințate, mecanismele șurub-piuliță, etc - care influențează mișcările organelor de lucru)
- imprecizia geometrică a sculelor și dispozitivelor
- erorile de instalare a semifabricatelor
- deformațiile elastice și termice – ale sistemului tehnologic
- uzura sculei
- imprecizia reglajului poziațional sculă-semifabricat

Ca efect al variației acestor factori în timpul procesului de așchiere, elementele geometrice ale piesei finite diferă de la o piesă la alta.

Precizia de prelucrare se definește ca gradul de corespondență dintre elementele geometrice ale piesei finite, obținute în urma prelucrării, și aceleași elemente prevăzute de proiectant pe desenul de execuție.

Cunoașterea abaetrilor de prelucrare și a cauzelor care le determină permite evaluarea preciziei pieselor prelucrate și creșterii acestei precizii, prin diminuarea efectelor factorilor perturbatori.

Precizia de prelucrare se evaluează prin precizia dimensiunilor, precizia formei geometrice, precizia poziției reciproce și calitatea suprafețelor.

Structura generală a mașinilor-unelte

Pentru generarea prin așchiere a suprafeței de prelucrat, scula așchietoare și piesa semifabricat trebuie să execute mișcări simple, care constituie mișcarea de așchiere. Acest lucru poate fi realizat dacă există atât o sursă a mișcării, cât și elemente de transmitere a mișcării.

Transformarea adaosului de prelucrare în așchii este posibilă în prezența mișcării de așchiere dacă scula așchietoare și piesa semifabricat sunt poziționate și fixate pe mașina-unealtă prin intermediul unor dispozitive. În scopul menținerii traiectoriei mișcărilor executate de către sculă și piesa semifabricat, precum și pentru realizarea contactului sculă/semifabricat conform metodei de generare adopate, sunt necesare elemente de ghidare a mișcărilor, de tipul sanie-ghidaj și/sau fus-lagăr.

Realizarea mișcărilor sculei și/sau piesei semifabricat presupune existența unei surse de mișcare – de obicei un motor de acționare - și a unor mecanisme de transmitere și/sau transformare a mișcării.

Maşina-unealtă este constituită din următoarele sisteme: **sistemul de acţionare, sistemul de lucru, sistemul de comandă.**

Sistemul de acţionare este format din motoare electrice şi lanţuri cinematice, care transmit şi/sau transformă mişcarea la organele de lucru ale maşinii.

Sistemul de lucru cuprinde totalitatea elementelor de poziționare-fixare a sculelor aşchietoare şi a semifabricatelor în vederea prelucrării.

Sistemul de comandă asigură funcţionarea organelor de lucru în succesiunea impusă de procesul tehnologic de prelucrare. Semnalele de comandă sunt transmise la anumite elemente ale sistemului de acţionare, determinând pornirea/oprirea motoarelor, cuplarea/ decuplarea lanţurilor cinematice, modificarea parametrilor regimului de aşchiere, inversarea sensului mişcării etc.

Succesiunea de mecanisme prin care se transferă mișcarea de la elementul de acționare (motor) la sculă și/sau piesa semifabricat (organul de lucru) se numește **lanț cinematic**.

Ansamblul tuturor lanțurilor cinematice formează **structura cinematică** a mașinii-unelte, care este determinată de următorii factori:

- precizia geometrică și dimensională și calitatea de suprafață a pieselor prelucrate
- volumul producției care se va realiza pe mașină
- productivitatea și posibilitățile de deservire ale mașinii
- protecția operatorului uman.

Forma suprafețelor pieselor determină schema de așchiere, adică numărul și caracterul mișcărilor pe care mașina trebuie să le imprime sculei sau piesei, mișcări ce vor fi obținute printr-o anumită sctructură cinematică a mașinii.

Precizia dimensională a pieselor prelucrate influențează structura mașinii, în sensul în care poate impune existența unor lanțuri cinematice speciale, cum sunt cele de interdependență sau de oprire la cotă fixă.

Pentru a obține calități diferite de suprafață la piesele prelucrate s-au realizat mașini-unelte pentru operații de degroșare sau de finisare. Structura acestor mașini depinde de rugozitatea impusă suprafeței prelucrate.

Volumul producției influențează structura cinematică a mașinii astfel: piesele unicat sau în număr mic se vor prelucra pe mașini-unelte universale, caracterizate printr-o cinematică cu utilizare largă, având un număr mare de trepte de turație la arborele principal, precum și mai multe posibilități de deplasare a organelor de lucru. În cazul producției de serie mare sau de masă se vor utiliza mașini-unelte automate sau semiautomate, specializate (destinate prelucrării pieselor de același tip, dar cu dimensiuni diferite) sau speciale (pentru executarea unei singure operații la o anumită piesă).

Productivitatea mașinii impune acesteia o structură cinematică care poate asigura regimul de așchiere optim și o deservire corespunzătoare volumului producției.

Deservirea mașinii-unelte influențează cinematica mașinii, pentru că se referă și la mișcările auxiliare pentru schimbarea turațiilor și avansurilor, apropierea/retragerea sculelor, deplasarea rapidă a unor subansamble, alimentarea cu semifabricate la MU automate etc. Există tendința de automatizare a deservirii mașinii, în scopul reducerii timpilor auxiliari, a uniformizării dimensiunilor și calității piesei prelucrate, deservirea mai multor mașini de către un singur operator.

Protecția operatorului împotriva accidentelor și a eforturilor fizice mari impune introducerea în structura mașinii a unor mecanisme și instalații care să permită oprirea mașinii în caz de accident sau deplasarea fără efort a organelor mașinii. De asemenea, pentru evitarea unor manipulări greșite, care pot duce la distrugerea totală sau parțială a mașinii, se prevăd mecanisme de siguranță (pentru blocarea comenzilor incompatibile, limitatoare de cursă, mecanisme de protecție la suprasarcini).

Mașina-unealtă trebuie să cuprindă următoarele **elemente structurale de bază**:

- Motor de acționare;
- Lanțuri cinematice pentru realizarea mișcărilor sculei și/sau piesei semifabricat (mișcarea principală, mișcările de avans, auxiliare, de comandă și de automatizare);
- Elemente de ghidare a mișcărilor sculei și/sau piesei semifabricat;
- Dispozitive destinate controlului dimensional activ (în timpul prelucrării);
- Dispozitive pentru poziționarea/fixarea sculei sau piesei semifabricat;
- Elemente pentru comanda mașinii, pentru frânarea și întreruperea mișcărilor;
- Elemente pentru inversarea sensului mișcărilor de lucru;
- Structura elastică a mașinii-unelte (batiu, coloană, montant).

În raport cu destinația sistemului tehnologic MUSDP, pot exista și alte elemente în structura mașinii-unelte, și anume:

- Dispozitive de protecție a operatorului;
- Elemente pentru stabilizarea mișcărilor de lucru;
- Elemente de conducere a mediului de așchiere – lichid sau gazos – în zona de așchiere;
- Elemente de conducere și depozitare a așchiilor;
- Elemente de monitorizare a procesului de așchiere etc.

În toate situațiile, structura și acționarea sistemului tehnologic MUSDP trebuie să asigure natura, direcția, caracterul și frecvența mișcărilor, precum și puterea necesară așchierii. Metodele de generare și obținere a curbelor generatoare și directoare impun mișcări cât mai simple (de rotație și de translație).

Caracterul mișcărilor se referă la uniformitate, continuitate și simultaneitate. În toate cazurile, mișcările sculei și/sau piesei semifabricat trebuei să fie uniforme (v = constant), de frecvență reglabilă în funcție de condițiile de lucru (material, diametru, regim, mediu de așchiere, sculă așchietoare). La unele procedee de prelucrare, precum rabotarea și mortezarea, sunt necesare mișcări rectilinii alternative și mișcări intermitente.

Frecvența mișcărilor circulare se exprimă în rot/min, iar frecvența mișcărilor rectilinii alternative în curse duble/min (cd/min). Metodele de obținere a curbelor generatoare și directoare au evidențiat faptul că între frecvențele unor mișcări de lucru trebuie să existe o anumită relație de interdependență, ceea ce presupune existența în structura mașinii a unor elemente cinematice specifice lanțurilor cinematice de interdependență. Este cazul proceselor de filetare, detalonare sau danturare.

Clasificarea și parametrii caracteristici ai lanțurilor cinematice

Structura cinematică a unei mașini-unelte se stabilește în funcție de cerințele impuse de procesul de generare a suprafețelor piesei prelucrate și de procesul de așchiere. Ca urmare, mașina-unealtă va conține un număr de lanțuri cinematice, destinate atât obținerii formei și traiectoriilor curbelor generatoare și directoare și a vitezelor pe aceste traiectorii, cât și realizării mișcărilor auxiliare și de comandă necesare desfășurării așchierii.

De exemplu, la maşinile de broşat există un singur lanţ cinematic, restul funcţiunilor necesare generării suprafeţelor fiind asigurate de construcţia specială a sculei. Cu cât suprafaţa generată este mai complexă, iar geometria sculei mai simplă, şi cu cât gradul de mecanizare şi automatizare al maşinii unelte este mai ridicat, cu atât numărul lanţurilor cinematice este mai mare, deci structura cinematică este mai complexă.

Clasificarea LC

a. după rolul funcțional în cadrul mașinii

I. LC generatoare – asigură obținerea formei și traiectoriilor generatoarelor și directoarelor și a vitezelor pe aceste traiectorii

- *LC generatoare tehnologice* (sau de lucru) – realizează viteza principală de așchiere și avansurile
  - ✓ LC principal – asigură realizarea mișcării principale, cu viteza optimă de așchiere

    deplasarea curbei *G* pe curba *D* (pe care o generează) cu viteza principală de aşchiere *v*, care poate fi reglată la parametrii necesari aşchierii fără să afecteze generarea suprafeţei.

  - ✓ LC de avans - asigură realizarea mișcării/mișcărilor de avans și a vitezei de avans

    îndeplinesc un dublu rol: primul, din punct de vedere al generării suprafeţei, asigură, în general, generarea curbei *G*, dar uneori contribuie şi la realizarea curbei *D* (de exemplu, la filetare); al doilea rol, din punct de vedere al aşchierii, asigură continuitatea procesului de aşchiere, determinând totodată secţiunea aşchiei şi rugozitatea suprafeţei prelucrate.

- *LC generatoare complexe* – asigură corelarea mișcărilor pentru obținerea unor curbe generatoare complexe LC de filetare realizează directoarea elicoidală a unei suprafețe filetate, iar LC de rulare – generatoarea evolventoidală).

  necesită legături cinematice între mişcările simple pe care le compun, care să asigure o anumită relaţie între vitezele de deplasare pe traiectoriile respective.

II. LC auxiliare – asigură realizarea mișcărilor auxiliare, care fac parte din ciclul de lucru al mașinii, dar se desfășoară în afara procesului de așchiere (pornirea/oprirea mişcării principale sau a mişcărilor de avans, schimbarea valorii turaţiilor sau avansurilor, controlul dimensiunilor, etc.) În funcţie de gradul de mecanizare şi automatizare al maşinii, lanţurile cinematice auxiliare pot fi multe la număr sau să lipsească complet, ca în cazul maşinilor unelte universale nemecanizate. Automatizarea maşinilor-unelte vizează în primul rând automatizarea mişcărilor auxiliare, în scopul reducerii timpilor auxiliari şi creşterii productivităţii.

III. LC (circuite) de comandă – independente sau interdependente, formează sistemul de comandă al MU; fiecare circuit are un anumit rol și este compus dintr-un organ de comandă (de recepție a comenzii), care primește semnalul de la organul de lansare a comenzii, la care se adaugă mecanisme pentru transmiterea comenzii la elementul de execuție, care se află în contact direct cu elementul comandat și realizează mișcarea necesară modificării unui anumit parametru.

IV. LC (circuite) de automatizare – sunt specifice MU automate și semiautomate, fiind destinate lansării semnalelor de comandă la organul de recepție a comenzii, la anumite intervale de timp, impuse de ciclul de lucru al mașinii;

Lanțurile cinematice de lucru sunt alcătuite dintr-un număr mare de mecanisme datorită faptului că, pe lângă transferul mișcării, trebuie să asigure și reglarea frecvenței mișcării într-o gamă relativ largă. Gama de reglare depinde de diversitatea condițiilor de lucru. În plus, lanțurile cinematice de lucru trebuie să permită

uneori și transformarea mișcării circulare în mișcare rectilinie. Pentru schimbarea naturii mișcării sunt utilizate mecanisme de tipul șurub-piuliță, pinion-cremalieră, camă-tachet etc.

Lanțurile cinematice de comandă și automatizare sunt, în general, alcătuite dintr-un număr redus de mecanisme sau organe de mașini, precum came, contacte normal închise sau normal deschise etc.

Lanțurile cinematice auxiliare, sunt, de asemenea, alcătuite dintr-un număr redus de mecanisme pentru că nu necesită posibilitatea reglării frecvenței sau vitezei. În general, aceste lanțuri cinematice auxiliare trebuie să asigure deplasări cu viteze cât mai mari, în scopul reducerii timpilor neproductivi.

b. după natura elementelor componente
   - lanţuri cinematice mecanice;
   - lanţuri cinematice hidraulice sau pneumatice;
   - lanţuri cinematice electrice;
   - lanţuri cinematice combinate (hido-mecanice, electro-hidraulice, etc).

c. după forma traiectoriei organului de lucru
   - lanţuri cinematice pentru realizarea mişcării de rotaţie: continuă, oscilantă şi intermitentă;

   - lanţuri cinematice pentru realizarea mişcării de translaţie: continuă, alternativă şi intermitentă.

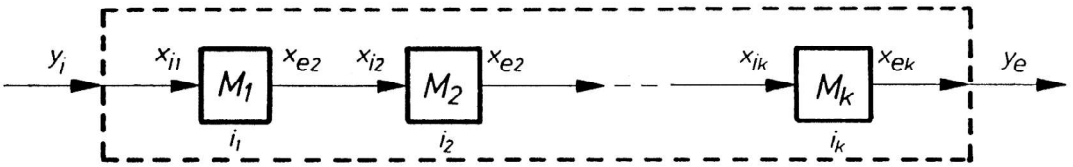
d. după modul de reglare a turației (elementului de ieșire)
   - cu reglare continuă
   - cu reglare discontinuă (în trepte)
   - cu reglare combinată

e. după modul de comandă și acționare
   - lanţuri cinematice manuale (acţionate şi comandate de operatorul uman);
   - lanţuri cinematice mecanizate (acţionate mecanic şi comandate de operator);
   - lanţuri cinematice automatizate (acţionate mecanic şi comandate automat de către un sistem de comandă).

Rolul de bază al fiecărui lanț cinematic este de a transfera mișcarea de la elementul conducător (sursa de mișcare) la elementul final de execuție (sculă sau piesă semifabricat). Pentru mișcările de lucru, sursa de mișcare este un motor electric, iar elementul final de execuție este scula așchietoare și/sau piesa semifabricat. La unele mașini-unelte universale, sursa de mișcare a lanțului cinematic de avans este un element din structura lanțului cinematic principal. La sistemele tehnologice de putere relativ mare, fiecare lanț cinematic de lucru poate avea sursă proprie de mișcare (motor electric).

Mărimea de intrare a LC este adesea o turaţie constantă, dar mărimea de ieşire este o mişcare care trebuie să răspundă unor cerinţe impuse de diferitele prelucrări care se execută pe maşina respectivă. De exemplu, mărimea de ieşire poate fi de altă natură decât cea de intrare, poate necesita porniri şi opriri repetate, inversări ale sensului de deplasare, reglarea mărimii (modulului) mişcării, etc., pentru fiecare cerinţă de realizat lanţul cinematic trebuind să fie dotat cu un mecanism specific.

În principiu, un LC poate fi reprezentat ca o succesiune de mecanisme, M_1, M_2, ...M_k, legate în serie.



Reprezentare de principiu a unui LC

x_i – mărimea de intrare pentru mecanismul ”i”

x_e - mărimea de ieșire pentru mecanismul ”i”

y_i – mărimea de intrare a LC

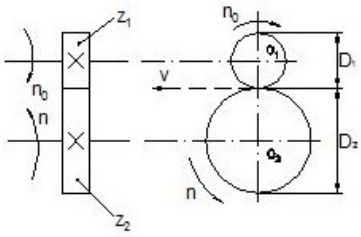
y_e – mărimea de ieșire a LC

Prin legarea în serie, mărimea de ieşire a unui mecanism este simultan şi mărime de intrare în mecanismul următor. În acelaşi timp, mărimea de intrare x_{i1} în primul mecanism constituie şi mărime de intrare în lanţul cinematic ($x_{i1} \equiv y_i$), iar mărimea de ieşire a ultimului mecanism (x_{ek}) constituie şi mărime de ieşire din lanţul cinematic ($x_{ek} \equiv y_e$).

Pe baza acestei reprezentări se definesc următorii **parametri caracteristici** ai lanțului cinematic:

1. Raportul de transmitere al unui mecanism M_j

$$i_j = \frac{x_{ej}}{x_{ij}}, \quad j = 1, 2, ...k$$



Mecanism pinion-roată dințată i = $n/n_o = z_1/z_2$

În relația raportului de transmitere *i* al mecanismului pinion-roată, *n* reprezintă frecvența (turația) condusă, iar n_o frecvența (turația) conducătoare. Cu z_1 s-a notat numărul de dinți ai pinionului, iar cu z_2 numărul de dinți al roții conduse de transmitere (de transfer) total al LC – definit ca produs al rapoartelor de transmitere ale mecanismelor componente.

2. Raportul de transmitere total al LC

$$\boldsymbol{I = \frac{y_e}{y_i} = i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots \cdot i_k = \frac{x_{e1}}{x_{i1}} \cdot \frac{x_{e2}}{x_{i2}} \cdot \ldots \cdot \frac{x_{ek}}{x_{ik}}.,}$$

y_i – mărimea de intrare a LC

y_e – mărimea de ieșire a LC

3. Ecuația de reglare a LC – exprimă legătura dintre mărimile de intrare și de ieșire ale LC

$$\mathbf{y_e = y_i \cdot I = y_i \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots \cdot i_k}$$

sau $\mathbf{y_e = y_i \cdot i_C \cdot i_r}$,

în care: i_c – produsul rap. de transmitere constante, i_r - – produsul rap. de transmitere reglabile

4. Gama (raportul) de reglare a mărimii de ieșire (n, v, s) a LC – se determină în funcție de gradul de universalitate a mașinii

$$\boldsymbol{R_{ye} = \frac{y_{e\,max}}{y_{e\,min}}}$$

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}}, \; R_v = \frac{v_{max}}{v_{min}}, \; R_s = \frac{s_{max}}{s_{min}}$$

5. Gama (raportul) de reglare a mărimii de intrare a LC - se determină, de exemplu, în cazul unui LC acționat de un motor asincron cu turații multiple

$$\boldsymbol{R_{yi} = \frac{y_{i\,max}}{y_{i\,min}}}$$

.

Structura și reprezentarea lanțurilor cinematice

Structural, un lanț cinematic se compune dintr-o succesiune de mecanisme, numărul și complexitatea acestora depinzând de funcțiile de bază ale lanțului cinematic respectiv: transferul, transformarea, întreruperea, inversarea și reglarea frecvenței mișcărilor pe care le asigură.

Structura unui LC este determinată de următorii **factori:**

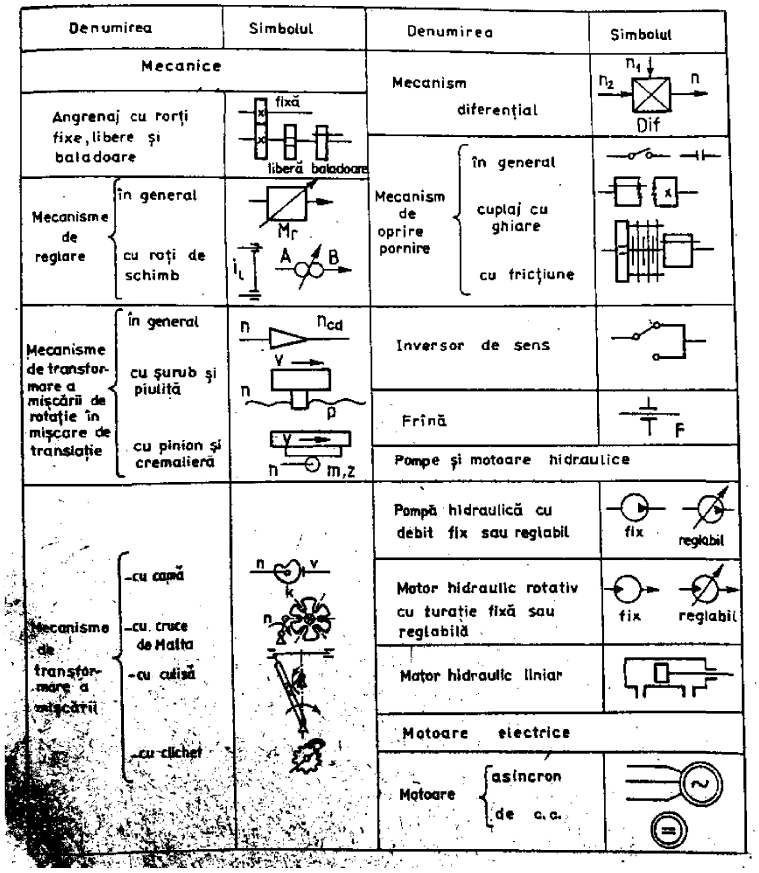
- tipul mișcării elementului conducător (motor) și a mișcării elementului condus (organul de lucru), care determină introducerea mecanismelor de transformare a mișcării de rotație în mișcare de translație, a mecanismelor de inversare sau pentru realizarea mișcărilor intermitente
- raportul de transmitere între motor și organul de lucru
- raportul (gama) de reglare a mărimii de ieșire (turație, viteză, avans), a cărui mărime se adoptă în funcție de gradul de universalitate al mașinii
- distanța de la motorul de acționare la organul de lucru și spațiul disponibil pentru amplasarea mecanismelor
- durabilitatea, siguranța în funcționare, randamentul și costul mecanismelor care pot fi utilizate pentru un anumit scop.

Pornind de la elementul (motorul) de acționare și până la elementul final, în structura LC pot fi întâlnite următoarele tipuri de mecanisme:

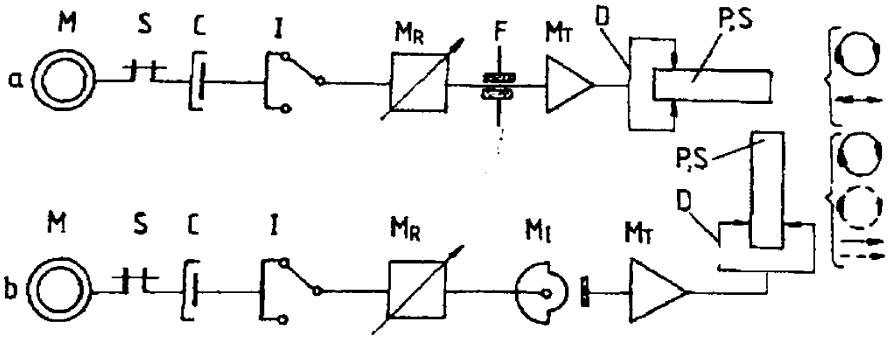
- mecanisme de pornire/oprire (cuplaje cu gheare sau cu fricțiune, mecanice sau electromagnetice)
- mecanisme pentru inversarea mișcării (inversoare cu roți dințate sau cuplaje)
- mecanisme pentru transformarea mișcării (șurub-piuliță, pinion-cremalieră, camă-tachet)
- mecanisme de reglare a frecvenței mișcării elementului final (cutii de viteze sau de avansuri, lire cu roți de schimb, variaori mecanici de turație)
- mecanisme pentru stabilizarea mișcării în timpul procesului (volanți)
- mecanisme de protecție la suprasarcini (stifturi sau pene de siguranță, ambreiaje)
- mecanisme de frânare, care să scurteze timpul de oprire al LC (frâne mecanice sau magnetice)

Elementele din structura unui LC se pot reprezenta grafic cu ajutorul unor simboluri standardizate, care reflectă funcția diferitelor mecanisme, fără a indica natura sau caracteristicile constructive ale acestora. Ca urmare, mecanisme cu același rol funcțional, dar constructiv diferite, vor avea același simbol.

Simboluri utilizate pentru reprezentarea elementelor componente ale LC de lucru



Utilizînd simbolurile standardizate pentru fiecare mecanism al unui LC se obține **schema structurală** a acestuia.



Scheme structurale pentru LC de lucru

a. LC principal; b. LC de avans

Motorul electric (sau de alt tip), M, furnizează mărimea de intrare în lanţul cinematic, y_i, care, de regulă, este o mişcare de rotaţie cu turaţia $n_0 = ct$. Cuplajul *C* este elementul de pornire-oprire al transmiterii mişcării, fără a întrerupe funcționarea motorului, iar inversorul *I* schimbă sensul mişcării. Elementul de siguranță, S, cedează, prin rupere sau decuplare, în cazul apariției unor suprasarcini, protejând astfel restul LC.

Prin **mecanismul de reglare** M_R se realizează modificarea voită a frecvenței mişcării, în funcție de cerinţele procesului de prelucrare, fiind caracterizat de raport de transmitere reglabil. (cutii de viteze sau de avansuri, lire cu roți de schimb, variatori mecanici de turație).

Frâna *F* are rolul de a asigura oprirea LC într-un timp cât mai scurt, sau cât mai precis într-o anumită poziţie.

Mecanismul de transformare M_T realizează transformarea mişcării de rotație în mișcare rectlinie și lipsește din LC principal dacă mișcarea principal este de rotație, respectiv din LCA daca micarea de avans este circulară.

Mecanismul M_I transformă mișcarea de rotație continuă în mișcare de rotație intermitentă și nu este necesar în LCA în cazul mișcărilor de avans continue.

Mișcarea principală și mișcările de avans pot fi executate de **piesă**, P, sau **sculă,** S. **Dispozitivul port-sculă sau port-piesă**, D, are rolul de a stabili și menține poziția corectă a sculei sau piesei în timpul prelucrării, în prezența forțelor de așchiere.

În figură au fost prezentate schemele structurale generalizate pentru lanţuri cinematice de lucru. În realitate, lanţurile cinematice pot să aibă o structură mai simplă, în funcţie de cerinţele mişcării pe care o realizează, sau un element să cumuleze mai multe funcţiuni. De exemplu, funcţiunile de pornire-oprire, inversare a sensului şi de frânare sunt realizate adeseori de motor, iar acţionările electrice moderne permit şi reglarea continuă a turaţiei, astfel încât partea mecanică a lanţului cinematic se simplifică foarte mult.

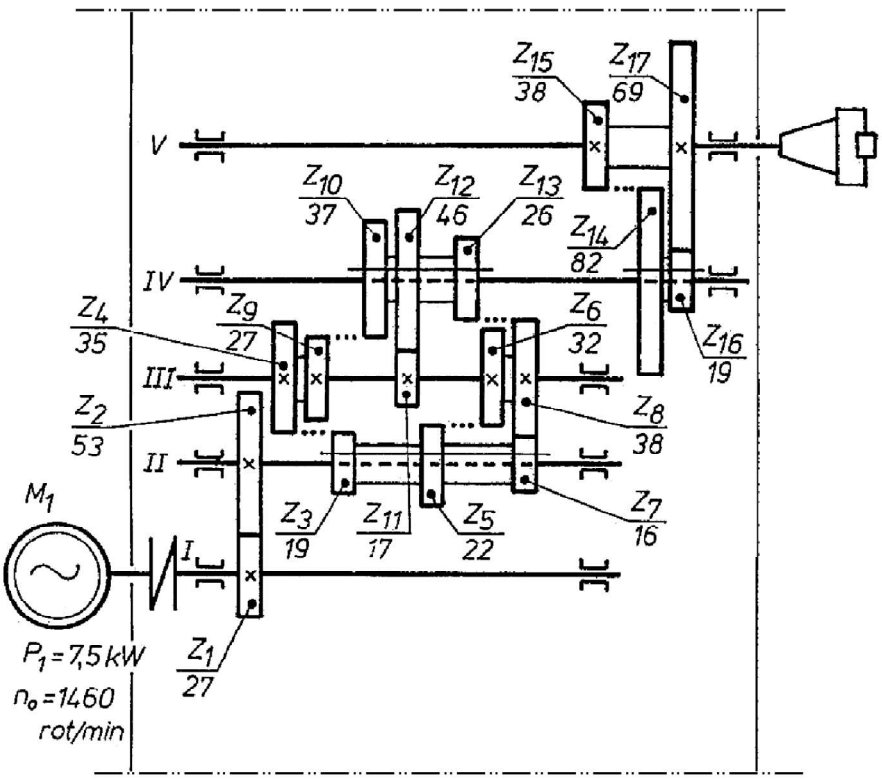
LC auxiliare

- nu conțin, de obicei mecanisme de reglare pentru că realizează mișcări care nu participă la generarea suprafețelor prin așchiere.
- Pot fi acționate mecanic sau manual. În cazul acționării mecanice, parametrii transferului energetic (cuplul și forța) au valori mult mai mici comparativ cu LC de lucru, în schimb parametrul vitezăă trebuie realizat la valori maxime, în scopul reducerii timpilor neproductivi.
- Mișcarea elementului final poate fi rectilinie sau circulară.
- Au o structură mai simplă, scurtă, realizată în general cu elemente cinematice similar celor din LC de lucru (cu excepția mecanismelor de reglare) și conțin, în plus mecanisme pentru înregistrarea deplasărilor pe durata mișcărilor auxiliare.

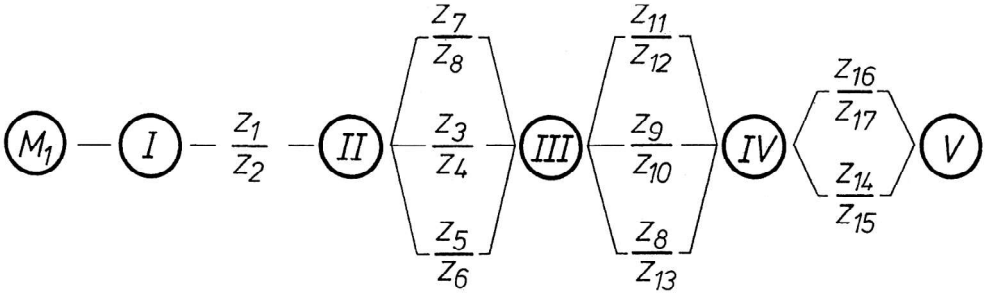
Pentru reprezentarea modului de transmitere a mişcării prin LC ale maşinii-unelte sunt utilizate:

A. Schema cinematică a maşinii-unelte;
B. Schema structurală generală a maşinii;
C. Schema fluxului cinematic.

A. **Schema cinematică a maşinii-unelte** – permite reprezentarea detaliată a maşinilor, cu simbolizarea tuturor organelor şi mecanismelor componente ale lanţurilor cinematice şi cu precizări asupra tipului şi caracteristicilor constructive ale mecanismelor.
B. **Schema structurală generală** – reprezentarea generală a lanţurilor cinematice din structura maşinii şi a modalităţilor de legare a acestora, cu ajutorul unor simboluri care reflectă funcţia diferitelor mecanisme (mecanisme de reglare, de transmitere, de transformare a mişcării etc.), fără a indica natura sau caracteristicile constructive, ca urmare, mecanisme cu funcţii similare, dar de construcţii diferite, vor avea acelaşi simbol.
C. **Schema fluxului cinematic** – reprezentarea grafică a modului de transmitere a mişcării prin mecanismele lanţului cinematic, având rol în simplificarea calculelor de reglare.



Schema cinematică a lanţului cinematic principal al unei maşini de frezat



Schema fluxului cinematic a lanţului cinematic principal al maşinii de frezat

Schema cinematică a maşinii de frezat - lanţul cinematic principal, alcătuit din arborii *I...V* şi antrenat de motorul electric *M1*, este independent de lanţurile cinematice de avans, antrenate de un alt motor. Urmărind schema cinematică a cutiei de viteze (lanţul cinematic principal), se observă modul de transmitere a mişcării de la motorul principal *M1*, prin arborele de intrare *I* şi cei intermediari *II, III* şi *IV*, la arborele principal *V*, cu ajutorul roţilor dinţate fixe şi a celor deplasabile axial (baladoare).

Schema fluxului cinematic pentru lanţul cinematic principal, trasată pe baza schemei cinematice, permite urmărirea mai comodă a modului de transmitere a energiei către arborele principal, punând în evidenţă şi rapoartele parţiale de transmitere ale mecanismelor.

LANȚURI CINEMATICE PENTRU MIȘCAREA PRINCIPALĂ. METODE DE REGLARE

Lanțul cinematic principal se definește ca **lanț cinematic de lucru, care asigură realizarea vitezei principale de așchiere, pe o traiectorie circulară, în cazul mișcării principale de rotație, respectiv pe o traiectorie rectilinie, dacă mișcarea principală este rectilinie-alternativă.**

Indiferent de forma traiectoriei elementului care execută mișcarea principală (scula sau piesa), parametrul cu rol determinat în procesul de așchiere este viteza liniară (periferică) a unui punct de pe tăișul sculei, aflat în mișcare relativă față de semifabricat, viteză care trebuie să fie egală cu viteza optimă de așchiere.

Viteza de așchiere optimă este determinată, ca mărime, de parametrii geometrici și materialul sculei, de mărimile avansului și adîncimii de așchiere, astfel că va diferi de la o prelucrare la alta. Din acest motiv, lanțurile cinematice principale trebuie să aibă posibilitatea de a realiza viteza optimă de așchiere în condiții de prelucrare diferite, astfel că vor fi prevăzute cu **subansamble sau mecanisme de reglare,** care să asigure realizarea vitezei într-un domeniu cuprins între v_{min} și v_{max}.

Aceste limite de variație a vitezei, v_{min} și v_{max}, determină mărimea gamei de reglare a vitezei, $R_v = v_{max}/v_{min}$, care se stabilește în funcție de gradul de universalitate al mașinii. Ca urmare, v_{min} și v_{max} au valori foarte apropiate la mașinile-unelte speciale (destinate prelucrării anumitor suprafețe, pe un anumit tip și dimensiune de piesă), valori mai largi la mașinile-unelte specializate (care prelucrează un anumit tip de suprafață sau piesă, cu dimensiuni diferite) și automate, respective foarte largi la mașinile-unelte universale (destinate prelucrării diferitelor tipuri de dimensiuni sau piese și realizării unor operații diferite).

Obținerea valorilor pentru gama de reglare a vitezei, Rv, sau a turației, Rn, se poate realiza prin reglare continuă sau prin reglare discontinuă – în trepte.

Metoda de reglare continuă permite obținerea oricărei valori a vitezei de așchiere în domeniul [v_{min}, v_{max}] și se realizează, în acţionarea mecanică, cu ajutorul variatorilor mecanici, care au însă dezavantajul gamelor de reglare mici (de obicei, r_n=6 şi, la anumite construcţii, r_n = 9). Gamele de reglare a turaţiilor la maşini-unelte fiind mult mai mari (până la R_n=200), variatorii mecanici au o utilizare restrânsă, fiind folosiţi numai la reglarea lanțurilor cinematice cu mișcare de rotaţie. Posibilităţi mai largi de reglare continuă oferă acţionarea hidraulică sau electrică.

Metoda de reglare în trepte a vitezei permite realizarea numai a anumitor valori sau trepte de viteză în domeniul [v_{min}, v_{max}]. Metoda este specifică acționării mecanice a mașinilor-unelte și se realizează prin introducerea în lanțul cinematic principal a unor mecanisme de reglare de tipul cutiilor de viteze sau lirelor cu roți de schimb sau se acționează lanțul cinematic principal cu un motor electric asincron cu 2-3-4 turații.

Principalele avantaje ale reglării în trepte se referă la obținerea unor valori mari ale gamei de reglare a vitezei și la asigurarea stabilității mișcării principale la variațiile de sarcină din timpul prelucrării. Dezavantajul major îl constituie imposibilitatea obţinerii valorii optime a vitezei de aşchiere la elementul final, din cauza caracterului discontinuu de acoperire a gamei de viteze/turaţii, ceea ce determină scăderea productivității prelucrării.

Din punct de vedere a productivității, metoda de reglare continuă este mai avantajoasă. De exemplu, dacă, pentru anumită prelucrare, s-a determinat viteza optimă de așchiere, $v = v_{opt}$, această valoare va putea fi materializată cu precizie dacă LCP este cu reglare continuă, singura condiție fiind ca $v = v_{opt}$ să se găsească în intervalul admisibil [v_{min}, v_{max}]. În aceste condiții, de așchiere cu viteza optimă, se va obține un randament maxim al sculei și mașinii, deci productivitatea prelucrării va avea valoarea optimă.

În cazul reglării în trepte, $v = v_{opt}$ coincide foarte rar cu una din treptele șirului de viteze obținut la elementul final, $v_{min} = v_1, v_2, ...v_z = v_{max}$, situându-se de regulă între două trepte succesive, v_{j-1} și v_j:

$$\mathbf{v_{j-1} < \ v = v_{opt} \ < v_j}$$

Pentru evitarea uzurii rapide a sculei se adoptă de obicei treapta inferioară de viteză, $\mathbf{v_{j-1}}$, deci prelucrarea se va realiza cu o pierdere de viteză $\Delta v = \mathbf{v_{opt} - v_{j-1}}$, care va determina o scădere a productivității Q și o creștere a timpului de bază, t_b.

NATURA ȘIRULUI TURAȚIILOR ÎN MIȘCAREA PRINCIPALĂ DE ROTAȚIE

Lanțurile cinematice de natură mecanică pentru mișcări principale de rotație cu reglare în trepte trebuie să asigure la elementul final (scula sau piesa semifabricat) un șir de turații de forma $\mathbf{n_{min}} = \mathbf{n_1}, \mathbf{n_2}, \dots, \mathbf{n_z} =$

$\mathbf{n_{max}}$ [rot/min]. Valorile acestor turații se obțin utilizând un mecanism de reglare în trepte – cutie de viteze sau liră cu roți de schimb, astfel încât să rezulte valoarea impusă pentru gama de reglare a turației, $R_n = n_{max}/n_{min} = n_z/n_1$.

La orice mişcare de rotaţie, între viteza periferică, egală cu viteza de aşchiere, şi turaţie se stabileşte relaţia:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \text{[m/min]},$$

în care: d – diametrul elementului care execută mișcarea principală (scula la mașini de găurit și de frezat sau piesa la strunguri), în mm
n – frecvența mișcării principale (turaţia), în rot/min

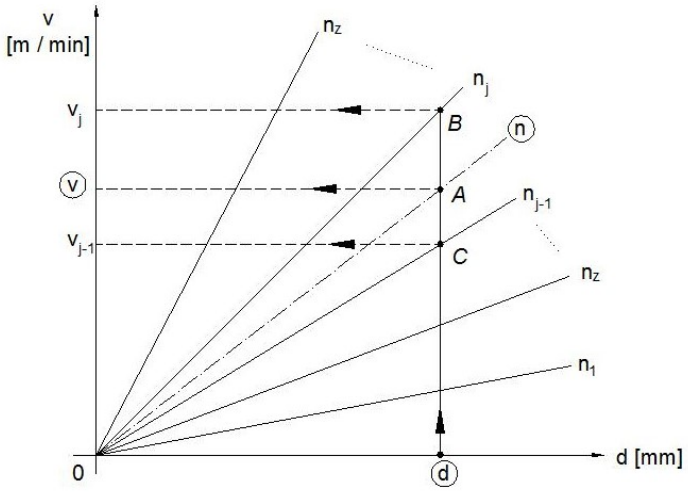
Turația minimă, n_{min}, la elementul final este impusă în cazul prelucrării cu viteza de aşchiere minimă, v_{min}, pentru care diametrul d al elementului final are valoarea maximă, d_{max}. Corespunzător, turația maximă, n_{max}, se determină pentru prelucrarea cu viteza maximă, v_{max} la valoarea minimă a diametrului, d_{min}. Rezultă în acest fel relațiile pentru valorile limită ale turației:

$$n_{min} = \frac{1000 \cdot v_{min}}{\pi \cdot d_{max}} \text{[rot/min]}$$

$$n_{max} = \frac{1000 \cdot v_{max}}{\pi \cdot d_{min}} \text{[rot/min]}$$

În aceste condiții, este necesar să se stabilească modul în care se dispun valorile șirului de turații între cele două limite, n_{min} și n_{max}, respectiv care trebuie să fie natura şirului de turaţii n_1, ..., n_z pentru ca reglarea maşinii-unelte să fie optimă.

Pentru aceasta, se reprezintă grafic funcția v = f (d) pentru toate valorile șirului de turații, n_1, ..., n_z, rezultând în acest fel un fascicul de drepte care trec prin originea sistemului de coordonate.



Reprezentarea grafică a funcției v = f (d) pentru turațiile n_1, ..., n_z

Dacă pentru prelucrarea cu diametrul ***d*** (al piesei sau sculei) s-a determinat viteza optimă de aşchiere, ***v***, atunci, pentru realizarea acestei viteze, maşina-unealtă ar trebui să dispună de turația ***n***. Valoarea vitezei v se încadrează între valorile v_{j-1} și v_j și, corespunzător, turația n se află între turațiile n_{j-1} și n_j pe care le realizează maşina.

$$v_{j-1} < v < v_j$$

$$n_{j-1} < n < n_j$$

Pentru că prelucrarea trebuie să se realizeze cu una dintre turațiile posibil a fi obținute pe mașină și pentru a evita uzura intensivă a sculei, se adoptă pentru v treapta inferioară de viteză, v_{j-1}, căreia îi corespunde turația n_{j-1}. Ca urmare, prelucrarea va avea loc cu o pierdere de viteză $\Delta v = v - v_{j-1} = \overline{AC}$ pe grafic, care determină o pierdere de productivitate ideală, ΔK.

Productivitatea ideală, K și viteza de așchiere v sunt direct proporționale, la fel ca viteza v și turația, n, deci rezultă că pierderea relativă de productivitate ideală va fi egală cu pierderea relativă de viteză, respectiv de turație:

$$\frac{\Delta K}{K} = \frac{\Delta v}{v} = \frac{\Delta n}{n} \text{ sau } \frac{\Delta K}{K} = \frac{v - v_{j-1}}{v} \cdot 100\% = \frac{n - n_{j-1}}{n} \cdot 100\%$$

De pe graficul de variație v = f (d) se observă că Δv, respectiv ΔK/K este cu atât mai mare, cu cât punctul A este mai aproapte de punctul B. Când punctele A și B sunt foarte apropiate, fără însă să coincidă, se poate considera în relaţie că **n = n_j**, iar pierderea relativă de productivitate va avea valoare maximă:

$$\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = \left(\frac{\Delta n}{n}\right)_{max} = \frac{n_j - n_{j-1}}{n_j} \cdot 100\%$$

Eliminarea completă a pierderii de viteză Δv, deci a pierderii de productivitate ΔK, în cazul reglării în trepte nu este posibilă, dar se poate impune ca pierderea relativă maximă de productivitate să fie **<u>constantă</u>** pentru toate treptele de turaţie n_1, n_2, ..., n_z, adică:

$$\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = \frac{n_j - n_{j-1}}{n_j} \cdot 100\% = constant$$

ceea ce se reduce la raportul $\frac{n_j - n_{j-1}}{n_j}$ = const., adică $\frac{n_{j-1}}{n_j}$ = const. Se notează această constantă: $\frac{n_{j-1}}{n_j} = \frac{1}{\varphi} \leftrightarrow$

$$\boldsymbol{n_j = n_{j-1} \cdot \varphi}$$

Deci, pentru ca pierderea relativă maximă de productivitate ideală să fie constantă pe toate treptele șirului de turații, valorile turațiilor n_1, ..., n_z trebuie să formeze o **progresie geometrică, de rație φ,** de forma:

$$n_1; n_2 = n_1 \cdot \varphi; n_3 = n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2; ...; n_{K-1} = n_1 \cdot \varphi^{K-2}; n_K = n_1 \cdot \varphi^{K-1}; ...; n_Z = n_1 \cdot \varphi^{Z-1}$$

Valorile raţiilor utilizate la stabilirea turaţiilor maşinilor-unelte se supun şirurilor de numere normale reglementate prin sistemul de standarde ISO. Prin *şiruri de numere normale* se înţeleg şirurile de numere în progresie geometrică, rotunjite convenţional, având una din raţiile:

$\varphi_{40} = \sqrt[40]{10} = 1{,}06;\ \ \varphi_{20} = \sqrt[20]{10} = 1{,}12;\ \ \varphi_{10} = \sqrt[10]{10} = 1{,}26;\ \ \varphi_5 = \sqrt[5]{10} = 1{,}58$, primul termen fiind unitatea.

Ca urmare, valorile rației φ au fost normalizate în intervalul (1, 2], respectiv $1 < \varphi \leq 2$. Limita inferioară, $1 < \varphi$, s-a obținut din condiția ca șirul de turații n_1, ..., n_z să fie crescător, adică $\varphi = \frac{n_{j+1}}{n_j} > 1$, iar limita superioară, $\varphi \leq 2$ a rezultat din limitarea pierderii relative maxime de productivitate ideală la 50%.

$$\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = \frac{n_j - n_{j-1}}{n_j} 100\% \leq 50\% \rightarrow 1 - \frac{n_{j-1}}{n_j} \leq \frac{1}{2} \rightarrow 1 - \frac{1}{\varphi} \leq \frac{1}{2} \rightarrow \varphi \leq 2$$

Valorile rației φ în intervalul (1, 2] s-au determinat astfel încât să fie respectate următoarele condiții:

- Existența în șirul de turații a termenilor aflați în raportul 1:10;

– Existența în șirul de turații a termenilor aflați în raportul 1:2, astfel încât să devină posibilă utilizarea – pentru acționarea lanțului cinematic principal – a motoarelor asincrone trifazate cu turații multiple (n_{o1}, n_{o2} sau n_{o1}, n_{o2}, n_{o3}), aflate în raportul $n_{o2}/n_{o1}=2$ sau $n_{o3}/n_{o2}=n_{o2}/n_{o1}=2$.

Aceste două condiții impuse valorilor rației φ pot fi exprimate prin relațiile

$$\varphi = \sqrt[m]{10} \quad şi \quad \varphi = \sqrt[k]{2},$$

în care mărimile m și k s-au ales astfel încât pierderea relativă maximă de productivitate ideală să capete valorile 5%; 10%; 20%; 30%; 40%; 45% și 50%.

În aceste condiții rezultă următoarele valori normalizate ale rației φ:

$\varphi = 1.06 = 1.06^1$ pentru m=40 și k=12; $\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = 5\%$

$\varphi = 1.12 = 1.06^2$ pentru m=20 și k=6; $\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = 10\%$

$\varphi = 1.26 = 1.06^4$ pentru m=10 și k=3; $\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = 20\%$

$\varphi = 1.41 = 1.06^6$ pentru m=20/3 și k=2; $\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = 30\%$

$\varphi = 1.58 = 1.06^8$ pentru m=5 și k=1.6; $\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = 40\%$

$\varphi = 1.78 = 1.06^{10}$ pentru m=4 și k=1.2; $\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = 45\%$

$\varphi = 2 = 1.06^{12}$ pentru m=20/6 și k=1; $\left(\frac{\Delta K}{K}\right)_{max} = 50\%$

Dacă se consideră că primul termen al şirului de turaţii este n_1 = 1 rot/min şi raţia φ = 1.06, cu relaţia termenului general al progresiei geometrice $n_j = n_{j-1} \cdot \varphi$ se obţine *<u>şirul fundamental al turațiilor</u>*, notat cu R40, șir care conține 40 de termeni:

n_1 = 1; 1,06; 1,12; 1,18; 1,26; 1,32; 1,40; 1,50; 1,60; 1,70; 1,80; 1,90; 2,00; 2,12; 2,24; 2,36; 2,50; 2,65; 2,80; 3,00; 3,15; 3,35; 3,55; 3,75; 4,00; 4,25; 4,50; 4,75; 5,00; 5,30; 5,60; 6,00; 6,30; 6,70; 7,10; 7,60; 8,00; 8,50; 9,00; n_{40} = 9,50 rot/min.

Pentru a obține valori ale turațiilor mai mari decât n_{40} = 9,50 rot/min, termenii șirului R40 se multiplică succesiv cu 10, 100, 1000 etc. ($n_{41} = 10\ n_1$, $n_{42} = 10\ n_2$ samd)

Pentru că valorile normalizate ale rației φ sunt legate între ele, în cazul în care rația φ diferă de valoarea 1.06, turațiile se obțin cu ajutorul șirurilor derivate din șirul findamental R40, considerând termenii din 2 în 2 (dacă $\varphi = 1.12 = 1.06^2$), din 4 în 4 (dacă $\varphi = 1.26 = 1.06^4$) șamd.

De exemplu, pentru $\varphi = 1.26 = 1.06^4$, considerând termenii din șirul R40 din 4 în 4, corespunzător exponentului din relația de legătură între valorile raţiilor, se vor obține turațiile: 1,26; 1,60; 2,00; 2,50; șamd.

Turaţiile înscrise pe plăcuţele indicatoare ale maşinilor-unelte sunt turaţii normalizate, deci se regăsesc în șirul fundamental R40. Datorită dificultăţilor care apar la proiectarea cutiilor de viteze, turaţiile reale n_R diferă de cele normalizate n_n, eroarea cinematică calculându-se cu relaţia:

$$\varepsilon = \frac{n_R - n_n}{n_n} \cdot 100 \ [\%]$$

Eroarea cinematică prezintă importanţă la normarea tehnică, toleranţa cinematică admisă fiind (-2…+3) [%]. Pe baza relaţiei erorii cinematice ε se trasează diagrama erorilor, care este prezentată în cartea tehnică a maşinii.

SUBANSAMBLURI DE REGLARE A TURAȚIEI LANȚURILOR CINEMATICE PRINCIPALE

Pentru reglarea turației elementului final al lanțurilor cinematice principale pot fi utilizate cutii de viteze sau lire cu roți de schimb, în cazul reglării în trepte, respectiv diferite construcții de variatori mecanice, dacă reglarea turației se realizează continuu.

Aceste subansambluri sunt caracterizate de raport de transmitere variabil, astfel că determină modificarea raportului de transmitere total al LCP respectiv și, ca urmare, se poate modifica (regla) turația arborelui principal.

A. CUTII DE VITEZE

Sunt subansambluri de reglare care permit realizarea la arborele principal al mașinii a unui număr de trepte de turație, utilizând mecanisme cu roți baladoare sau cuplaje. Folosirea blocurilor baladoare simplifică mult construcția cutiei de viteze și mărește durata de utilizare a acesteia, dat fiind ca roțile dințate intră în angrenare alternativ, în funcție de valoarea turației care trebuie obținută. Reglarea cu ajutorul cuplajelor este justificată la cutiile de viteze la care roțile angrenează permanent.

Cutiile de viteze primesc la intrare, de regulă, o turaţie unică n_0 , a motorului de acționare, şi asigură la ieşire, deci la arborele principal al mașinii, un număr determinat de turaţii fixe (discrete), cuprinse între limitele n_{min} şi n_{max}, ale căror valori formează o progresie geometrică.

Din punct de vedere structural, cutiile de viteze pot avea structură normală, respectiv structură complexă.

a. **Cutii de viteze cu structură normală** – asigură realizarea treptelor de turație la arborele principal prin legarea în serie a unor grupe cinematice; fiecare grupă realizează un anumit număr de rapoarte de transmitere parțiale, astfel că o valoare a turației elementului final se obține prin contribuția câte unui singur raport de transmitere din fiecare grupă cinematică.

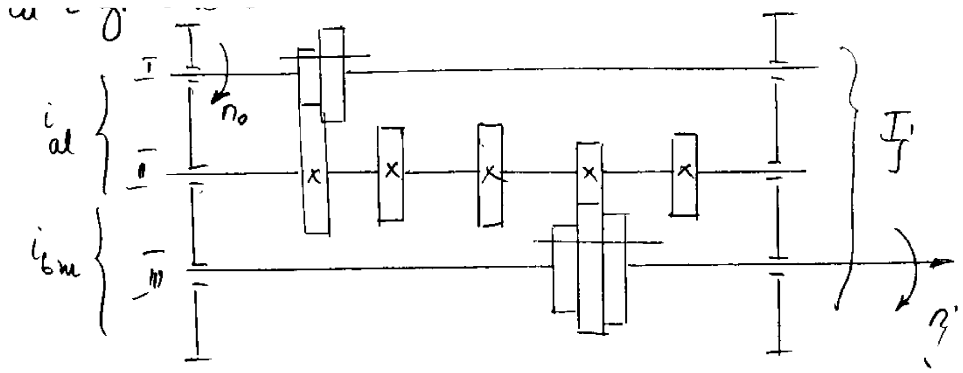
Grupa cinematică reprezintă totalitatea transmisiilor (angrenajelor), caracterizate de câte un raport de transmitere de anumită valoare, dintre doi arbori succesivi ai cutiei de viteze, dintre care unul este arbore conducător, iar celălalt arbore condus.

Pentru cazul general al unei cutii de viteze cu structură normală, formată din *w* grupe cinematice legate în serie, fiecare grupă asigurând $p_1, p_2, ..., p_w$ rapoarte de transmitere, numărul z de trepte de turație obținut la arborele principal se determină cu relația:

$$z = p_1 \cdot p_2 \cdot \ldots \cdot p_w$$

Relația este valabilă pentru cazul în care grupele cinematice ale CV realizează numere diferite de rapoarte de transmitere, adică $p_1 \neq p_2 \neq ... \neq p_w$. Dacă există grupe cinematice care determină același număr d e rapoarte de transmitere, atunci relația numărului z de turații devine: $z = p_1^{k_1} \cdot p_2^{k_2} \cdot \ldots p_w^{k_w}$, cu $k_1 + k_2 + ... + k_w = w$.

<u>Exemplificare:</u>



Se consideră o cutie de de viteze cu structură normală, formată din 2 grupe cinematice, a și b, la care arborele de intrare, I, este antrenat de către un motor de acționare cu turația ct. n_o, iar la arborele principal, III, se obțin z trepte de turații, n_j , j = 1, 2,...z. Schema cinematică este reprezentată în figura de mai sus.

Grupa cinematică a, dintre arborii I și II, determină p_a = 2 rap. de transmitere, ia_1 și i_{a2}, obținute corespunzător celor 2 poziții ale blocului balador de pe arborele I.

Similar, grupa cinematică b, dintre arborii II și III, determină p_b = 3 rap. de transmitere, i_{b1}, i_{b2} și i_{b3}. obținute corespunzător celor 3 poziții ale blocului balador de pe arborele III.

Pentru că cele 2 grupe cinematice sunt legate în serie, numprul z de turații la arborele principal III se obșine cu relația:

$$z = p_a \cdot p_b = 2 \cdot 3 = 6 \text{ trepte de turație}$$

Ecuația de reglare a LC principal reprezentat este de forma:

$\boldsymbol{n_j = n_o \cdot I = n_o \cdot i_{al} \cdot i_{bm}}$, în care l = 1, 2, m = 1, 2, 3, iar j = 1,2..., 6

Deci, pentru diferitele poziții ale baladoarelor de pe arborii I și III, vor rezulta la arborele principal III următoarele 6 trepte de turație, conform ecuației de reglare:

$n_1 = n_o \cdot i_{a1} \cdot i_{b1}$ $\quad$ $n_4 = n_o \cdot i_{a2} \cdot i_{b1}$

$n_2 = n_o \cdot i_{a1} \cdot i_{b2}$ $\quad$ $n_5 = n_o \cdot i_{a2} \cdot i_{b2}$

$n_3 = n_o \cdot i_{a1} \cdot i_{b3}$ $\quad$ $n_6 = n_o \cdot i_{a2} \cdot i_{b3}$

b. Cutii de viteze cu structură complexă

- sunt formate din mai multe circuite prin care se transmite mişcarea de la motorul de acţionare la elementul final; fiecare circuit are structură normală şi asigură câte un domeniu de turaţii la arborele principal.

Structurile complexe de cutii de viteze se utilizează în 2 situații:

- dacă este necesară obținerea unei game largi de reglare a turației, respectiv R_n este foarte mare
- dacă, pentru a realiza o productivitate crescută a prelucrării, se impune o valoare redusă pentru rația φ a progresiei geometrice pe care o formează valorile turațiilor, ceea ce ar presupune utilizarea unui număr mare de grupe cinematice legate în serie (CV cu structură normală).

Structurile complexe de CV permit eliminarea a douaă dintre principalele dezavantaje ale structurilor normale, și anume:

1. cel puțin jumătate dintre roțile dințate ale CV se rotesc în gol, consumând energie;

2. la dispunerea în serie a grupelor cinematice, arborii CV se dimensionează pentru turațiile joase; ca urmare, în momentul cuplării turațiilor înalte, când încărcarea arborilor este mai redusă, intervine o supradimensionare a arborilor respectivi, dar și a roților dințate montate pe aceștia.

Practic, structurile complexe permit separarea circuitelor destinate realizării turațiilor înalte de cele pentru turații joase, asigurându-se în acest fel condiții ridicate de precizie când se prelucrează cu turații înalte și apar fenomene dinamice. Pe de altă parte, în cazul lucrului la turații joase există posibilitatea dimensionării corecte a arborilor și roților dințate, rezultând economii de materiale.

Numărul z de trepte de turație obținut la elementul final al unei CV cu structură complexă se obține prin însumarea numerelor de turații z_1, z_2, z_3 realizate de către fiecare circuit al CV:

$$z = z_1 + z_2 \;\; sau \;\; z = z_1 + z_2 + z_3$$

De obicei există o porțiune comună a circuitelor componente, care asigură realizarea a z^o turații , astfel încât relația numărului z de turații devine:

$$z = z^o \cdot z' + z^o \cdot z'' \;\; sau \;\; z = z^o \cdot z' + z^o \cdot z'' + z^o \cdot z'''$$

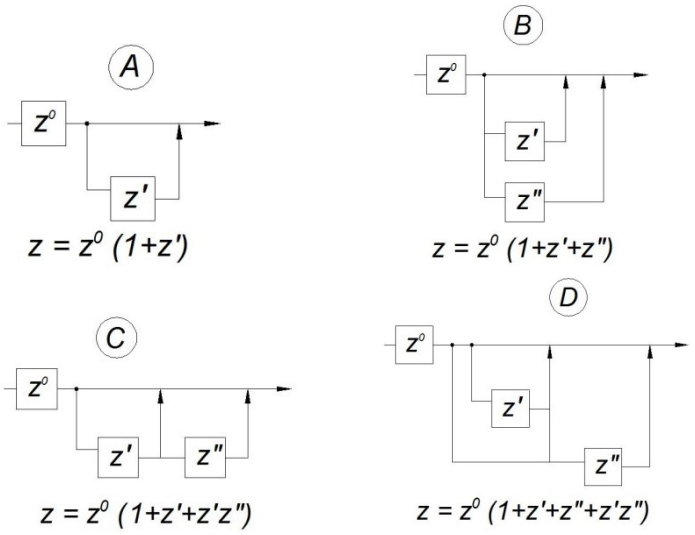
Grupele cinematice legate în serie care determină cele z^o turații constituie ***structura de bază*** a cutiei de viteze, care se cuplează direct la elementul final, astfel încât formează circuitul scurt, destinat obținerii domeniului turațiilor celor mai înalte. Celelalte grupa cinematice, care determină z', z", z''' turații sunt asociate structurii de bază pentru a forma circuitele lungi, și reprezintă ***structurile suplimentare*** ale cutiei de viteze.

Clasificarea structurilor complexe:

a. după numărul de structuri suplimentare:
   - cu o structură suplimentară;
   - cu două structuri suplimentare;
   - cu trei structuri suplimntare

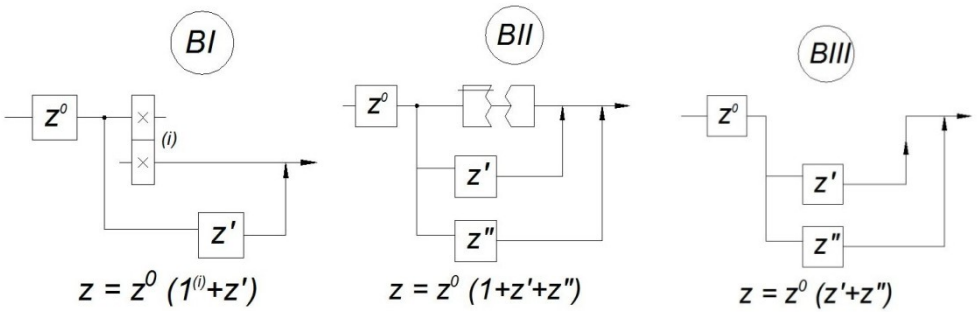
   Cele mai raţionale structuri complexe sunt cele care includ cel mult 2 structuri suplimentare.

b. după modul de legare a structurilor componente, se deosebesc patru categorii de structuri complexe, tip A, B, C sau D: A – cu 1 str. suplim., B – cu 2 SS legate în paralel, C - cu 2 SS legate în serie, D - cu 2 SS legate în serie-paralel.



c. După modul de transmitere a mișcării de la structura de bază la elementul final, există trei variante de structuri complexe, respectiv tip I, II sau III.

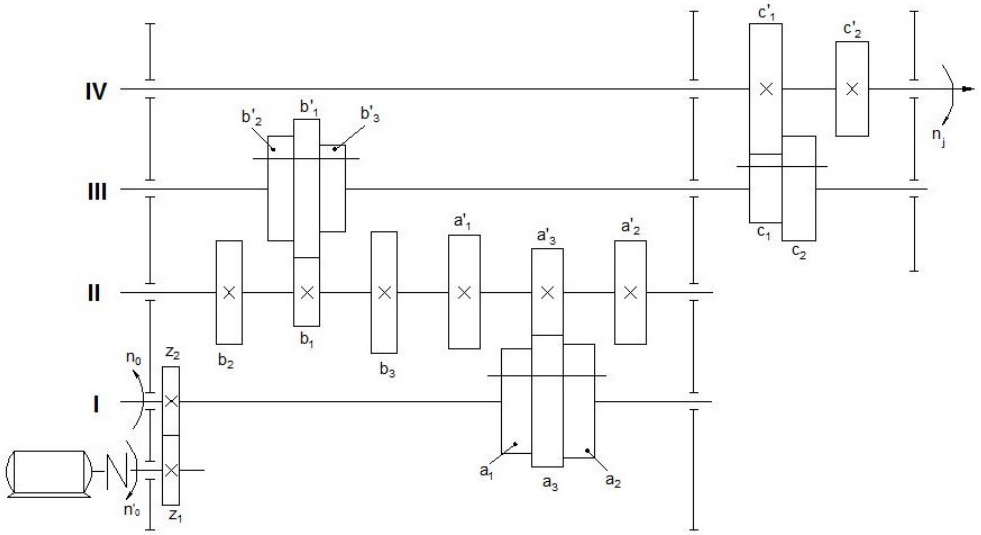
La structurile complexe de tip I, mișcarea se transmite de la structura de bază la elementul final printr-un angrenaj cu raport de transmitere constant (i), la structurile de tip II mișcarea se transmite printr-un cuplaj, în timp ce la structurile de tip III mișcarea nu se transmite direct de la structura de bază la elementul final



Metoda analitică pentru determinarea rapoartelor de transmitere ale cutiilor de viteze

Pentru determinarea valorilor rapoartelor de transmitere parțiale realizate de grupele cinematice ale unei cutii de viteze, se impune stabilirea, într-o primă fază, a relaţiei în care trebuie să se afle aceste rapoarte pentru ca şirul turaţiilor la arborele principal să formeze o progresie geometrică de raţie φ.

Se consideră o cutie de viteze cu structură normală, având următoarea schemă cinematică:



Numărul de grupe cinematice al CV*: w = 3, cu $p_1 = 3$, $p_2 = 3$, $p_3 = 2$* rapoarte, astfel încât la elementul final se obțin *$z = p_1 \cdot p_2 \cdot p_3 = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$ turaţii.*

Sunt cunoscute valorile turaţiilor rezultate la arborele principal IV: $n_1, n_2, ..., n_z$ şi turaţia n_0 a arborelui I, $n_0 = n_0' \cdot \frac{z_1}{z_2}$

Structura cutiei de viteze a fost aleasă astfel încât rapoartele de transmitere din grupele cinematice să îndeplinească condiţiile:

$$\frac{a}{a'} < \frac{b}{b'} < \frac{c}{c'}; \quad \frac{a_1}{a_1'} < \frac{a_2}{a_2'} < \frac{a_3}{a_3'}; \quad \frac{b_1}{b_1'} < \frac{b_2}{b_2'} < \frac{b_3}{b_3'}; \quad \frac{c_1}{c_1'} < \frac{c_2}{c_2'}$$

O anumită turație la arborele principal se obține în baza ecuației de reglare a LC, în funcție de turația no a arborelui I, utilizând câte un raport de transmitere din fiecare grupă cinematică:

$n_j = n_0 \cdot \frac{a_k}{a_k'} \cdot \frac{b_l}{b_l'} \cdot \frac{c_m}{c_m'}$, în care: k = 1, 2, 3; l = 1, 2, 3 și m = 1, 2

Raportul de transmitere total al LC principal este de forma: $I_j = \frac{n_j}{n_0} = \frac{a_k}{a'_k} \cdot \frac{b_l}{b'_l} \cdot \frac{c_m}{c'_m}$

Se obțin în acest fel următoarele rapoarte de transmitere I_j, corespunzătoare celor 18 trepte de turație la elementul final, ordonate crescător:

$$I_1 = \frac{a_1}{a'_1} \cdot \frac{b_1}{b'_1} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_7 = \frac{a_1}{a'_1} \cdot \frac{b_3}{b'_3} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_{13} = \frac{a_1}{a'_1} \cdot \frac{b_2}{b'_2} \cdot \frac{c_2}{c'_2}$$

$$I_2 = \frac{a_2}{a'_2} \cdot \frac{b_1}{b'_1} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_8 = \frac{a_2}{a'_2} \cdot \frac{b_3}{b'_3} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_{14} = \frac{a_2}{a'_2} \cdot \frac{b_2}{b'_2} \cdot \frac{c_2}{c'_2}$$

$$I_3 = \frac{a_3}{a'_3} \cdot \frac{b_1}{b'_1} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_9 = \frac{a_3}{a'_3} \cdot \frac{b_3}{b'_3} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_{15} = \frac{a_3}{a'_3} \cdot \frac{b_2}{b'_2} \cdot \frac{c_2}{c'_2}$$

$$I_4 = \frac{a_1}{a'_1} \cdot \frac{b_2}{b'_2} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_{10} = \frac{a_1}{a'_1} \cdot \frac{b_1}{b'_1} \cdot \frac{c_2}{c'_2} \qquad I_{16} = \frac{a_1}{a'_1} \cdot \frac{b_3}{b'_3} \cdot \frac{c_2}{c'_2}$$

$$I_5 = \frac{a_2}{a'_2} \cdot \frac{b_2}{b'_2} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_{11} = \frac{a_2}{a'_2} \cdot \frac{b_1}{b'_1} \cdot \frac{c_2}{c'_2} \qquad I_{17} = \frac{a_2}{a'_2} \cdot \frac{b_3}{b'_3} \cdot \frac{c_2}{c'_2}$$

$$I_6 = \frac{a_3}{a'_3} \cdot \frac{b_2}{b'_2} \cdot \frac{c_1}{c'_1} \qquad I_{12} = \frac{a_3}{a'_3} \cdot \frac{b_1}{b'_1} \cdot \frac{c_2}{c'_2} \qquad I_{18} = \frac{a_3}{a'_3} \cdot \frac{b_3}{b'_3} \cdot \frac{c_2}{c'_2}$$

Împărţind convenabil aceste expresii, se constată că rapoartele de transmitere din prima grupă cinematică, $\left(\frac{a_1}{a'_1}, \frac{a_2}{a'_2}, \frac{a_3}{a'_3}\right)$ se află în aceași relaţie cu rapoartele de transmitere I_1, I_2, I_3, sau I_4, I_5, I_6 etc.

$$\frac{a_1}{a'_1} : \frac{a_2}{a'_2} : \frac{a_3}{a'_3} = I_1 : I_2 : I_3 = I_4 : I_5 : I_6 = \ldots$$

Ştiind că şirul turaţiilor n_j la arborele principal este o progresie geometrică de raţie φ, atunci:

$$I_j = \frac{n_j}{n_0} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{j-1}}{n_0} \rightarrow \frac{a_1}{a'_1} : \frac{a_2}{a'_2} : \frac{a_3}{a'_3} = I_1 : I_2 : I_3 = \frac{n_1 \cdot \varphi^0}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^1}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^2}{n_0} = \frac{n_1 \cdot \varphi^3}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^4}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^5}{n_0} \ldots$$

$$\text{sau } \boldsymbol{\frac{a_1}{a'_1} : \frac{a_2}{a'_2} : \frac{a_3}{a'_3} = 1 : \varphi : \varphi^2}$$

Deci, în grupa cu cele mai mici rapoarte de transmitere, numită <u>grupă de bază</u> valorile rapoartelor formează o progresie geometrică cu raţia φ^{x_1}, în care $x_1 = 1$.

Prin analogie, se obțin pentru celelalte grupe cinematice următoarele relații:

$$\frac{b_1}{b'_1} : \frac{b_2}{b'_2} : \frac{b_3}{b'_3} = I_1 : I_4 : I_7 = I_2 : I_5 : I_8 = \cdots = \frac{n_1 \cdot \varphi^0}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^3}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^6}{n_0} = \frac{n_1 \cdot \varphi^1}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^4}{n_0} : \frac{n_1 \cdot \varphi^7}{n_0} = \cdots$$

$$\textit{sau} \quad \boldsymbol{\frac{b_1}{b'_1} : \frac{b_2}{b'_2} : \frac{b_3}{b'_3} = 1 : \varphi^3 : \varphi^6,}$$

În prima grupă auxiliară, care urmează grupei de bază ca mărime a rapoartelor de transmitere, valorile rapoartelor formează o progresie geometrică cu raţia φ^{x_2}, în care $x_2 = 3 = p_1$ – nr. de rapoarte din grupa de bază.

$$\frac{c_1}{c_1'}:\frac{c_2}{c_2'} = I_1:I_{10} = I_2:I_{11} = \cdots = \frac{n_1\cdot\varphi^0}{n_0}:\frac{n_1\cdot\varphi^9}{n_0} = \cdots \qquad \text{sau} \qquad \frac{\mathbf{c_1}}{\mathbf{c_1'}} : \frac{\mathbf{c_2}}{\mathbf{c_2'}} = \mathbf{1 : \varphi^9}$$

Adică, în a doua grupă auxiliară (grupa care urmează primei grupe auxiliare în ordinea mărimii rapoartelor de transmitere) valorile rapoartelor formează o progresie geometrică cu raţia φ^{x_3}, în care $x_3 = p_1\cdot p_2 = 3\cdot 3 = 9$ rapoarte, respectiv produsul dintre numerele de raport din grupa de bază şi din prima grupă auxiliară.

În concluzie, pentru ca cele z turaţii la elementul final al LCP să formeze o progresie geometrică, este necesar ca valorile rapoartelor de transmitere parţiale din cadrul fiecărei grupe cinematice să fie în progresie geometrică de raţie φ^x, cu φ - raţia şirului turaţiilor la arborele principal; x – număr întreg pozitiv.

Valoarea x este determinată de rolul sau ”calitatea” fiecărei grupe în cadrul cutiei de viteze:

- pentru grupa de bază x = 1;
- pentru prima grupă auxiliară $x = p_1$ - numărul rapoartelor din grupa de bază;
- pentru a doua grupă auxiliară $x = p_1\, p_2$ - produsul numerelor de rapoarte din grupa de bază şi prima grupă auxiliară; ş.a.m.d. se atribuie fiecărei grupe cinematice din structura cutiei d eviteze o anumită valoare x.

Calitatea unei grupe cinematice nu este influențată de poziția grupei respective în fluxul cinematic, iar valoarea x atribuită unei grupe este unică în cadrul cutiei de viteze (nu pot exista 2 grupe cu aceeași calitate, respectiv aceeași valoare x).

Dacă în relația numărului z de turații, scrisă ca produs al numărului de rapoarte realizate în grupele cinematice, în ordinea din fluxul cinematic, se introduc la indice valorile x corespunzătoare fiecărei grupe, se obţine *ecuaţia structurală* a cutiei de viteze.

Pentru cutia de viteze considerată, $z = p_1\cdot p_2\cdot p_3 = 3\cdot 3\cdot 2 = 18$ turaţii, ecuația structurală este de forma:

$$\mathbf{z = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(9)} = 18}$$

Semnificația termenilor din ecuația structurală:

$3_{(1)}$ - grupa de bază (x = 1) realizează $p_1 = 3$ rap.de transm., ale căror valori formează o progresie geometrică cu rația φ^1

$3_{(3)}$ - prima grupă de auxiliară ($x = 3 = p_1$) realizează $p_2 = 3$ rap.de transm., ale căror valori formează o progresie geometrică cu rația φ^3

$2_{(9)}$ - a 2-a grupă de auxiliară ($x = 9 = p_1\, p_2$) realizează $p_3 = 2$ rap.de transm., ale căror valori formează o progresie geometrică cu rația φ^9

Condiția constructivă impusă valorilor rapoartelor de transmitere

În construcția de mașini-unelte, din considerente constructive și funcționale, legate de gabaritul cutiei de viteze, care trebuie să se armonizeze cu restul construcţiei maşini, s-au limitat valorile rapoartelor de transmitere realizate în grupele cinematice ale cutiei de viteze la intervalul [1/4, 2]:

$$\frac{1}{4} \leq i_j \leq 2, \text{deci} \quad i_{max} \leq 2 \; şi \; i_{min} \geq \frac{1}{4}$$

Valori ale rapoartelor limită în afara acestui interval, respectiv $i_{max} > 2 \; şi \; i_{min} < \frac{1}{4}$ determină diferențe mari între diametrele roților dințate care realizează un anumit raport de transmitere, deci mărirea dimensiunilor cutiei de viteze.

Relaţia reprezintă **condiţia constructivă** impusă valorilor limită ale rapoartelor de transmitere din cutiilede viteze și se reduce la inegalitatea: $\frac{i_{max}}{i_{min}} \leq 8$

Raportul $\frac{i_{max}}{i_{min}}$ va avea valoarea maximă în ultima grupă auxiliară, pentru care $x = x_{max}$

Dacă această ultimă grupă auxiliară din structura cutiei de viteze realizează p rapoarte de transmitere, ale căror valori formează o progresie geometrică cu rația $\varphi^{x_{max}}$, se poate scrie:

$$i_1 = i_{min}$$

$$i_2 = i_{min} \cdot \varphi^{x_{max}}$$

$$i_3 = i_{min} \cdot \varphi^{2x_{max}}$$

.....

$$i_p = i_{max} = i_{min} \cdot \varphi^{(p-1)x_{max}}$$

Deci, $\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = \frac{i_{min} \cdot \varphi^{(p-1)x_{max}}}{i_{min}} = \varphi^{(p-1)x_{max}} \; sau$ $\quad \boldsymbol{\varphi^{(p-1)x_{max}} \leq 8}$ **- expresia utilizată în proiectare**

Evident că dacă această condiție constructivă, $\varphi^{(p-1)x_{max}} \leq 8$, se respectă în ultima grupă auxiliară, pentru care $x = x_{max}$, cu siguranță va fi îndeplinită și de raportul i_{max}/i_{min} din celelalte grupe cinematice ale cutiei de viteze. Ca urmare, la proiectarea unei cutii de viteze, este suficient să se verifice respectarea condiției constructive numai pentru ultima grupă auxiliară.

De asemenea, condiția constructivă permite stabilirea unor condiții limitative fie pentru valoarea x_{max} pe care o admite o anumită ecuație structurală, fie pentru valoarea rației φ a șirului de turații:

$$x_{max} \leq \frac{1}{p-1} \cdot \frac{\log 8}{\log \varphi} \; şi \quad \varphi^{(p-1)} \leq \sqrt[x_{max}]{8}$$

Exemplu: Se consideră ecuaţiile structurale:

(a). $z = 2_{(1)} \cdot 3_{(2)} = 6$ turații

(b). $z = 2_{(3)} \cdot 3_{(1)} = 6$ turații;

(a). $x_{max} = 2$ şi se află în grupa cu p = 3 rapoarte, deci $\varphi \leq \sqrt[(p-1)x_{max}]{8} = \sqrt[(3-1)2]{8} = \sqrt[4]{8} = 1{,}68 \rightarrow \varphi \leq 1{,}68$, deci nu se vor putea utiliza decât raţii standardizate ≤ 1,68 (1.06, 1.12, 1.26. 1.41 sau 1.58);

(b). x_{max} = 3 şi se află în grupa cu p = 2 rapoarte, deci $\varphi \leq \sqrt[(p-1)x_{max}]{8} = \sqrt[(2-1)3]{8} = \sqrt[3]{8} = 2 \rightarrow \varphi \leq 2$, adică se vor putea utiliza orice valori standardizate ale raţiei.

Variantele structurale posibile ale unei cutii de viteze

Pentru a obţine z turaţii la elementul final al unei cutii de viteze, utilizând w grupe cinematice legate în serie, cu p_1, p_2, ..., p_w rapoarte de transmitere, pot exista mai multe variante structurale, care diferă fie prin poziţia grupelor în fluxul cinematic, fie prin calitatea atribuită grupelor, respectiv valorile x.

Se impune cunoaşterea tuturor variantelor structurale, astfel încât, la proiectare, să se stabilescă dintre acestea varianta optimă, care va fi apoi materializată prin angrenaje, care vor duce la realizarea cutii de viteze respective.

Dacă z = $p_1 \cdot p_2 \ldots p_w$, cu $p_1 \neq p_2 \neq \ldots \neq p_w$, se vor obţine, prin schimbarea poziţiei grupelor în fluxul cinematic, N_1= w! variante structurale.

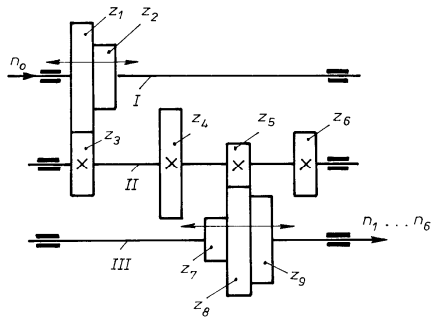
Dacă există grupe cinematice cu aceleaşi număr de rapoarte, adică: $z = p_1^{k_1} \cdot p_2^{k_2} \cdots \cdot p_s^{k_s}$, $k_1 + k_2 + \cdots k_s = w$, numărul de variante posibile se reduce la: $N_1 = \frac{w!}{\prod_{j=1}^{s} k_s!}$

Pentru că nu pot exista două grupe cinematice cu aceeaşi calitate (valoare x), prin schimbarea calităţii grupelor se vor obţine totdeauna N_2 = w! variante structurale.

Ca urmare, numărul total N de variante structurale va fi: $\boldsymbol{N = N_1 \cdot N_2 = \frac{(w!)^2}{k_1! \cdot k_2! \cdot \ldots k_s!}}$

Pentru fiecare variantă structurală posibilă, corespunzătoare aceluiași număr z de turații realizat la arborele principal, se scrie câte o ecuație structurală distinctă.

Pentru exemplificare, se consideră cutia de viteze din figură, formată din w = 2 grupe cinematice, cu $p_1 = 2$ şi $p_2 = 3$ *rap. de transmitere*, care realizează la elementul final z = 2×3 = 6 turații.



Aplicând regula de formare a indicilor, rezultă două variante de mecanism, având ecuaţiile structurale de forma:

$$z = 2_{(1)}\, 3_{(2)} \text{ și } z = 2_{(3)}.\, 3_{(1)}$$

Prin permutarea termenilor din fiecare ecuație structurală (ceea ce fizic înseamnă inversarea pozițiilor ocupate de cele două blocuri baladoare din fig.) se obţin încă două variante, având ecuaţiile structurale: $z = 3_{(2)}\, 2_{(1)}$ și $z = 3_{(1)}\, 2_{(3)}$.

Numărul total de variante structurale posibile, calculat cu relaţia de mai sus, va fi:

$N = \frac{(2!)^2}{1! \cdot 1!} = 4$ variante structurale, așa cum a rezultat în baza schemei cinematice.

Metoda grafică de determinare a rapoartelor de transmitere ale cutiilor de viteze

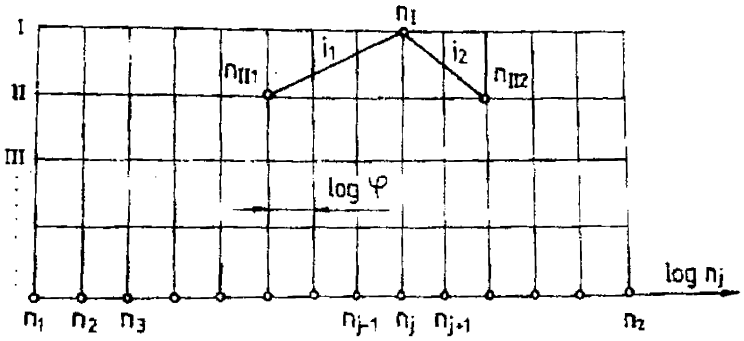
La proiectarea cinematică a unei cutii de viteze este utilizată o metodă grafică de reprezentare a rapoartelor de transmitere, bazată pe următoarele principii: arborii se reprezintă prin drepte orizontale paralele, cu dreapta inferioară corespunzătoare arborelui principal (elementului final), iar dreapta superioară arborelui conducător, de intrare în cutia de viteze; perpendicular pe aceste drepte se trasează un număr de drepte paralele, care evidențiază, la scară logaritmică, cele z turații realizate la arborele principal.

Aceste drepte verticale sunt echidistante datorită progresiei geometrice pe care o formează turațiile, distanța două drepte succesive fiind egală cu log φ :

$$\frac{n_j}{n_{j-1}} = \varphi = constant => \log n_j - \log n_{j-1} = log\varphi = constant.$$

Rapoartele de transmitere se reprezintă prin drepte care leagă turația unui arbore conducător de turația arborelui următor, condus, respectiv $i_1 = n_{II1}/n_I$ și $i_2 = n_{II2}/n_I$

Pentru că $n_{II1} = n_{j-3}$ și $n_{II2} = n_{j+2}$, atunci $\log i_1 = \log n_{II1} - \log n_I = \log n_{j-3} - \log n_j = -3\log \varphi$, iar $\log i_2 = \log n_{II2} - \log n_I = \log n_{j+2} - \log n_j = +2\log \varphi$ și rezultă că $i_1 = \varphi^{-3}$ și $i_2 = \varphi^2$.



Deci, valoarea unui raport de transmitere este de forma φ^a, cu a = numărul de intervale egale cu log φ care separă turaţia condusă de turaţia conducătoare. Prin convenție, se consideră:

a < 0 - turaţia condusă este în stânga turaţiei conducătoare, iar raportul de transmitere este demultiplicator (subunitar) respectiv,

a > 0 - turaţia condusă este în dreapta turaţiei conducătoare, iar raportul de trasnmitere este multiplicator (supraunitar)

a = 0 determină obținerea unui raport de transmitere unitar (= 1), reprezentat grafic pe verticală.

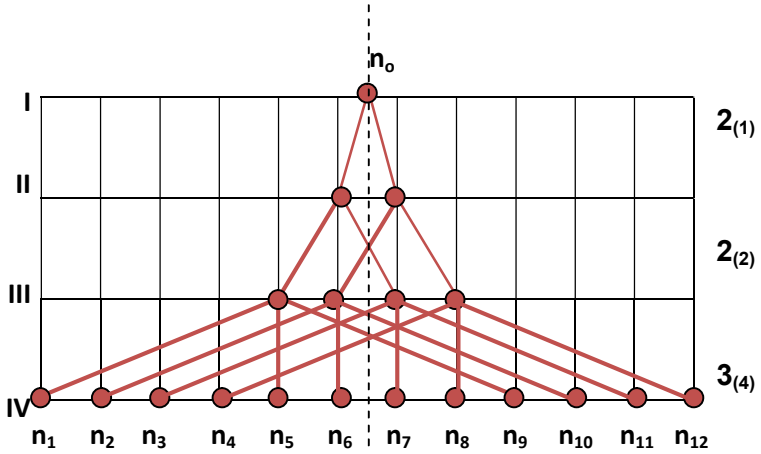
Reprezentarea grafică a rapoartelor de transmitere realizate de grupele cinematice ale unei cutii de viteze se realizează sub forma diagramelor structurale și a diagramei de turații.

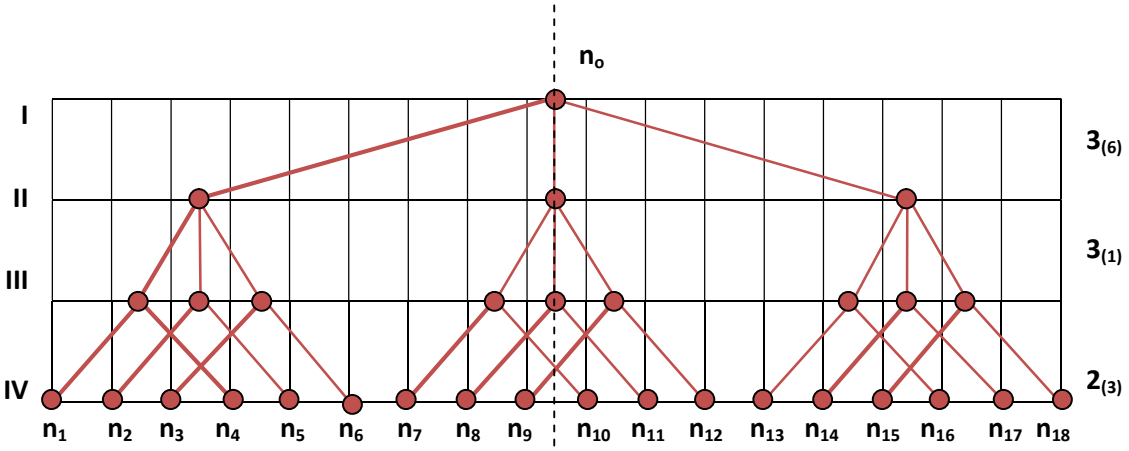
Diagrama structurală

Pe baza principiilor de reprezentare grafică de mai sus se poate trasa un grafic, numit **diagramă structurală**, corespunzător unei anumite ecuaţii structurale, și care evidenţiază, pentru fiecare grupă cinematică, numărul de rapoarte de transmitere şi relaţia dintre acestea.

- Are structură simetrică, cu turaţia motorului de acţionare poziţionată la mijlocul arborelui I (nu se reprezintă valorile reale ale turaţiilor şi rapoartelor, diagrama structurală ilustrează doar modul de repartiţie a rapoartelor în cadrul cutiei de viteze);
- Rapoartele de transm. se reprezintă prin drepte care leagă o turaţie a arborelui conducător de turaţia arborelui următor, condus; două turații conduse succesive sunt distanțate cu un număr de intervale log φ, corespunzător valorii x din ecuatia structurală, astfel încât să se respecte simetria rapoartelor in diagramă, și, implicit, în fiecare dintre grupele cinematice.
- Reprezentarea rapoartelor de transmitere în diagrama structurală începe de la turația conducătoare a arborelui I (n_o) și trebuie să rezulte, la final, câte un traseu cinematic distinct (format din câte un raport din fiecare grupă) pentru fiecare turație de la arborele principal, cu acoperirea întregului domeniu de turații.

Scopul trasării diagramelor structurale pentru cele N variante structurale posibile este de a facilita verificarea condiţiei constructive, astfel încât, pe baza unor criterii, să se poată determina apoi varianta structurală optimă, care va fi utilizată la trasarea diagramei de turații a cutiei de viteze.





Varianta structurală optimă a cutiei de viteze

Pentru o cutie de viteze care determină obținerea la arborele principal al mașinii a z trepte de turație, n_1, n_2,...., n_z pot exista N variante structurale posibile. Fiecare dintre aceste variante este caracterizată de o ecuație structurală, reprezentată grafic sub forma unei diagrame structurale.

Pentru a stabili care dintre aceste variante structurale este cea optimă, este necesar să se parcurgă două etape:

I. Verificarea condiției constructive și eliminarea variantelor care nu respectă această condiție
II. Aplicarea unor criterii de selecție a variantelor structurale care respectă condiția constructivă.

În etapa I, pentru fiecare dintre cele N ecuații structurale, se verifică respectarea condiției constructive, adică a inegalității $\boldsymbol{\varphi}^{(p-1)\cdot x_{max}} \leq \mathbf{8}$, în ultima grupă auxiliară a cutiei de viteze, pentru care $x = x_{max}$. În urma acestei verificări, variantele/ecuațiile structurale care nu respectă inegalitatea se elimină.

Pentru variantele rămase, în etapa II se analizează îndeplinirea următoarelor **criterii:**

- Prima grupă din fluxul cinematic să aibă, pe cât posibil, maxim 2 rap. de transm. (în această grupă trebuie montate și cuplajele şi inversoarele și se evită în acest fel supraîncărcarea arborelui de intrare în cutia de viteze);
- În ultima grupă cinematică, care conţine arborele principal, să nu existe, pe cît posibil, decât maxim 2 rapoarte, pentru a nu suprasolicita arborele principal, a cărui comportare influenţează direct precizia de prelucrare;
- Diagrama structurală să aibă aspect de evantai, cu turaţiile arborilor intermediari grupate faţă de axa de simetrie (se obţin astfel turaţii înalte pe aceşti arbori – în diagrama de turaţii – care asigură momente de torsiune şi încovoiere reduse).

Deci, varianta structurală optimă a unei cutii de viteze, sub forma ecuției structurale optime, căreia îi corespunde diagrama structurală optimă, trebuie să respecte condiția constructivă impusă valorilor rapoartelor de transmitere și cel puțin unul dintre cele trei criterii menționate mai sus.

Diagrama turațiilor cutiilor de viteze

Diagrama turațiilor se construiește pentru varianta structurală optimă, fiind un grafic în care turațiile și rapoartele de transmitere din grupele cinematice se reprezintă la valori reale, motiv pentru care aspectul acestei diagrame nu mai este simetric.

Reprezentarea arborilor și a turațiilor obținute la elementul final respectă aceleași reguli din cazul diagramei structurale, dar pentru reprezentarea rapoartelor de transmitere se pleacă de la valorile acestora, scrise sub forma $\boldsymbol{\varphi}^{\mathbf{a}}$, cu a = numărul de intervale egale cu log φ care separă o turaţie condusă de turaţia conducătoare. Valoarea exponentului a poate fi pozitivă, negativă sau egală cu zero, în funcție de mărimea raportului respectiv – multiplicator, demultiplicator sau unitar (egal cu 1).

Trasarea diagramei de turații este posibilă dacă sunt cunoscute următoarele elemente:

1) valorile ISO ale turațiilor care trebuie obținute la arborele principal, $n_1, n_2, ..., n_z$;
2) valoarea rației φ;
3) valoarea turației n_o a motorului de acționare;
4) ecuația (diagrama) structurală optimă.

Reprezentarea rapoartelor de transmitere din grupele cinematice ale cutiei de viteze începe de la ultima grupă din fluxul cinematic, cea care include arborele principal, iar turaţiile arborilor intermediari se încearcă să fie duse cât mai spre dreapta, în domeniul turaţiilor înalte.

Se parcurg următorii **pași** pentru trasarea diagramei de turații:

A. Se transpun sub formă de puteri ale raţiei φ limitele permise de condiția constructivă pentru rapoartele de transmitere i_j realizate în grupele cinematice ale cutiei de viteze;

   Exemplu: pentru $\varphi = 1.41 = \sqrt{2}$, ridicînd această expresie la o putere egală cu ordinul radicalului, adică 2, se va obține $\varphi^2 = 2$, deci condiția constructivă $\frac{1}{4} \leq i_j \leq 2$ devine $\varphi^{-4} \leq i_j \leq \varphi^2$, ceea ce înseamnă ca rapoartele de transmitere din orice grupă cinematică a cutiei de viteze trebuie să se încadreze ca valoare între φ^{-4} și φ^2.

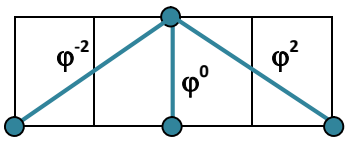
B. Se scriu, pornind de la ultima grupă cinematică, variantele posibile de rapoarte de transm. din grupe, cu respectarea conditiei constructive stabilite la pct. A și a termenului corespunzător din ecuația structurală optimă.

C. Se reprezintă variantele de rapoarte în diagrama de turaţii, succesiv, pentru fiecare grupă, pornind de la grupa arborelui principal, deci de la turațiile cunoscute $n_1, n_2, ..., n_z$; dacă intr-o grupă cinematică pot exista mai multe variante de rapoarte de transm., se va alege varianta care determină turațiile maxime la arborele conducător din grupa respectivă.

D. Turația n_o a motorului se aproximează cu valoarea cea mai apropiată dintre turațiile $n_1, n_2, ..., n_z$ realizate la arborele principal și se reprezintă corespunzător acestei turații, pe arborele I (de exemplu, dacă ultima turație la arborele principal este n_{18} = 1500 rot/min și n_o = 1440 rot/min, n_o se reprezintă la arborele I pe verticala corespunzătoare lui n_{18}).

E. În diagrama de turații se înscriu la arborele IV valorile ISO ale celor z trepte de turații, cunoscute din datele inițiale.

F. Reprezentarea rapoartelor de transmitere, scrise sub forma $\boldsymbol{\varphi^a}$, se face cu respectarea următoarei convenții: dacă $a > 0$, turația condusă se reprezintă la dreapta turației conducătoare și raportul de transmitere este supraunitar (multiplicator), dacă $a < 0$, turația condusă se reprezintă la stânga turației conducătoare și raportul de transmitere este subunitar (demultiplicator), iar pentru a = 0 rezultă raportul unitar ($i_j = 1$), reprezentat pe verticală.



Exemplificare

1) $n_1, n_2, ..., n_{12}$;
2) $\varphi = 1.25$;
3) $n_o = n_{11}$;
4) $z = 2_{(1)}\, 3_{(2)}\, 2_{(6)}$.

Valorile limită ale rapoartelor de transmitere se determină pornind de la faptul că $\varphi = 1.25 = \sqrt[3]{2}$, deci $\varphi^3 = 2$, ceea ce duce la expresia condiției constructive $\varphi^{-6} \leq i_j \leq \varphi^3$. Deci valoarea oricărui raport realizat într-o grupă cinematică trebuie să se încadreze în domeniul admisibil $[\varphi^{-6}, \varphi^3]$.

Grupa 3: $2_{(6)}$ - termenul corespunzător grupei 3 din ecuația structurală optimă, care indică în această grupă existența a 2 rapoarte de transmitere, ale căror valori formează o progresie geometrică cu rația φ^6. Tinând cont de expresia condiției constructive $\varphi^{-6} \leq i_j \leq \varphi^3$, pot exista următoarele variante de rapoarte de transmitere:

$\boldsymbol{\varphi^{-6}\ \varphi^0}$; $\varphi^{-5}\ \varphi^1$; $\varphi^{-4}\ \varphi^2$; $\varphi^{-3}\ \varphi^3$;

În diagramă se reprezintă în grupa cinematică 3 varianta de rapoarte $i'''_1 = \boldsymbol{\varphi^{-6}}$ $i'''_2 = \boldsymbol{\varphi^{0}}$, pentru că determină la arborele III (conducător în gr. 3) turațiile maxime (n_{11} si n_{12}).

Grupa 2: $3_{(2)}$ - termenul corespunzător grupei 2 din ecuația structurală optimă, care indică în această grupă existența a 3 rapoarte de transmitere, ale căror valori formează o progresie geometrică cu rația φ^2. Tinând cont de expresia condiției constructive $\varphi^{-6} \le i_j \le \varphi^3$, pot exista următoarele variante de rapoarte de transmitere:

φ^{-6} φ^{-4} φ^{-2} **;** φ^{-5} φ^{-3} φ^{-1}; $\boldsymbol{\varphi^{-4}}$ $\boldsymbol{\varphi^{-2}}$ $\boldsymbol{\varphi^{0}}$; φ^{-3} φ^{-1} φ^{1}; φ^{-2} φ^{0} φ^{2} ; φ^{-1} φ^{1} φ^{3}

în diagramă se reprezintă în grupa cinematică 2 varianta $i''_1 = \boldsymbol{\varphi^{-4}}$**,** $i''_2 = \boldsymbol{\varphi^{-2}}$ **si** $i''_3 = \boldsymbol{\varphi^{0}}$, pentru că determină la arborele II (conducător în gr. 2) turațiile maxime ($n_{12,.....}n_7$).

Grupa 1: $2_{(1)}$ - termenul corespunzător grupei 1 din ecuația structurală optimă, care indică în această grupă existența a 2 rapoarte de transmitere, ale căror valori formează o progresie geometrică cu rația φ^1. Tinând cont de expresia condiției constructive $\varphi^{-6} \le i_j \le \varphi^3$, pot exista următoarele variante de rapoarte de transmitere:

φ^{-6} φ^{-5}**;** φ^{-5} φ^{-4}; φ^{-4} φ^{-3}; φ^{-3} φ^{-2}; φ^{-2} φ^{-1}; φ^{-1} φ^{0}; $\boldsymbol{\varphi^{0}}$ $\boldsymbol{\varphi^{1}}$; φ^{1} φ^{2}; φ^{2} φ^{3};

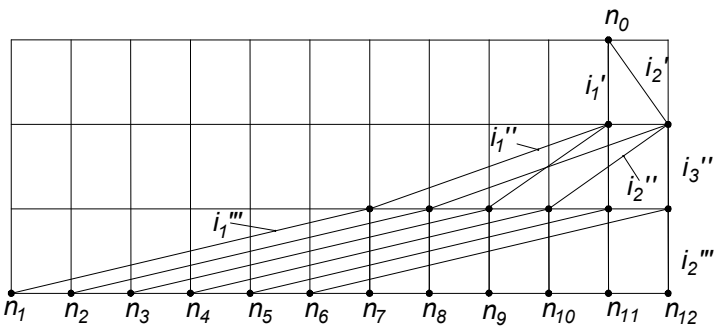
în diagramă se reprezintă în grupa cinematică 1 varianta $i'_1 = \boldsymbol{\varphi^{0}}$**,** $i'_2 = \boldsymbol{\varphi^{1}}$, datorită poziției turației motorului de acționare, n_o, corespunzătoare turației n_{11} la arborele principal.

Va rezulta diagrama de turații din figura de mai jos, în care rapoartele de transmitere realizate în grupele cinematice sunt următoarele:

Grupa 1: $i_1' = \varphi^0 = 1$; $i_2' = \varphi^1$.

Grupa 2: $i_1'' = \varphi^{-4} = 1.25$; ; $i_2'' = \varphi^{-2}$; ; $i_3'' = \varphi^0 = 1$.

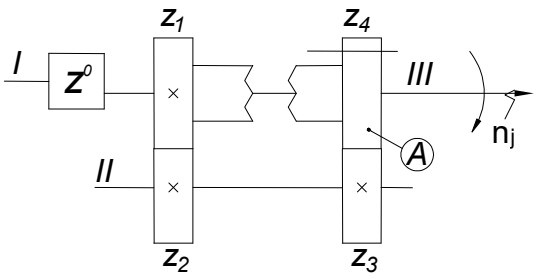
Grupa 3: $i_1''' = \varphi^{-6}$; $i_2''' = \varphi^0 = 1$.



Cutii de viteze cu treaptă de întoarcere

Treapta simplă de întoarcere

Treapta simplă de întoarcere este o construcție specială, utilizată în structura cutiilor de viteze ale mașinilor-unelte, care permite realizarea între doi arbori coaxiali, I și III, a două rapoarte de transmitere: $i_1 = 1$, obținut când semicuplajul A este deplasat în poziția din stânga, respectiv $i_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$, când semicuplajul A este în poziția din figură.



Avantajul acestei construcții îl reprezintă posibilitatea lărgirii condiției constructive, motiv pentru care este recomandată într-o grupă cinematică a unei structuri normale de cutie de viteze în care această condiție nu este îndeplinită.

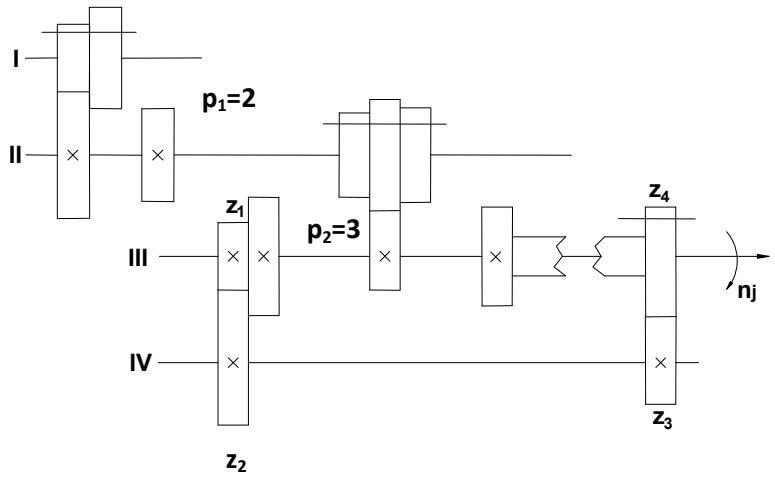
Condiția constructivă $\frac{1}{4} \leq i_j \leq 2$ se reduce la raportul $\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = 8.$

În cazul treptei simple de întoarcere, $i_{max} = i_1 = 1$ *și* $i_{min} = i_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{16}$, deci $\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = 16.$

Se observă că această construcție poate fi considerată un caz particular al structurii complexe de tip AII (cu structura de bază z^o și structura suplimentară z'), care determină un număr de turații $z = z^o(1 + z')$, cu z' = 1 în cazul treptei de întoarcere.

Deci, cele două rapoarte de transmitere, i_1 și i_2, realizate de treapta simplă de întoarcere pot fi considerate ca formând o grupă cinematică specială, atașată grupei de bază, și având calitatea de ultimă grupă auxiliară de cele mai multe ori. Ca urmare, $i_1/i_2 = \varphi^x$, în care x are valoarea corespunzătoare acestei calități ($x = p_1\, p_2\, p_3 ...$).

O cutie de viteze cu treaptă simplă de întoarcere este prezentată în mai jos, având ecuația structurală $z = 2_{(1)}\, 3_{(2)}\, (1+1)_{(6)} = 12$ turații.



Cutie de viteze cu treaptă simplă de întoarcere

Grupa cinematică 3, care conține treapta de întoarcere, realizează raportul de transmitere $i_1 = 1$, dacă roata z_4 se deplasează în poziția din stânga și mișcarea arborelui III se transmite direct, prin cuplaj, la arborele principal V. Al doilea raport, $i_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$, rezultă dacă roata z_4 este în poziția din figură.

Ca urmare, la arborele principal V vor rezulta cele mai înalte 6 turații prin cuplaj, corespunzător raportului de transmitere $i_1 = 1$ realizat de treapta de întoarcere, iar cele 6 turații joase se obțin pentru poziția din figură a roții baladoare z_4, când $i_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$.

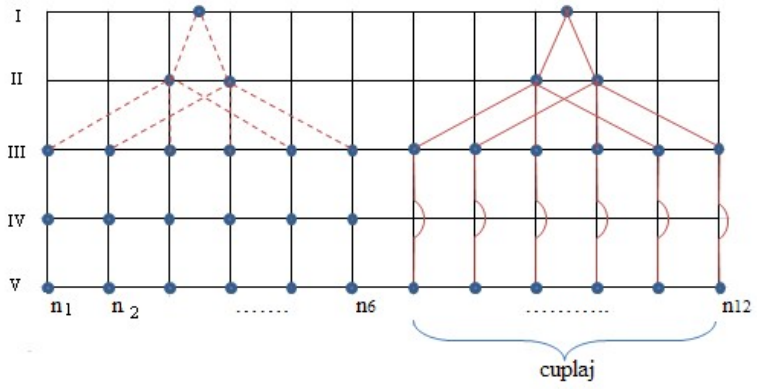
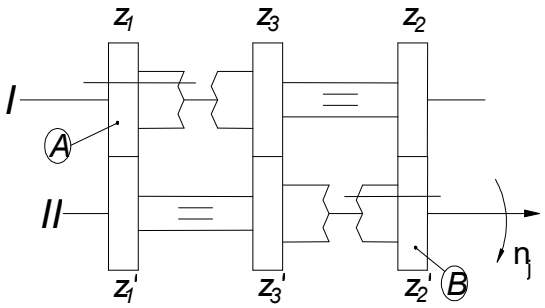


Diagrama structurală pentru CV cu treaptă simplă de întoarcere

Treapta dublă de întoarcere

Treapta dublă de întoarcere se utilizează între doi arbori paraleli ai cutiei de viteze, pentru a obține patru rapoarte de transmitere. Conform figurii, roțile A și B sunt deplasabile în lungul arborelui I, respectiv II, roțile z_2 și z_3 formează un bloc liber pe arborele I, iar roțile z_1' și z_3' formează un bloc liber pe arborele II.

Cele patru rapoarte de transmitere rezultate constituie o grupă cinematică a cutiei de viteze. Această grupă poate avea calitatea de grupă de bază sau grupă auxiliară oarecare, în funcție de calitatea grupelor cinematice ale cutiei de viteze din care face parte.



Valoarea raportului de transmitere	Poziția roții	
	A	B
$i_1 = \frac{z_1}{z_1'}$	stânga	stânga
$i_1 = \frac{z_2}{z_2'}$	dreapta	dreapta
$i_1 = \frac{z_3}{z_3'}$	dreapta	stânga
$i_1 = \frac{z_1}{z_1'} \cdot \frac{z_3'}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_2'}$	stânga	dreapta

Dacă se consideră rapoartele de transmitere realizate de treapta dublă de întoarcere de forma: $i_1 = \varphi^a, i_2 = \varphi^b, i_3 = \varphi^c, i_4 = \varphi^d$, se observă că $i_4 = i_1 \cdot \frac{1}{i_3} \cdot i_2$, adică: $\varphi^d = \varphi^a \cdot \frac{1}{\varphi^c} \cdot \varphi^d$, $d + c = a + b$. Aceste patru rapoarte de transmitere trebuie să formeze o progresie geometrică cu raţia φ^x, adică $i_1 = \varphi^a$; $i_2 = \varphi^{a+x}$; $i_3 = \varphi^{a+2x}$; $i_4 = \varphi^{a+3x}$, ceea ce înseamnă că puterile a, b, c, d trebuie să fie în progresie aritmetică de raţie x. Relaţia d+c = a+b va putea fi respectată în baza proprietății progresiei aritmetice, conform căreia termenii egal depărtaţi de extreme formează sume constante.

Cutii de viteze cu turații suprapuse

Respectarea condițiilor impuse rapoartelor de transmitere din grupele cinematice ale cutiilor de viteze determină obținerea unui șir de turații la arborele principal în progresie geometrică, fără discontinuități sau suprapuneri.

Există însă situații în care optimizarea structurii unei cutii de viteze poate fi realizată prin suprapunerea voită a unor turații:

1. Dacă numărul z impus de trepte de turaţii nu se poate realiza prin grupe cinematice având câte 2 sau 3 rapoarte de transmitere, adică *z* nu poate fi pus sub forma:

   $$z = 2^{k1} \cdot 3^{k2}.$$

   Exemplu: *z = 21 = 3 · 7 turaţii*; în acest caz, se preferă o structură cu $z_b = 24 = 2^3 \cdot 3$ turații, cu 4 grupe cinematice, ceea ce implică suprapunerea a $z_s = z_b - z = 3$ turații.
2. Dacă este necesar ca turațiile din zona medie a gamei de turaţii - cea mai solicitată – să fie realizate pe două trasee cinematice diferite, evitându-se astfel uzura excesivă a anumitor arbori şi roţi dinţate.
3. Pentru reducerea nr.-lui de arbori din structura mecanismului de reglare
   Exemplu: $z = 16 = 2^4$ turații – se obțin cu 4 gr. cinematice, deci 5 arbori;
   $z_b = 18 = 2 \cdot 3^2$ turații – se obțin cu 3 gr. cinem, deci cu 4 arbori, rezultând 2 turații suprapuse.

Din punct de vedere cinematic, suprapunerea turaţiilor se obţine prin ***micşorarea exponentului x*** al raţiei φ^x, corespunzătoare progresiei geometrice pe care o formează rapoartele de transmitere din fiecare grupă cinematică.

Dacă se scrie relația gamei de reglare a turaţiilor, R_n, în funcție de valorile limită ale rapoartelor din grupe și, respectiv, în funcție de puterile rației φ, prin egalarea celor două relații se obține, pentru o structura cu $z = 2^{k_1} \cdot 3^{k_2}$ turatii:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_0 . I_{max}}{n_0 \cdot I_{min}} = \frac{I_{max}}{I_{min}} = \left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_1 \cdot \left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_2 \cdot \ldots . \cdot \left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_w$$
$$= \frac{i_{min_1} \cdot \varphi^{(p_1-1)x_1}}{i_{min_1}} \cdot \frac{i_{min_2} \cdot \varphi^{(p_2-1)x_2}}{i_{min_2}} \cdot \ldots . \cdot \frac{i_{min_w} \cdot \varphi^{(p_w-1)x_w}}{i_{min_w}}$$
$$= \varphi^{(p_1-1)x_1} \cdot \varphi^{(p_2-1)x_2} \cdot \ldots . \cdot \varphi^{(p_w-1)x_w} = \varphi^{\sum_{i=1}^{w}(p_i-1)x_i}$$

Pentru ca turatiile realizate la AP sint in progresie geometrica de ratie φ, se poate scrie:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_z}{n_1} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{(z-1)}}{n_1} = \varphi^{(z-1)}$$

Egaland cele doua relatii pentru R_n rezulta:

$$\boldsymbol{z = 1 + \sum_{i=1}^{w}(p_i - 1) \cdot x_i} \quad ,$$

în care: z – nr. de turații realizat cu o strctură cinematică formată din "w" gr. cinematice;

p_i – nr. de rapoarte de transm. din gr. "i";

x_i – exponentul rației φ corespunzător grupei "i".

D**in această relatie se observă că micşorarea exponentului x_i într-o grupă cinematică cu o unitate duce la scăderea numărului z de turaţii cu (p_i – 1) trepte.**

Exemplu: Pentru ec. structurală 12 = $2_{(1)}\, 2_{(2)}\, 3_{(4)}$, dacă se micșorează x_i în grupa $3_{(4)}$ cu 1 unitate, rezultă ecuația $2_{(1)}\, 2_{(2)}\, 3_{(3)}$, deci nr. de turații calculat cu relația $z = 1 + \sum_{i=1}^{w}(p_j - 1) \cdot x_i$ va fi: z = 1+(2-1)1+(2-1)2+(3-1)3 = 10 turații. Deci, z se reduce cu (p_i – 1) = 3-1 = 2 trepte de turație.

Pentru ec. structurală 12 = $3_{(1)}\, 2_{(3)}\, 2_{(6)}$, dacă se micșorează x_i în grupa $2_{(6)}$ cu 1 unitate, rezultă ecuația $3_{(1)}\, 2_{(3)}\, 2_{(5)}$, deci nr. de turații calculat cu relația $z = 1 + \sum_{i=1}^{w}(p_j - 1) \cdot x_i$ va fi: z = 1+(3-1)1+(2-1)3+(2-1)5 = 11 turații. Deci, z se reduce cu (p_i – 1) = 2-1 = 1 treaptă de turație.

Pentru evitarea discontinuităţilor în şirul de turaţii, dacă se modifică x_i în gr. aux. "i" va fi necesară micşorarea lui x_i şi în grupe auxiliare următoare. De exemplu, dacă se operează asupra lui x_i corespunzător penultimei grupe auxiliare, trebuie micşorată concomitent şi valoarea lui x_i din ultima grupă auxiliară, cu un nr. de unități corespunzător numărului de turaţii pierdute prin micşorarea valorii lui x_i în penultima grupă auxiliară.

Dacă se porneşte de la o anumită structură cinematică şi se impune un număr de suprapuneri, analiza cinematică se va realiza ca în cazul structurilor normale (fără suprapuneri), până la scrierea tuturor ecuaţiilor structurale.

În continuare, se trece la modificarea unora dintre valorile x în ec. structurale, astfel încât să se obţină numărul de turaţii dorit: $z_s = z_b - z$, cu z_s – numărul de turaţii suprapuse; z_b – numărul de turaţii corespunzătoare structurii de bază; z – numărul de turaţii impuse la arborele principal. Calculul cinematic continuă cu verificarea condiţiei constructive la variantele structurale pentru care se obţine numărul z de turaţii dorit, cu trasarea diagramei structurale, alegerea variantei optime şi apoi trasarea diagramei de turaţii.

Exemplu: Pentru φ = 1,25 se impune proiectarea unei cutii de viteze cu z = 16 de turații.

1. Se poate realiza acest mecanism pornind de la ec. structurală de bază:
   $z_b = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 3^2 2 = 18$ turaţii.
2. Deci, pentru structura de bază, z_b = 18 turaţii, $p_1 = p_2 = 3$, $p_3 = 2$; $k_1 = 2$, $k_2 = 1$

   Numărul de variante structurale: $N = \frac{(w!)^2}{\prod_{j=1}^{S} kj!} = \frac{(w!)^2}{k!} = \frac{(3!)^2}{2!} = 18$ variante posibile

   Se scriu ecuațiile structurale corespunzătoare celor 18 variante posibile.

3. Pentru fiecare ec. structurală se analizeaza cum se pot obține cele $z_s = z_b - z$ = 18-16 = 2 turații suprapuse

   Pentru ecuația: $\boldsymbol{z_b = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(9)}}$

a) Se micșorează x în ultima gr. aux., $2_{(9)}$, până la valoarea x_k, astfel încît relația $z = 1 + \sum_{i=1}^{w}(p_j - 1) \cdot x_i$ devine: z = 1+ (3-1)1 + (3-1)3 + (2-1)x_k = 16 ⇒ 9 + x_k = 16 ⇒ x_k = 7

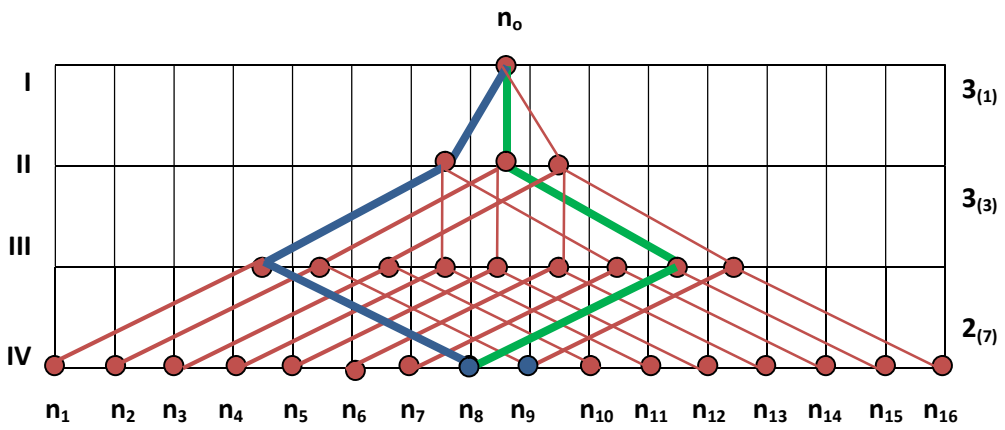
   Deci, ec. str. modificată va fi: z = $3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(7)}$ = 16, cu 2 turații suprapuse.

b) Se micșorează x în penultima gr. aux, $3_{(3)}$, cu 1 unitate ⇒ $3_{(2)}$ și în acest fel se pierd 3 -1 = 2 turații. Ca urmare, în ultima gr. aux., $2_{(9)}$, x va trebui micșorat cu 2 unitați ⇒ $2_{(7)}$. Ec. str. modificată va fi: z = $3_{(1)}\, 3_{(2)}\, 2_{(7)}$, pentru care z = 1 + (3-1)1 + (3-1)2 + (2-1)7 = 14 turații ⇒ z_s = 18-14 = 4 suprapuneri, diferit de cele 2 impuse.

În concluzie, pentru ec. str. $\boldsymbol{z_b = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(9)}}$, singura posibilitate de a obține 2 turații suprapuse este micșorarea lui x în ultima gr. aux., care duce la ec. str. modificată z = $3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(7)}$ = 16.

Se verifică în același mod și celelalte ec. str., astfel încât, în final, se vor înlocui ecuațiile coresp. structurii de bază cu cele modificate, care permit realizarea celor 2 suprapuneri impuse. În continuare, analiza cinematică se desfășoară similar structurilor de cutii de viteze fără suprapuneri.

Pentru ecuația modificată z = $3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(7)}$ = 16 se obține diagrama structurală de mai jos, în care au fost evidențiate cele 2 turații suprapuse la arboreke principal IV, care rezultă pe trasee cinematice diferite.



Lire cu roți de schimb

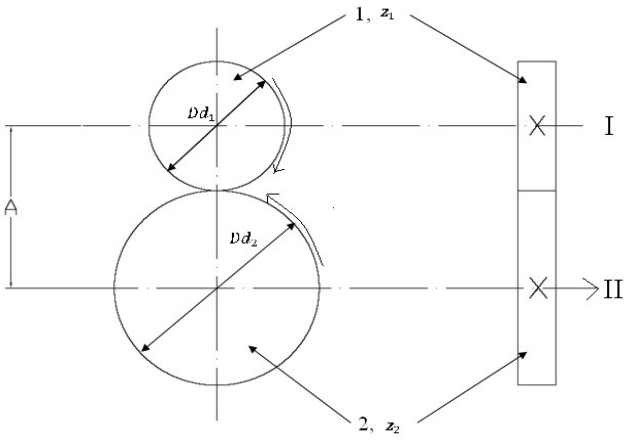
Lire cu roţi de schimb = subansambluri de reglare discontinuă a turaţiilor lanţurilor cinematice principale, care pot înlocui cutiile de viteze sau pot fi asociate acestora.

Lira cu roţi de schimb poate fi asimilată unei grupe cinematice, având avantajul că numărul de roţi dinţate folosite pentru obţinerea rapoartelor de transmitere este de două ori mai mic decât în cazul utilizării blocurilor baladoare.

Dezavantajul principal este timpul mare necesar manevrării roţilor dinţate în vederea modificării raportului de transmitere, ceea ce duce la scăderea productivității şi creşterea preţului de cost al pieselor prelucrate.

Pentru obţinerea unor valori diferite de rapoarte de transmitere cu o liră cu roţi de schimb, roţile trebuie demontate şi înlocuite, motiv pentru care se recomandă plasarea roţilor lirei la capetele arborilor respectivi.

În lanţurile cinematice principale se foloseşte de obicei construcţia de liră cu două roţi dinţate de schimb, montate pe arbori cu lagăre fixe în spaţiu, care pot transmite puteri mari, specifice mişcării principale. Mişcarea se transmite de la roata conducătoare 1, cu z_1 dinţi, la roata condusă 2, cu z_2 dinţi, prin raportul de transmitere: $i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$.



Pentru că distanţa A dintre arborii I şi II este constantă (arborii având lagăre fixe), suma numerelor de dinţi ale roţilor de schimb trebuie să fie constantă:

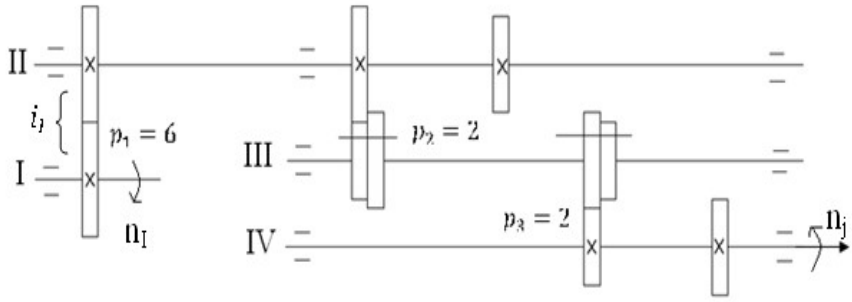
$$A = \frac{Dd_1 + Dd_2}{2} = \frac{m(z_1 \cdot z_2)}{2} = ct. <=> \ z_1 + z_2 = ct.$$

Suma $z_1 + z_2$ se numeste *caracteristica constructivă a lirei cu roți de schimb*

Nr. de rapoarte de transmitere realizat cu o lira cu roti de schimb se limiteaza la maxim 10.

Din punct de vedere cinematic, dacă într-un lanţ cinematic principal, lira este unicul mecanism de reglare, atunci va avea calitatea de grupă de bază. Dacă lira este asociată cu o cutie de viteză, va avea calitatea corespunzătoare asocierii cu grupele cinematice ale cutiei de viteze. În reprezentare grafică, simetria raportelor de transmitere ale lirei din diagrama structurală se menţine şi în diagrama de turaţii.

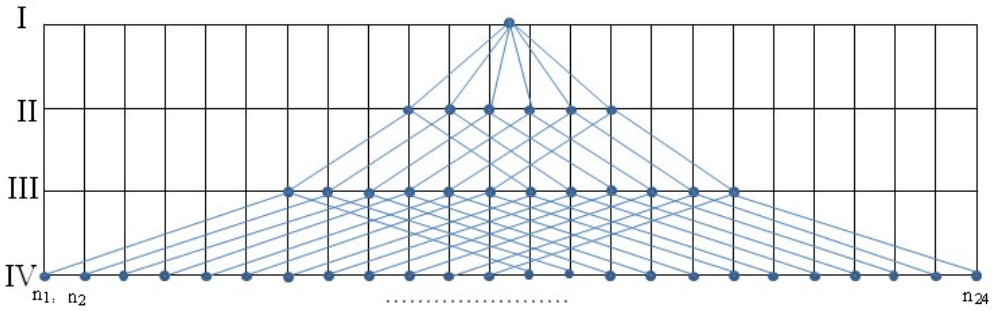
Mai jos este reprezentat un lanț cinematic constituit dintr-o liră cu roți de schimb și o cutie de viteze cu două grupe cinematice.



Lanț cinematic principal cu liră cu roți de schimb și cutie de viteze

Pentru situația din figură, w = 3 grupe cinematice, p_1 = 6 rapoarte (grupa lirei), $p_2 = p_3$ = 2 rapoarte (grupele cutiei de viteze). Ca urmare, numărul de turații realizat la arborele principal IV va fi z = $6_{(1)}\, 2_{(6)}\, 2_{(12)}$ = 24 turații.

Pentru ecuația structurală optimă z = $6_{(1)}\, 2_{(6)}\, 2_{(12)}$ se obține diagrama structurală optimă:

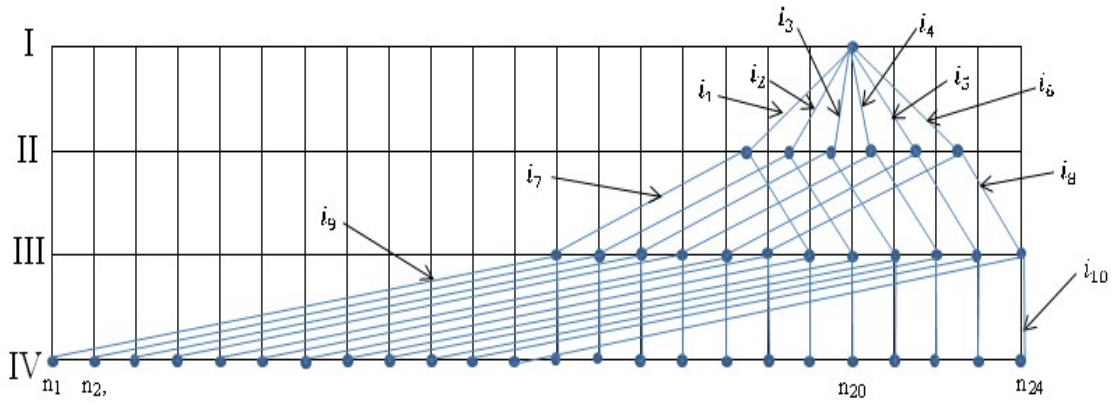


Pentru trasarea diagramei de turații se consideră datele inițiale:

1) $n_1, n_2, ..., n_{24}$;
2) $\varphi = 1.12$;
3) $n_o = n_I = n_{20}$;
4) ecuația structurală optimă $z = 6_{(1)}\ 2_{(6)}\ (2)_{(12)}$.

Valorile rapoartelor de transmitere trebuie să verifice condiția: $\frac{1}{4} \leq i_j \leq 2$, adică $\phi^{-12} \leq \phi \leq \phi^{6}$

Având în vedere că, pentru grupa 1, a lirei cu roţi de schimb, simetria rapoartelor de transmitere se menţine şi în diagrama de turaţii, va rezulta diagrama de turații din figură:



Rapoartele de transmitere din diagrama de turații au următoarele valori: $i_1 = \varphi^{-2.5}$; $i_2 = \varphi^{-1.5}$; $i_3 = \varphi^{-0.5}$; $i_4 = \varphi^{0.5}$, $i_5 = \varphi^{1.5}$; $i_6 = \varphi^{2.5}$; $i_7 = \varphi^{-4.5}$; $i_8 = \varphi^{1.5}$; $i_9 = \varphi^{-12}$; $i_{10} = \varphi^{0}$.

VARIATORI MECANICI

Utilizarea variatorilor mecanici ca subansamble de reglare continuă a lanţurilor cinematice principale a fost determinată de necesitatea eliminării pierderilor de viteză şi, implicit, de productivitate din cazul cutiei de viteze. Reglarea continuă a turaţiei este avantajoasă pentru că permite reglarea oricărei turaţii şi realizarea vitezei optime de așchiere pentru fiecare caz de prelucrare, în limitele funcţionale ale mecanismului. În plus, există situaţii care impun reglarea continuă a turaţiei, de exemplu la strunjirea frontală pe lungimi radiale mari sau la prelucrarea suprafeţelor conice cu unghi de înclinare mare.

Variatorii mecanici de turaţie transmit mişcarea, în general, prin fricţiune, astfel încât, datorită alunecărilor, nu realizează un raport de transmitere constant, motiv pentru care nu se utilizează la lanţurile cinematice precise.

Variatorii mecanici se recomandă în general la maşini de găurit, strunguri sau maşini de frezat.

Avantaje:

☺ permit realizarea prelucrării cu viteza de aşchiere optimă;

☺ mers liniştit;

☺ posibilitatea schimbării turaţiei în timpul funcţionării.

Dezavantaje:

☹ domeniu de reglare redus (uzual, r_n= 3...6);

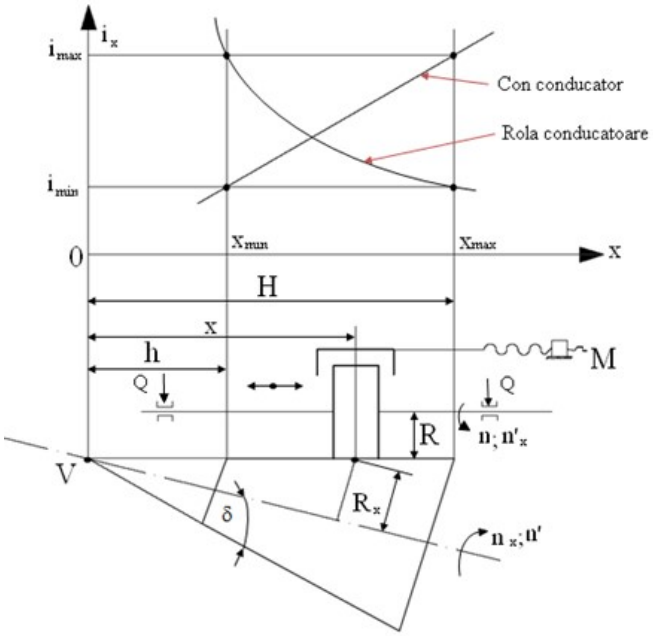
☹ instabilitatea turaţiei, deci a vitezei de aşchiere la variaţia forţelor de aşchiere;

☹ precizie cinematică redusă.

Există două variante constructive de bază: variatori cu fricţiune si variatori cu lanţ sau curea.

Variatori mecanici cu fricţiune

Tipul de bază al variatorilor cu fricţiune îl reprezintă variatorul cu o roată şi un con, aflate în contact în lungul generatoarei lor. Contactul permanent este asigurat de două forţe Q, iar modificarea raportului de transmitere se realizează prin deplasarea rolei în lungul generatoarei conului, cu ajutorul mecanismului cu manivelă M. Funcţionarea se poate realiza fie cu rola element conducător şi conul element condus, fie invers.



Variator rolă – con

a. *Rola element conducător*

Raportul de transmitere i_x, pentru o anumită poziţie a rolei (dată de distanţa x faţă de vârful conului V) este:

$$i_x = \frac{n_x}{n} = \frac{R}{R_x} = \frac{R}{x \cdot \sin\delta} = \frac{C}{x}$$ - ecuaţia unei hiperbole, în coordonatele i_x şi x

$C = \frac{R}{\sin\delta}$ - constanta constructivă a mecanismului;

n – turaţia constantă a rolei;

n_x- turaţia variabilă a conului;

b. *Conul element conducător*

$$i_x = \frac{n'_x}{n'} = \frac{R_x}{R} = \frac{x \cdot \sin\delta}{R} = \frac{x}{C}$$ - ecuaţia unei drepte în coordonate i_x şi x

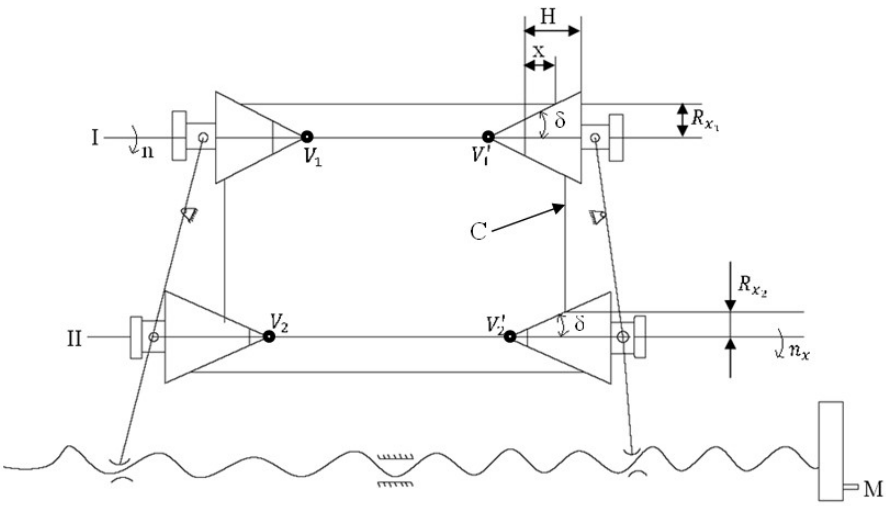
n’ - turaţia constantă a conului;
n’x - turaţia variabilă a rolei

Gama de reglare obținută cu variatorul rolă-con depinde de dimensiunile H și h (distanțele maximă și minimă de la vârful conului, V) și se încadrează în domeniul r_n = 3...4. Valorile H = x_{max} și h = x_{min} se limitează ca valoare din considerente constructiv-funcționale.

Variatori cu lanţ sau curea

Variatorul cu lanț sau curea este mai complex din punct de vedere constructiv, fiind alcătuit din două perechi de conuri identice, dispuse pe axele paralele I şi II, transmiterea mişcării realizându-se printr-un lanţ metalic sau o curea C, de construcţie specială.

Conurile pot fi deplasate în lungul axelor, modificându-se astfel raportul de transmitere i_x. Deplasarea conurilor în lungul axelor pe care sunt plasate trebuie să se facă astfel încât suma razelor să rămână constantă $\left(R_{x_1} + R_{x_2} = constant\right)$, ceea ce permite utilizarea unui lanț sau a unei curele de lungime constantă.



$$i_x = \frac{n_x}{n} = \frac{R_{x_1}}{R_{x_2}} = \frac{x \cdot tg\delta}{(H+h)tg\delta} = \frac{x}{H-x}$$

Deoarece la arborele principal al maşinii – unelte domeniul de turaţii este mai mare decât gamele de reglare ale variatorilor mecanici, pentru a se acoperi întreg domeniul prin reglare continuă, există două soluţii:

I. *Se cuplează mai mulţi variatori în serie;*
II. *Se cuplează un variator cu un subansamblu de reglare în trepte (cutie de viteze), compus din mai multe grupe cinematice*, caz in care se obtine o reglare combinata a LC principal.

Lanțuri cinematice pentru mișcări principale rectlinii-alternative

Lanțurile cinematice pentru mișcări principale rectlinii-alternative se deosebesc de cele pentru mișcări principale circulare doar prin existența, în structura lor, a unui mecanism de transformare a mișcării de rotație în mișcare rectilinie.

Pot fi utilizate în acest scop următoarele mecanisme:

- Mecanismul bielă-manivelă;
- Mecansimul cu culisă oscilantă sau rotativă;
- Mecanismul pinion-cremalieră;
- Mecanismul șurub melc-cremalieră.

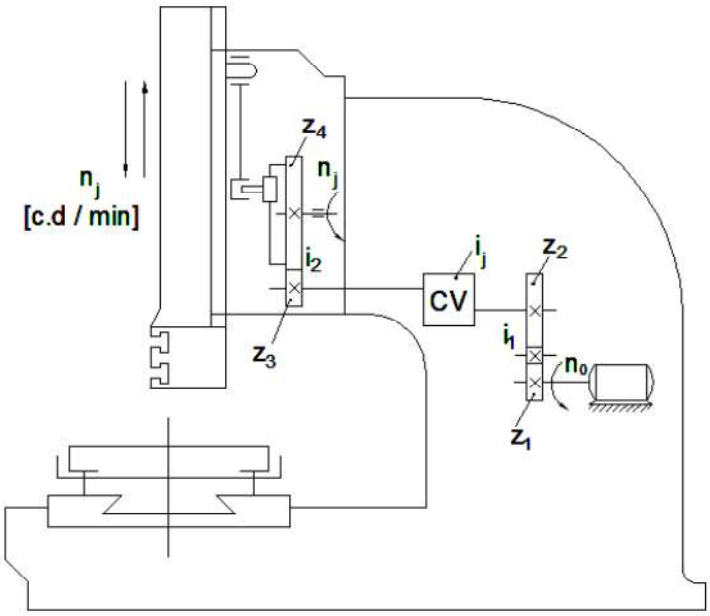
Primele două mecanisme sunt cu autoinversare, permițând obținerea directă a mișcării rectilinii-alternative, în timp ce ultimele necesită un mecanism special destinat inversării, astfel încât să se obțină o viteză mai mare în cursa inactivă, de întoarcere.

Mecanismul bielă-manivelă

Mecanismul bielă-manivelă prezintă avantajul că inversarea mișcării se realizează printr-o trecere lentă, cu efect benefic asupra stabilității sistemului tehnologic. În schimb, există o serie de dezavantaje, și anume:

- Neuniformitatea vitezei în mișcarea rectilinie-alternativă;
- Funcționare cu accelerații relativ mari, ceea ce influențează stabilitatea miscarii;
- Egalitatea vitezelor celor două curse (activă și în gol), ceea ce determină reducerea productivității prelucrării.

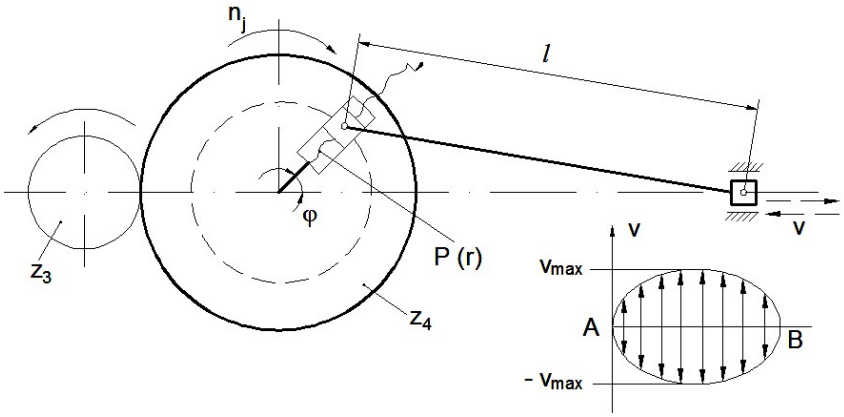
Acest tip de mecanism de transformare este utilizat pentru lungimi reduse de cursă a miscarii principale – sub 130 mm – cum este cazul mașinilor de mortezat sau a unor mașini de rabotat danturi conice.



Lanț cinematic principal cu mecanism bielă-manivelă la mașina de mortezat

Manivela de rază r a mecanismului este solidară cu roata dințată cu z_4 dinți; cu ajutorul șurubului **P** se poate modifica lungimea l a bielei, deci lungimea cursei culisoului mașinii de mortezat. Manivela se rotește cu turația constantă n_j și transmite culisoului mașinii o mișcare rectiline-alternativă între punctele A și B, cu o viteză v, variabilă între v_{min} și v_{max} pe parcursul unei curse duble a culisoului mașinii.

În consecință, numărul de curse duble, n_j, al culisoului este egal cu turația n_j a manivelei, conform ecuației $n_j = n_0 \cdot I_j' = n_0 \cdot i_1 \cdot I_j \cdot i_2\ [c.d./min]$. Raportul de transmitere I_j este reglabil prin intermediul cutiei de viteze.



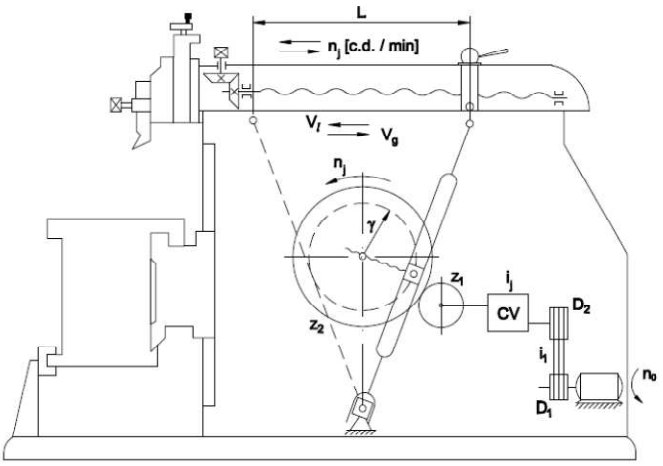
Elementele constructiv-dimensionale ale mecanismului bielă-manivelă

Viteza ***v*** a culisoului se calculează în funcție de turația $\boldsymbol{n_j}$, raza ***r*** a manivelei și lungimea ***l*** a bielei. Viteza este variabilă pe toată lungimea cursei, cea ce determină o calitate neuniformă a suprafeței prelucrate. În plus, cele două viteze, la cursa activă și de întoarcere, sunt egale, deci timpul de lucru este egal cu cel de revenire, ceea ce reprezintă un dezavantaj din punct de vedere al productivității - productivitatea mecanismului pe un ciclu cinematic este de maxim 50%.

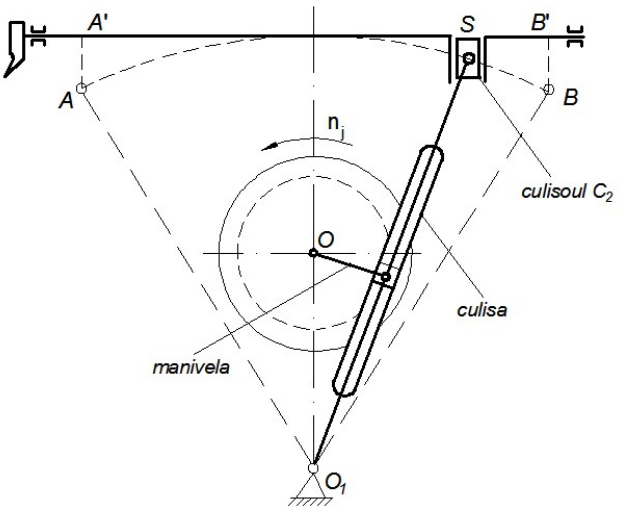
Mecanisme cu culisă oscilantă

Mecanismele cu culisă, oscilantă sau rotativă, prezintă avantajul, comparativ cu cele bielă-manivelă, că asigură pentru cursa de mers în gol o viteză v_g mai mare decât viteza v_a în cursa activă (de lucru), ceea ce duce la o creștere a productivității așchierii, prin reducerea timpilor auxiliari.

Mecanismele cu culisă oscilantă se folosesc, de obicei, la realizarea mișcării principale de așchiere la mașinile de rabotat transversal, având lungimea maximă a cursei de 850-1000 mm și, mai rar, la mașinile de mortezat. Din cauza șocurilor ce se produc la capetele de cursă, mecanismul nu poate fi utilizat la mașinile-unelte de precizie, așa cum sunt mașinile de rectificat.



Lanț cinematic principal cu culisă oscilantă



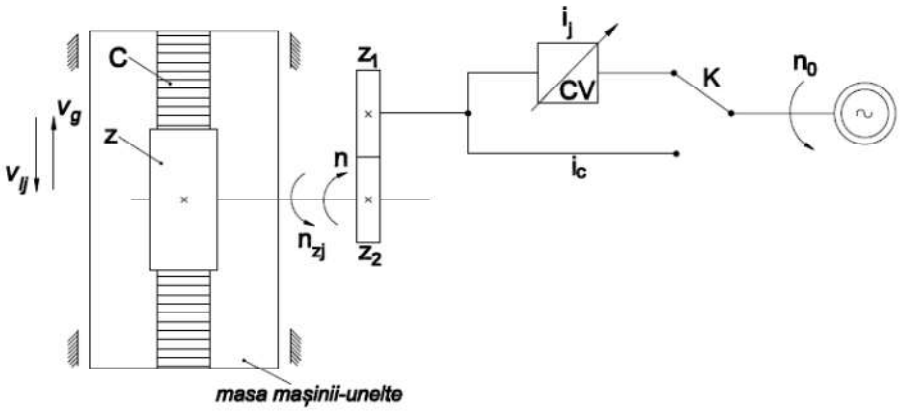
Mecanismul cu culisă oscilantă

Mecanismul se compune dintr-o manivelă, care se rotește în jurul axei **O** a volantului (roata de culisă, z_2) și o culisă de lungime **O1S,** care poate oscila în jurul punctului **O1**; la capătul manivelei se află piatra de culisă, care aluncă în ghidajul practicat în lungul culisei; lungimea cursei se reglează prin deplasarea pietrei de culisă pe ghidajul radial practicat pe volant.

La o rotație a manivelei, capătul culisei descrie arcul de cerc **AB**, de rază **O1S** (lungimea culisei) în ambele sensuri, astfel încât mișcarea de rotație a manivelei este transformată în mișcare circulară oscilatorie care, prin intermediul culisoului **C2** este transformată în mișcare rectilinie alternativă pe distanța **A'B'**. Viteza mișcării rectilinii este variabilă și diferă între cele două curse (cursa activă și, respectiv, cursa în gol). Există mai multe variante constructive de mecanisme cu cursă oscilantă, fie cu punctul **O1** fix, fie deplasabil, și pentru alte soluții constructive ale culisoului **C2**..

Mecanismul roată dințată – cremalieră

Acest tip de mecanisme înlocuiesc mecanismele cu culisă, atunci când lungimea cursei este mai mare (peste 1 m), inversarea mișcării realizându-se pe cale electrică sau prin intermediul unor inversoare mecanice. Se utilizează în lanțurile cinematice principale la mașini de rabotat longitudinal.



Mecanism roată dințată-cremalieră

Lanțul cinematic principal reprezentat mai sus, antrenat de un electromotor cu turația n_o, imprimă mesei longitudinale portpiesă mișcarea rectilinie cu viteza v_a, corespunzătoare cursei active,

respectiv v_g, pentru cursa de revenire, în gol. Ansamblul format din pinionul z si cremaliera C asigură transformarea mișcării de rotație a pinionului în mișcare rectilinie a mesei mașinii.

Se observă sunt existența a două circuite, respectiv cu element de reglare (cutie de viteze) și fără cutia de viteze. Primul circuit este destinat cursei active, cu viteza $v_a = \pi \cdot m \cdot z \cdot n_{zj}$ [m/min], iar al doilea (fără reglare) pentru cursa de mers în gol, cu $v_g = \pi \cdot m \cdot z \cdot n$ = const. [m/min].

Pentru cursa de lucru, turația $n_{z_j} = n_0 \cdot i_j \cdot \frac{z_1}{z_2}$, iar pentru cursa de întoarcere, $n \quad = n_0 \cdot i_c \cdot \frac{z_1}{z_2}$ = const.

Structura și caracteristicile lanțurilor cinematice de avans

Mișcarea/mișcările de avans fac parte, împreuna cu mișcarea principală, din categoria mișcărilor de lucru, care contribuie la generarea suprafețelor piesei prelucrate.

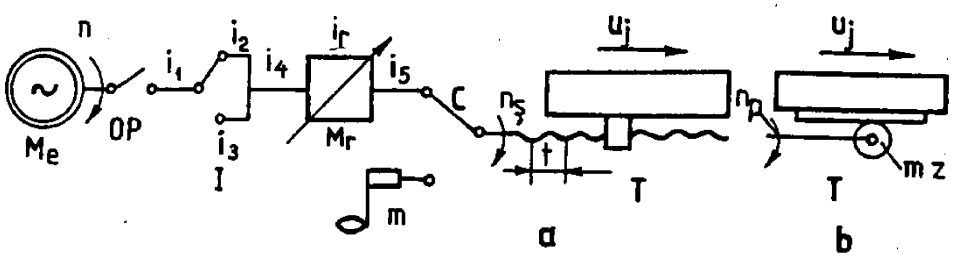
Mărimea ce caracterizează mișcarea de avans, din punct de vedere tehnologic. este avansul de așchiere, car eexprimă deplasarea sculei în raport cu piesa, la un ciclu al mișcării principale. Fiind definit ca o deplasare raportată la frecvența mișcării principale, avansul se exprimă în mm/rot sau mm/c.d. Viteza de avans se obține cu relația $v_s = n \cdot s$ [mm/min].

Mișcarea de avans poate fi executată de sculă și/sau piesa semifabricat și poate fi mișcare simplă de rotație sau rectilinie. În funcție de procedeul de așchiere, pot exista una, două sau mai multe mișcări de avans, care pot avea loc simultan cu mișcarea principală $\vec{V} = \vec{v} + \vec{v_s} + \overrightarrow{v'_s} + \cdots$ - sau în afara mișcării principale, respectiv $\vec{V} = \vec{v}$. În primul caz, mișcarea de avans este continuă, în timp ce în al doilea caz avansul este intermitent, cazul prelucrărilor prin rabotare sau mortezare.

De regulă, valorile avansului s_1, s_2,..., s_z formează progresii geometrice, similar turațiilor în mișcarea principală. Această distribuție a avansurilor este justificată prin faptul că între productivitatea ideală K a așchierii și avansul s este o legătură de proporționalitate, la fel ca între K si viteza de așchiere, v.

În toate situațiile, mișcările de avans necesită un consum energetic mai mic și se realizează cu viteze mai reduse, comparativ cu mișcarea principală ($v >> v_s$). Ca urmare, lanțurile cinematice de avans prezintă structură asemănătoare cu a lanțurilor cinematice principale, dar conțin mecanisme specifice turațiilor reduse, de tipul angrenajelor melcate, a mecanismelor planetare, a mecanismelor șurub-piuliță etc. Aceste mecanisme asigură realizarea unor rapoarte de transmitere mai reduse ca valoare sau pot transmite mișcarea la distanțe mari utilizând un număr redus de elemente cinematice.

În cazul mișcărilor de avans rectiliniu, lanțul cinematic de avans va cuprinde subansambluri de transformare a mișcării de rotație în mișcare rectilinie, de tipul mecanismelor șurub – piuliță (varianta a) sau pinion – cremalieră (varianta b).



Schema structurală a LC de avans cu sursă de acționare proprie (M_e)

Cu lanțul cinematic din figură, în variantele a și b, se obține o mișcare de avans rectilinie continuă, caracterizată de viteza de avans u_j. Dacă se utilizează pentru transformarea mișcării mecanismul șurub – piuliță (varianta a), viteza de avans se determină cu relația: $u_j = n_ş\ t = n_o\ i_1\ i_2\ i_4\ i_r\ i_5\ t$ [mm/min], în care: $n_ş$ - turația șurubului, t – pasul șurubului, n_o – turația motorului M_e, i_r – raportul reglabil al mecanismului de reglare, i_1, i_2, i_4, i_5 – rapoarte de transmitere constante.

În varianta b, cu mecanism pinion-cremalieră, viteza de avans $u_j = n_p\ \pi\ m\ z = n_o\ i_1\ i_2\ i_4\ i_r\ i_5$ [mm/min], în care: n_p – turația pinionului, m, z – modulul și nr. de dinți ai pinionului.

Diferitele trepte de viteza de avans uj se obțin prin modificarea raportului de transmitere i_r al mecanismului de reglare.

Din punct de vedere a reglării cinematice, se pune problema reglării avansului, dacă acesta se exprimă în mm/rot sau mm/c.d., sau a reglării vitezei de avans, exprimată în mm/min, dacă mișcarea de avans are sursă proprie de mișcare. Se pot utiliza în acest scop:

- Cutii de avansuri cu blocuri baladoare sau cutii de multiplicare;
- Lire cu roți de schimb si axe intermediare;
- Mecanisme cu meandre;
- Mecanisme cu pană deplasabilă;
- Mecanisme cu con Norton;
- Variatori mecanici.

Subansambluri de reglare specifice lanțurilor cinematice de avans

A. Cutii de avansuri

Cutiile de avansuri cu blocuri baladoare sunt asemănătoare – cinematic și constructiv – cutiilor de viteze și sunt utilizate, în general, la mașinile unelte universale (strunguri, mașini de frezat și mașini de rabotat). În cazul strungurilor normale, pe care se realizează si operaţii de filetare, cutia cu blocuri baladoare este înlocuită cu o cutie de multiplicare sau, la strungurile mai vechi, cu un mecanism cu con Norton.

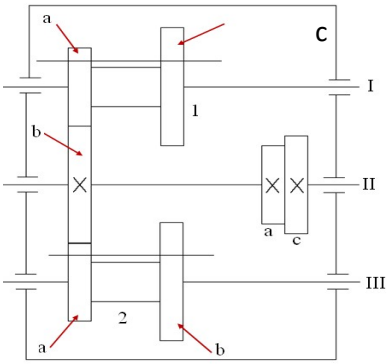
Cutiile de avansuri cu blocuri baladoare realizează, de obicei, un număr de trepte de avans z_s = 16 – 18, un număr mai mare necesitând asocierea a două sau trei subansamble de reglare.

Cinematic, structura cutiilor de avansuri poate fi normală sau complexă și se realizează după regulile stabilite pentru cutiile de viteze, cu excepția condiției constructive. Astfel, în cazul cutiilor de avansuri această condiție are forma $\frac{1}{5} \leq i_j \leq 2.8$ ceea ce revine la inegalitatea $\frac{i_{j\,max}}{i_{j\,min}} \leq 14$

Constructiv, cutiile de avansuri se deosebesc de cutiile de viteze numai prin dimensiunile de gabarit mai reduse, din cauza faptului ca transmit puteri mai mici, caracteristice LC de avans.

B. Cutii de multiplicare

Cutia de multiplicare se utilizează de obicei în asociere cu o cutie de avansuri, căreia îi multiplică astfel posibilităţile, în sensul creșterii numărului de avansuri care poate fi obținut. Mecanismul se compune din 2 blocuri baladoare, 1 și 2, pe arborii I, respectiv III, si 3 roți fixe a, b, c pe arborele II, cu b = 2a.



Cutie de multiplicare

Între arborii I şi II, angrenează roata *a* a balodorului 1 cu roata fixă b de pe arborele II sau roata *c* a baladorului 1 cu *c* de pe arborele II. Între arborii II şi III, angrenează roata fixă *b* de pe arborele II cu roata *a* a baladorului 2, sau *a* cu roata *b* a baladorului 2. Se pot obține următoarele rapoarte de transmitere, corespunzător deplasării baladoarelor 1 și 2, fiecare cu câte 2 poziții:

$$i_1 = \frac{a}{b} \cdot \frac{a}{b} = \left(\frac{a}{b}\right)^2 = \frac{1}{4} \qquad 1\ stanga, \quad 2\ dreapta$$

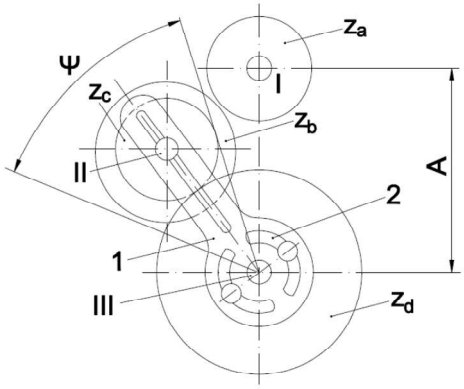
$$i_2 = \frac{c}{c} \cdot \frac{a}{b} = \frac{a}{b} = \frac{1}{2} \qquad 1\ dreapta, \quad 2\ dreapta$$

$$i_3 = \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{a} = \frac{a}{a} = \frac{1}{1} \qquad 1\ stanga, \quad 2\ stanga$$

$$i_4 = \frac{c}{c} \cdot \frac{b}{a} = a = \frac{2}{1} \qquad 1\ dreapta, \quad 2\ stanga.$$

C. Lira cu roți de schimb și ax intermediar

- se utilizează în special în LC de avans la strunguri normale, numai pentru porțiunea comună cu LC de filetare și permite realizarea de rapoarte de transmitere foarte diverse.
- este un mecanism cu rigiditate scăzută, care necesită timp îndelungat pentru reglare (modificarea valorii raportului de transmitere).
- Lirele cu roți de schimb și ax intermediar asigură obținerea cu precizie a rapoartelor de transmitere prin reglarea distanței dintre axe, comparativ cu lira cu roți de schimb utilizată în lanțurile cinematice principale, care nu permite acest lucru; este formată din patru sau șase roți dințate, pentru a căror montare sunt utilizați unul sau doi arbori intermediari.



Lira cu patru roți de schimb și ax intermediar

Arborele conducător I şi arborele condus III au lagărele fixe, iar arborele II poate lua diferite poziţii în spaţiu datorită plasării lui pe braţul rabatabil B, în formă de liră.

Prin oscilarea braţului B în jurul axului III şi prin deplasarea arborelui II în lungul braţului, devine posibilă oricând situaţia din figură, în care diametrele de divizare ale roţilor z_a, z_b, z_c, z_d sunt tangente, deci poate fi realizat cu precizie orice raport de transmitere $i_j = \frac{z_a}{z_b} \cdot \frac{z_c}{z_d}$.

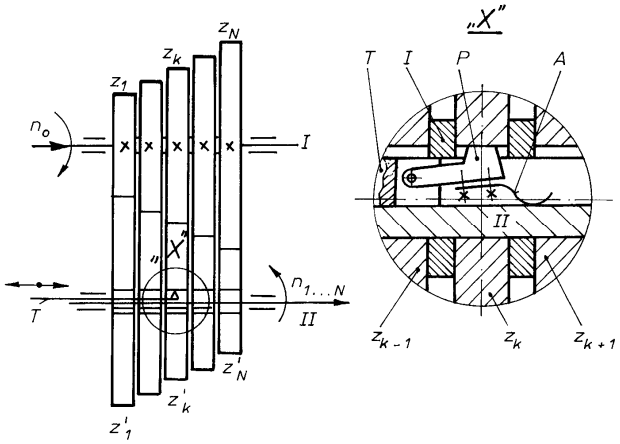
Condiția angrenării celor patru roți se exprimă cu ajutorul relației de mai jos, în care A reprezintă distanța dintre arborele conducător I și arborele condus II, iar m este modulul roților lirei.

$$\frac{z_a + z_b}{2} \cdot m + \frac{z_c + z_d}{2} \cdot m \geq A$$

Dacă **A = k·m**, k – caracteristica constructivă a lirei, atunci condiția angrenării roților lirei se exprimă prin inegalitatea $z_a + z_b + z_c + z_d \geq 2k$

Valorile modulului m și a constantei k sunt caracteristice fiecărei lire cu roți de schimb. Unghiul ψ de rotire a brațului B este limitat de lungimea canalelor practicate în lungul brațului oscilant, care se limitează, de asemenea, constructiv.

D. Cutia cu pană deplasabilă (glisantă)



Mecanismul este compus dintr-un număr *N* de roţi dinţate în trepte, montate fix pe unul din arbori, care angrenează cu un număr identic de roţi dinţate montate liber pe celălalt arbore. Se obține deci cite un con de roți pe fiecare arbore.

Pe arborele *II* este practicat un canal longitudinal în care, cu ajutorul tijei *T*, se poate deplasa pana *P,* ce solidarizează succesiv fiecare dintre roţi cu arborele. În vederea pătrunderii în canalul de pană din roţi, pana este acţionată de arcul *A*, iar pentru evitarea cuplării simultane a două roţi şi blocării mecanismului, între roţi sunt prevăzute inelele *I*.

Un raport de transmitere realizat cu acest mecanism are forma: $i_k = \frac{z_k}{z'_k} = \frac{n_{1...N}}{n_0}$, și se obține pentru o anumită poziție a penei în canalul din arbore. Numărul de rapoarte de transmitere realizat este egal cu numărul de roți dințate din fiecare con.

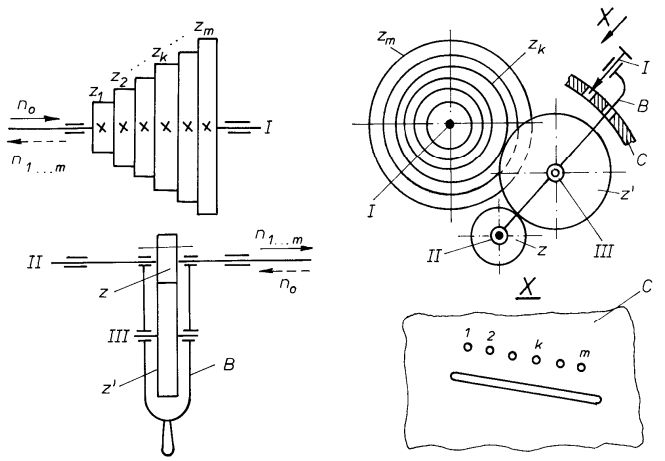
Mecanismele cu pană glisantă sunt foarte compacte Locașul pentru deplasarea penei transversale slăbește, într-o anumită măsură, arborele respectiv, motiv pentru care numărul de roți dintr-un con este limitat la max. 7 – 8 roți. Un alt dezavantaj al mecanismului îl reprezintă uzura rapidă a roților, datorită faptului că acestea se află permanent în angrenare în timpul funcționării. De asemenea, au gabarit axial mare (datorită tijei *T*), sunt zgomotoase şi nu permit schimbarea turaţiilor în timpul mersului.

Din cauza acestor dezavantaje mecanismul cu pană glisantă este destinat cutiilor de avansuri care transmit puteri mici.

E. Mecanisme cu con Norton

Mecanismul Norton se compune dintr-un con de roţi dinţate $z_1, z_2,..., z_m$ fixate pe axul conducător *I*, şi dintr-un braţ rabatabil *B*, care poate fi deplasat în lungul arborelui *II*. Braţul *B* are două grade de libertate, rotire şi glisare, ceea ce asigură deplasarea roţii *z'*, aflată în angrenare permanentă cu roata *z*, de pe arborele *II* şi angrenarea ei cu oricare din roţile z_k ale conului de roţi de pe arborele *I*.

Fixarea braţului *B* într-o anumită poziţie se poate realiza cu ajutorul indexorului *I*, care intră într-una din găurile 1,2,…m executate pe capacul *C* al mecanismului.



Mecanismul Norton

Mecanismul poate funcționa în ambele variante, cu arborele I conducător, respectiv condus.

Dacă arborele I este conducător, antrenat cu turația n_o, se pot realiza rapoartele de transmitere: $i_k = \frac{z_k}{z'} \cdot \frac{z'}{z} = \frac{z_k}{z}$, iar la arborele II se obțin turaţiile $n_1,...,n_m$.

În varianta cu arborele II conducător se obțin rapoarte de forma $\frac{1}{i_k} = \frac{z}{z'} \cdot \frac{z'}{z_k} = \frac{z}{z_k}$, iar turaţiile $n_1,...,n_m$, se obţin la arborele *I*.

Mecanismul cu con Norton prezintă avantajul că, la un gabarit redus, poate realiza un număr mare de rapoarte de transmitere (cu ajutorul a k+2 roți dințate se pot realiza 2k rapoarte de transmitere, corespunzător celor două variante de funcționare ale mecanismului), ceea ce îl recomandă pentru reglarea LC de avans și filetare.

Ca dezavantaje, datorită braţului mobil *B*, mecanismul are o rigiditate redusă, ceea ce limitează utilizarea lui numai la cutiile de avansuri (şi filete, mai ales la strunguri). Din cauza gamei de reglare a turaţiei relativ redusă (2…4), insuficientă pentru necesităţilor cutiilor de avansuri, mecanismul Norton se combină cu alte mecanisme, cum sunt cele cu roţi baladoare (cutii de multiplicare sau de avansuri).

F. Cutii de avansuri cu meandre

Cutia cu meandre este formată dintr-un șir de blocuri de câte două roți, montate între doi arbori paraleli I și II, astfel încât numai primul bloc de pe arborele I (conducător) este fix, celelalte fiind libere pe arbori (montate prin caneluri). Una dintre roțile unui bloc are a dinți, iar cealaltă z b dinți.

În funcție de poziția blocului balador, constituit din roata deplasabilă c și roata intermediară z_0 se obțin diferite rapoarte de transmitere i_j, respectiv turații n_j la arborele condus II. Pentru construcția din figură rezultă următoarele valori ale raportului de transmitere, i_j:

$$i_1 = \frac{a}{b} \cdot \frac{a}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{-2}$$

$$i_2 = \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{-1}$$

$$i_3 = \frac{b}{a} \cdot \frac{a}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{0}$$

$$i_4 = \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{1}$$

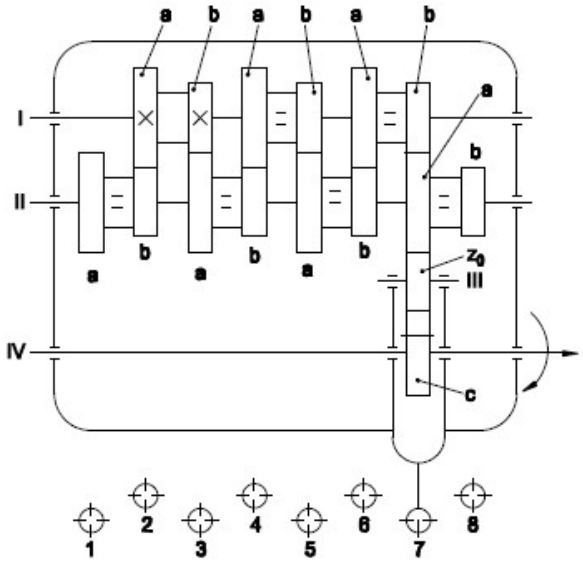
$$i_5 = \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{a}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{2}$$

$$i_6 = \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{3}$$

$$i_7 = \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{a}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{4}$$

$$i_8 = \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b}{z_0} \cdot \frac{z_0}{c} = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^{5}$$

- când blocul balador angrenează cu roata *a* a primului bloc de pe arborele II
- când blocul balador angrenează cu roata *b* a primului bloc de pe arborele II
- când blocul balador angrenează cu roata *a* a celui de al doilea bloc de pe arborele II, etc.



Se constată că valorile rapoartelor de transmitere $i_1 ... i_8$ formează o progresie geometrică de rație b/a, ceea ce înseamnă că șirul avansurilor va forma, de asemenea, o progresie geometrică de rație φ = b/a. Unele simplificări pot rezulta atunci când c = b sau c = a.

Pentru situația în care b < a, rapoartele de transmitere realizate sunt demultiplicatoare, iar dacă b > a rapoartele sunt multiplicatoare. Dacă se renunță la roata intermediară z_0, se obține o variantă constructivă mai compactă și mai rigidă a subansamblului cutiei cu meandre, dar numărul de rapoarte de transmitere realizat, deci de avansuri, se reduce la jumătate.

Principalul dezavantaj al mecanismelor cu roţi în meandre este rigiditatea scăzută a sistemului de basculare, ceea ce limitează utilizarea mecanismului doar la transmiterea turaţiilor şi puterilor mici. În combinaţie cu mecanismul Norton se utilizează în cutiile de avansuri şi filete.

LANȚURI CINEMATICE PENTRU MIȘCĂRI DE AVANS INTERMITENT

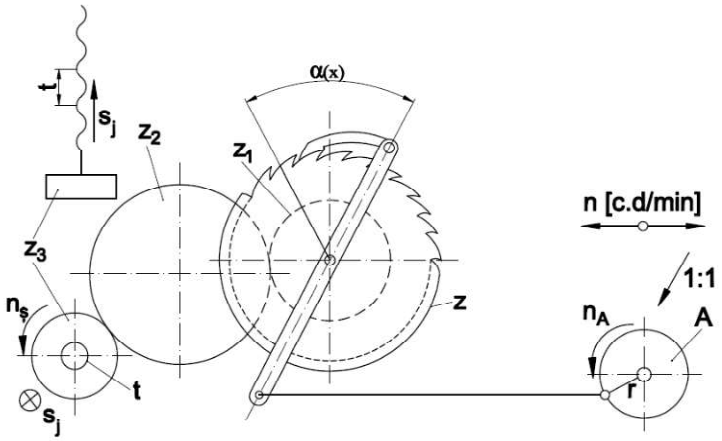
Avansul intermitent este definit în raport cu mișcarea principală de așchiere. Dacă avansul este realizat în afara cursei active a mișcării principale, atunci se numește avans intermitent.

Acest tip de avans este întâlnit la mașinile de rabotat și de mortezat, la care mișcarea principală este rectilinie-alternativă, fiind constituită dintr-o cursă activă (de așchiere) și o cursă în gol (de retragere), pe parcursul căreia se execută de fapt mișcarea de avans. Avansul intermitent mai este întâlnit și la unele strunguri frontale sau mașini de rectificat, precum și în cazul mișcării de divizare la unele mașini de danturat sau la mișcările de poziționare a sculelor/pieselor la mașinile-unelte automate. Avansul intermitent are loc numai în timpul curselor de retragere, la capăt de cursă, deci nu participă la realizarea mișcării de așchiere de viteză $\vec{V}$.

În toate cazurile, mișcările de avans intermitent se obțin prin introducerea în structura lanțului cinematic de avans a unui mecanism capabil ca, prin funcționarea sa continuă, să asigure discontinuitatea mișcării elementului final. Uzual, este utilizat în acest scop **mecanismul cu clichet – roată de clichet** datorită simplităţii constructive, siguranţei în funcţionare şi posibilităţii comode de reglare a mărimii avansului.

Mecanismul cu clichet – roată de clichet asigură atât reglarea avansului, cât și schimbarea sensului acestuia. Constructiv, mecanismul se compune din roata de clichet cu z dinți și o pârghie profilată, numită clichet. Clichetul este articulat la un capăt și solidarizat cu balansierul port-clichet, care poate oscila în jurul axei roții z. Celălalt capăt al clichetului este profilat, astfel că, în momentul în care pătrunde între dinții roții de clichet, împiedică rotirea roții într-un anumit sens. Roata de clichet poate avea dantură exterioară sau interioară, iar profilul dinților poate fi asimetric (triunghiular, trapezoidal, ascuțit) sau simetric, cu flancurile drepte sau în arc de evolventă.

Elementele componente ale unui lanț cinematic de avans intermitent cu mecanism clichet – roată de clichet sunt prezentate în figură:



Lanț cinematic de avans intermitent cu mecanism clichet – roată de clichet

Lanțul cinematic este antrenat de la discul A, care realizează același număr de rotații/min, n_A, ca și numărul de curse duble (c.d.)/min efectuat de elementul care execută mișcarea principală rectilinie-alternativă. Prin intermediul unui mecanism cu manivelă, de rază r, se imprimă balansierului port-clichet o mișcare de oscilație cu unghiul α, corespunzător unui număr întreg de dinți, x, ai roții de clichet z. Prin angrenajele z_1/z_2 și z_2/z_3 mișcarea de rotație intermitentă se transmite șurubului cu pasul

t, care, împreună cu piulița sa, o transformă în mișcare rectilinie intermitentă. Piulița este montată pe sania port-piesă, căreia îi imprimă mișcarea de avans, s_j. Avansul s_j se determină ca deplasarea piuliței pe o rotație a discului A, respectiv pe o oscilație completă a balansierului, pe parcursul căreia roata de clichet z se rotește cu x dinți, deci face x/z rotații.

Turația șurubului cu pasul t se determină cu relația (1), iar avansul s_j cu relația (2).

$$n_s = \frac{x}{z} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_2}{z_3} = \frac{x}{z} \cdot \frac{z_1}{z_3} \tag{1}$$

$$s_j = n_s \cdot t = \frac{x}{z} \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot t \tag{2}$$

Avansul s_j se reglează prin numărul x de dinți antrenați la o cursă dublă, determinat de mărimea razei r a manivelei, care, la rândul său, modifică unghiul α de oscilație al balansierului. Valorile s_j ale avansurilor realizate cu acest lanț cinematic formează o progresie aritmetică de rație egală cu avansul pe un dinte al roții de clichet.

LANŢURI CINEMATICE PENTRU MIŞCARI AUXILIARE

LC auxiliare sunt necesare la prelucrarea unei piese pe MU în vederea realizării mișcărilor auxiliare, care se repetă la fiecare ciclu de lucru sau după un anumit număr de cicluri, neavând însă rol în generarea suprafețelor.

Din categoria mișcărilor auxiliare fac parte mișcările pentru prinderea/ desprinderea semifabricatului, pentru apropierea/ îndepărtarea sculei, pentru revenirea sculei în poziția inițială, pentru aducerea altei scule în zona de lucru etc. Mișcările auxiliare care au loc după mai multe cicluri de lucru sunt cele pentru înlocuirea unei scule uzate, pentru corecția poziției sculei pe măsură ce aceasta este afectată de uzură, mișcările de reglaj inițial etc.

LC pentru mișcări auxiliare trebuie să asigure realizarea acestor mișcări într-un timp cât mai scurt, iar în structura lor nu se regăsesc mecanisme de reglare.

LC auxiliare se clasifică în funcție de modul în care utilizează elemente ale LC de avans:

1. LC auxiliare cu acționare și structură independente
2. LC auxiliare care folosesc parțial LC de avans
3. LC auxiliare care folosesc integral LC de avans.

1. LC auxiliare cu acționare și structură independente

Din această categorie fac parte:

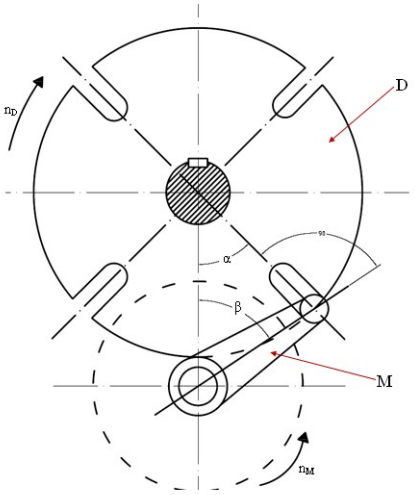
A. *LC de poziționare* a unor subansamble ale MU – în special pentru deplasarea unor traverse, mese rotative sau suporturi grele; în aceste situații LC auxiliar este total independent, fiind acționat de la un motor electric individual, fiind format din 1-2

angrenaje demultiplicatoare și, dacă este cazul, dintr-un mecanism de transformare a mișcării de rotație în mișcare rectilinie.

B. *LC de divizare (împărțire) intermitentă* – sunt necesare pentru rotirea cu un unghi constant a piesei, între două prelucrări successive; aceste LC au caracteristiucile LC auxiliare, dar conțin în plus subansamble de reglare, care să permită modificarea unghiului de rotire a semifabricatului.

Divizarea intermitentă cu mecanism cu cruce de Malta

Mecanismul cu cruce de Malta permite obținerea unor mișcări de rotație intermitente, cu un unghi de rotație constant. Este utilizat pentru rotirea tamburului axului principal la strunguri automate și semiautomate, pentru rotirea capului revolver la MU automate sau pentru rotirea intermitentă a dispozitivelor port-piesă și port-sculă la MU automate și agregate.



Mecanism cu cruce de Malta

Se compune din discul D, prevăzut cu un număr de crestături echidistante, și manivela M, cu unul sau mai multe cepuri de antrenare. Manivela realizează o mișcare de rotație uniformă.

La o rotație completă a manivelei, discul D se rotește cu unghiul 2α dintre două crestături. Pentru evitarea șocurilor, la intrarea cepului manivelei în crestături și la ieșirea din acestea, se impune ca în aceste momente viteza unghiulară a discului D să fie nulă, adică vectorul viteză al cepului manivelei să treacă prin axa de simetrie a crestăturii. Această condiție este îndeplinită dacă α+β = 90°.

Împărțirea intermitentă într-un număr de părți diferit de numărul crestăturilor se poate realiza introducând în LC, între discul D și elementul final, o liră cu roți de schimb, cu raportul de trasmitere i_l.

Utilizarea mecanismului cu cruce de Malta în LC de divizare este limitată de următoarele *dezavantaje:* viteză unghiulară variabilă, șocuri în funcționare și tehnologie pretențioasă.

2. Lanţuri cinematice auxiliare care folosesc parţial LC de avans

Sunt utilizate în următoarele cazuri:

a. Dacă pentru reglarea poziţiei unui subansamblu al MU este dificil să se acţioneze manual întreg lanţul cinematic de avans. În aceste situaţii, mişcările auxiliare (de poziţionare sau de întoarcere a subansamblului) se obţin acţionând manual numai o porţiune a lanţului cinematic de avans.

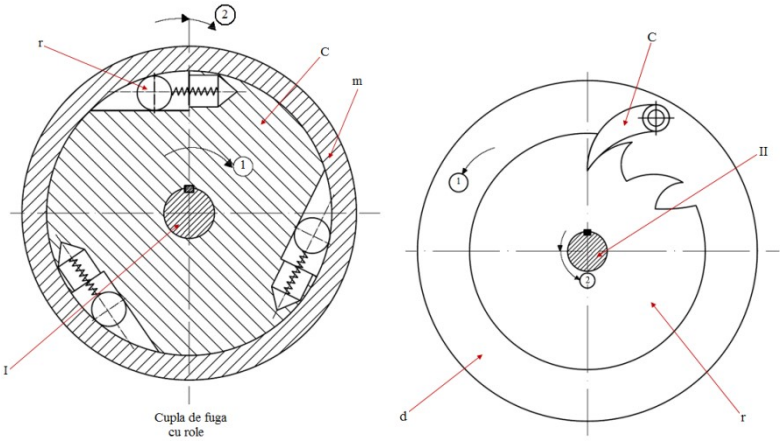
b. Pentru realizarea curselor de întoarcere ale meselor, cărucioarelor, după efectuarea cursei de lucru. Pentru că aceste curse de întoarcere trebuie realizate cu viteze cât mai mari, aceste tipuri de lanţuri cinematice auxiliare se numesc lanţuri cinematice pentru „mişcări rapide”.

Caracteristica esenţială a acestor lanţuri cinematice este faptul că, prin structura aleasă, trebuie să se elimine posibilitatea cuplării simultane a mişcării de avans şi a mişcării auxiliare, mişcări care, având acelaşi element final, sunt incompatibile.

Pentru îndeplinirea acestor condiţii, în LC pentru mişcări rapide se folosesc diferite cuplaje (numite *cuple de fugă*) și *mecanisme diferențiale*.

Lanţuri cinematice pentru miscari rapide cu cuple de fugă

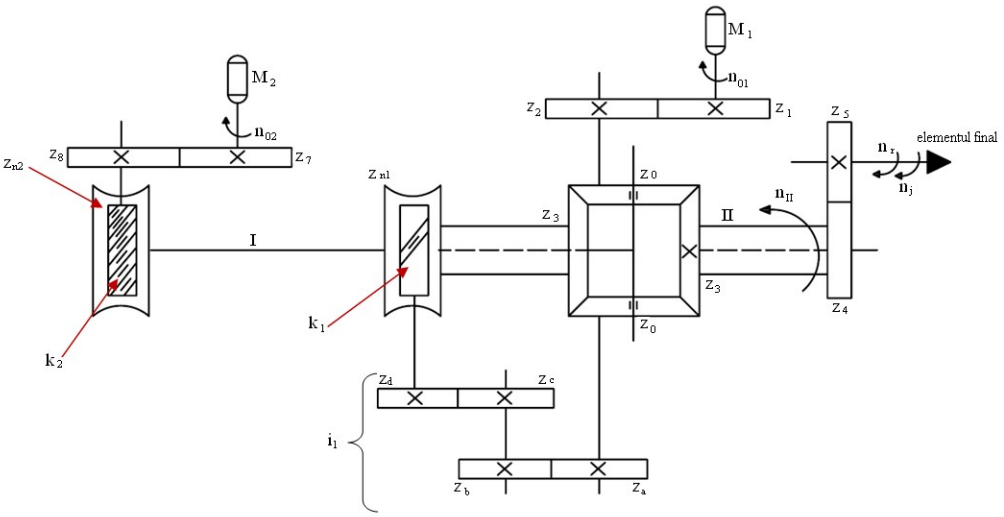
Cuplele de fugă pot fi cu role (a) sau cu clichet (b):



Principiul de funcţionare al **cuplei de fugă cu role**: corpul C este fixat pe capătul arborelui I, care primeşte, printr-un lanţ cinematic, mişcarea de avans 1. Prin intermediul rolelor r, blocate prin efectul de pană, mişcarea de avans lent 1 se transmite manşonului m, care este fixat pe capătul arborelui condus, coaxial cu arborele I. Arborele condus poate fi chiar elementul final sau un arbore de la care, prin unul sau mai multe angrenaje, mişcarea de avans va fi transmisă elementului final. Manşonul m poate primi, de la lanţul cinematic auxiliar, mişcarea rapidă 2. În acest caz, cupla decuplează (manşonul învinge forţa arcului, deplasând rolele r în spaţiul mai mare) şi deci arborele condus va realiza mişcarea auxiliară rapidă (2).

Principiul de funcţionare al **cuplei de fugă cu clichet**: discul d este fixat pe capătul arborelui de intrare, coaxial cu arborele condus II, şi primeşte mişcarea lentă de avans 1 de la lanţul cinematic de avans. Clichetul C, fixat pe disc, va roti roata de clichet r şi astfel arborele condus II va realiza mişcarea rapidă 2.

Lanţuri cinematice pentru mişcari rapide cu diferenţial



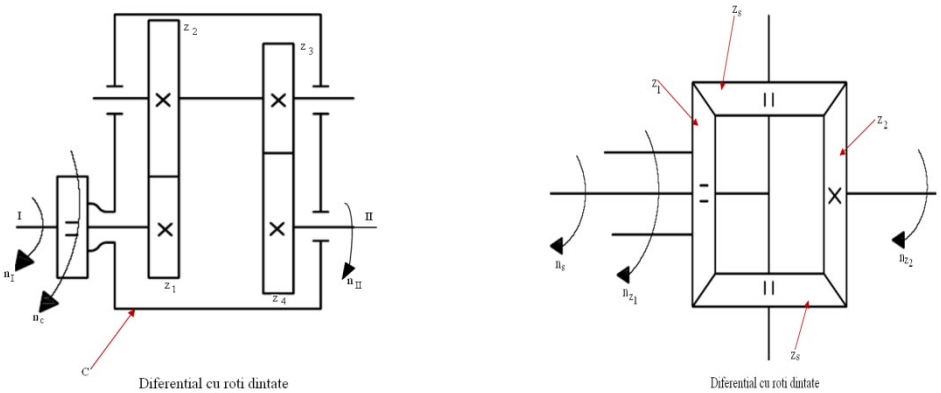
Lant cinematic de avans si lant cinematic pentru miscare rapida cu diferential

<u>Lanţul cinematic de avans</u> este acţionat de motorul M_1 şi conţine angrenajul $\frac{z_1}{z_2}$, lira cu roţi de schimb cu raport i_l, angrenajul melcat $k_1 - z_{m1}$, mecanismul diferenţial şi angrenajul $\frac{z_4}{z_5}$.

<u>Lanţul cinematic auxiliar</u> este antrenat de motorul M_2 şi conţine angrenajul $\frac{z_7}{z_8}$, angrenajul melcat k_2 - z_{m2}, mecanismul diferenţial şi angrenajul $\frac{z_4}{z_5}$.

Pe durata mişcării auxiliare rapide, motorul M_1 se poate opri. Dacă funcţionează şi M_1, atunci mişcarea elementului final va fi o însumare a mişcărilor primite de la motoarele M_1 şi M_2.

Funcţionarea mecanismului diferenţial:



Diferential cu roti dintate cilindrice

Diferential cu roti dintate conice

În cazul diferenţialelor cu roţi dinţate cilindrice, roţile z_1 şi z_4 se numesc roţi planetare, iar z_2 şi z_3 roţi satelit.

Mecanismul diferenţial, prin construcţia sa, permite recepţionarea a două mişcări de rotaţie (mişcarea de rotaţie a arborelui I, cu turaţia n_I, şi a carcasei C, cu turaţia n_C) şi transmiterea unei singure mişcări de rotaţie - a arborelui II, cu turaţia n_{II}.

Legătura dintre cele două turaţii se deduce astfel: se consideră că se imprimă întregului sistem, considerat rigid, o rotaţie egală şi de sens contrar cu n_C. În acest caz, arborele I va avea turaţia $n_I - n_C$, carcasa $n_C - n_C$ va fi deci fixă, iar arborele II va avea turaţia $n_{II} - n_C$.

Carcasa fiind fixă, atunci şi axul sateliţilor va fi fix, iar întregul mecanism poate fi considerat ca format din angrenaje cu axe fixe, având raportul total de transmisie: $\frac{n_{II}-n_C}{n_I-n_C} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$, de unde rezultă relaţia dintre turaţia de ieşire n_{II} şi turaţiile de intrare n_I şi n_C: $n_{II} = n_I \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} + n_C \left(1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}\right)$

Mecanismul diferenţial cu roţi conice derivă din cel cu roţi cilindrice. Roţile planetare sunt egale între ele, notate cu z_1 şi z_2, iar rotile z_s sunt roţi satelit.

Raportul intern al mecanismului diferenţial cu roţi conice va fi: $\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = -1$ ($z_1 = z_4$; $z_2 = z_3$), semnul „ – „ evidenţiind că are loc o inversare de sens faţă de mişcarea de rotaţie considerată pozitivă.

- Dacă în relaţia n_{II} se introduce $n_C = n_s$ => $\boldsymbol{n_s = \frac{n_{z_1}}{2} + \frac{n_{z_2}}{2}}$ **relaţia lui Willis.**

Revenind la LC de avans și de mișcare rapidă cu diferențial, pot exista următoarele situații:

- Dacă are loc numai mişcarea de avans, ecuaţia de reglare este:

$$I = \frac{n_j}{n_{01}} = \frac{z_1}{z_2} \cdot i_l \cdot \frac{k_1}{z_{m1}} \cdot i_d \cdot \frac{z_4}{z_5}, i_d - \text{raport dat de mecanismul diferenţial.}$$

Conform relaţiei lui Willis, $n_I = \frac{n_{z_3} + n_{II}}{2}$.

Se observă că $n_I = 0$ şi, fără a ţine seama de sensul mişcărilor, rezultă:

$$i_d = \frac{n_{II}}{n_{z_3}} = 1 => \boldsymbol{I = \frac{z_1}{z_2} \cdot i_l \cdot \frac{k_1}{z_{m_1}} \cdot \frac{z_4}{z_5}}$$

- Dacă are loc numai mişcarea auxiliară rapidă,

$$I' = \frac{n_r}{n_{02}} = \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{k_2}{z_{m2}} \cdot i'_d \cdot \frac{z_4}{z_5}.$$

Pentru că $n_{z_3} = 0 => i'_d = \frac{n_{II}}{n_I} = 2, deci\ \boldsymbol{I' = \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{K_2}{z_{m2}} \cdot 2 \cdot \frac{z_4}{z_5}}$

Relaţia arată că între rapoartele de transmitere **I** şi **I'** se poate realiza diferenţa corespunzătoare realizării mişcării auxiliare cu viteză mai mare.

De asemenea, este rezolvată problema siguranţei în cazul unei eventuale cuplări simultane a celor două lanţuri cinematice, când elementul final va primi o mişcare rezultantă, obţinută prin însumarea celor două mişcări cu ajutorul mecanismului diferenţial.

3. Lanţuri cinematice auxiliare care folosesc integral lanţuri cinematice de avans

În cazul în care trebuie realizată mişcarea auxiliară de întoarcere a unor subansamble ale MU (mese, sănii, cărucioare) si nu exista un LC auxiliar destinat acestui scop, se introduce în structura lanţului cinematic de avans un mecanism de inversare a sensului miscarii, care poate fi de natură mecanică, hidraulică, electrică sau combinat.

Inversoare mecanice

Constructiv, se deosebesc urmatoarele tipuri de inversoare mecanice:

→ cu curea sau lanţ;
→ cu roţi dinţate cilindrice;
→ cu roţi dinţate conice;
→ cu roţi melcate;
→ cu mecanisme planetare;
→ combinaţii ale acestora ;
→ inversoare speciale.

Alegerea unei anumite variante constructive de inversor se face funcţie de:

- frecvenţa şi periodicitatea inversării;

- viteza mişcării inverse (dacă este o mişcare auxiliară, se impune o viteză de 2…8 ori mai mare decât viteza de lucru);
- momentele de torsiune maxime necesare fiecăruia dintre cele două sensuri ale mişcării;
- mărimea forţelor de inerţie care apar în timpul inversării.

Poziţia inversorului în lanţul cinematic de avans este determinata de necesitatea menţinerii sensului direct al mişcării, pe o anumită porţiune a lanţului cinematic. Dacă întreg lanţul cinematic admite inversarea, atunci soluţia cea mai comodă este de a plasa inversorul cât mai aproape de electromotorul de actionare.

(a) *<u>Inversoare cu curea şi lanţ</u>*

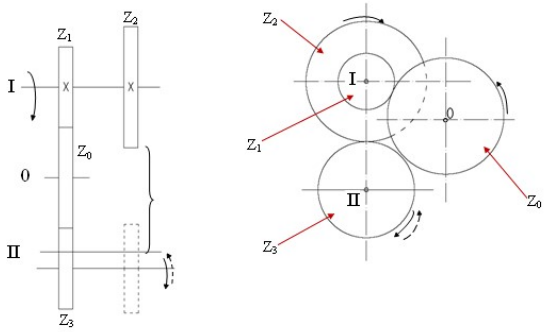
- cu curea – puţin utilizate la MU – doar la unele strunguri automate sau revolver mai vechi, în variantele cu curea încrucişată sau cu ax intermediar;
- cu lanţ – mai rar decât cele cu curea şi numai în varianta cu ax intermediar; au avantajul că pot fi amplasate în interiorul maşinii, pentru că nu necesită protecţie împotriva uleiului, dar, din cauza zgomotului puternic şi a transmiterii mişcării cu şocuri, folosirea lor este limitată.

(b) *<u>Inversoare cu roţi dinţate cilindrice</u>* - utilizate la majoritatea MU, inversarea realizându-se între doi arbori paraleli, situaţi la distanţă mică, în varianta cu una sau două roţi intermediare.

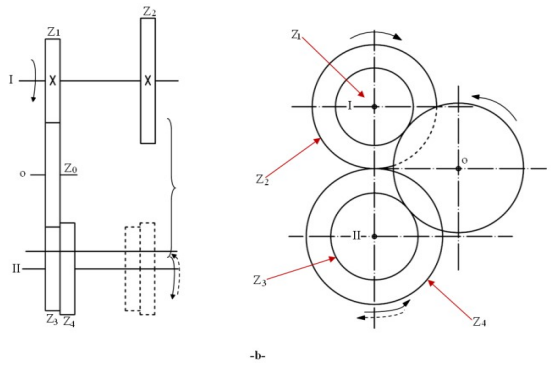
Variante constructive:

- cu roţi baladoare;
- cu cuplaje;
- cu roţi dinţate rabatabile.

Inversoare cu roţi baladoare – realizate cu o singură roată intermediară.



-a-



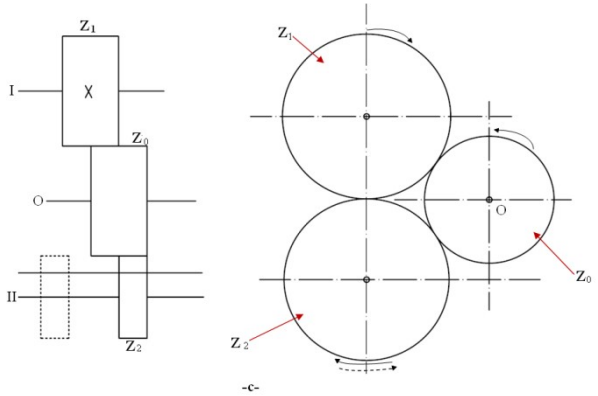
-b-

Mişcarea de la axul conducător I se poate transmite prin roata intermediară z_0 sau direct, astfel încât la arborele condus II se obţin două sensuri de rotaţie diferite.

Unele variante (a, b) permit realizarea mişcărilor în cele două sensuri cu turaţii diferite, în timp ce la varianta *c* turaţia este aceeaşi. Varianta c de inversor are deazavantajul că roata intermediară z_0, de lățime dublă față de a unei roți obișnuite (roată lată), nu are o poziţie neutră. Inversorul trebuie comandat astfel încât să se excludă posibilitatea ca roata z_0 să angreneze simultan cu z_1 şi z_2

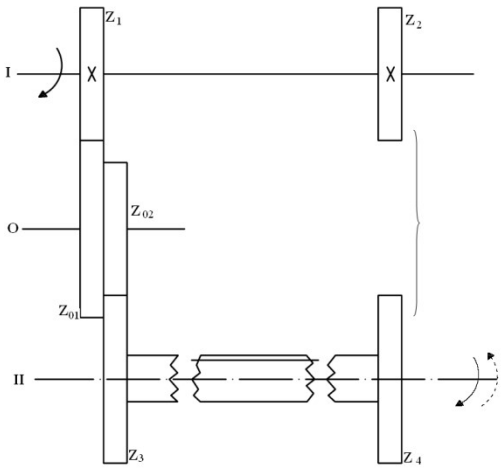
a. $i_1 = \frac{z_1}{z_3}$; $i_1' = -\frac{z_2}{z_3}$

b. $i_1 = \frac{z_1}{z_3}$; $i_1' = -\frac{z_2}{z_4}$



Inversoare cu cuplaje

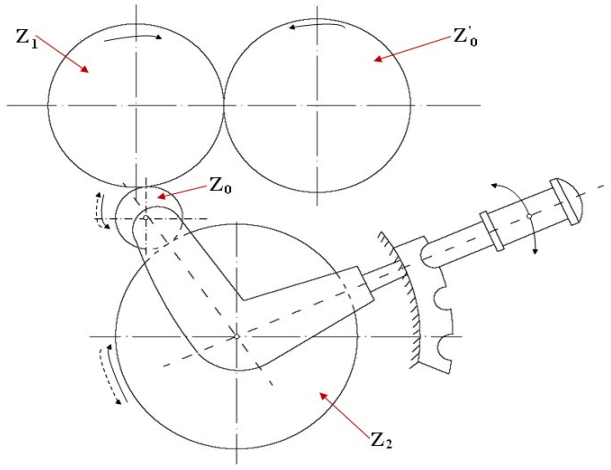
Sunt utilizate în lanţurile cinematice de avans sau principale ale strungurilor normale, carusel, unele strunguri pentru filetare; sunt realizate cu cuplaje cu gheare, datorită faptului că, vitezele de avans fiind reduse, deplasările datorate inerţiei, precum şi timpii de oprire ai subansamblului maşinii – unealtă sunt foarte mici. Ca urmare, este posibilă efectuarea comutării în timp ce mecanismul este oprit sau se roteşte foarte încet.



(a) *<u>Inversoare cu roţi rabatabile</u>*

Se caracterizează prin modul de comutare a roţilor intermediare, ale căror axe sunt fixate pe o placă support; pentru inversarea sensului mişcării, placa este rotită în jurul axului roţii conduse sau conducătoare; sunt utilizate la majoritatea MU, în special în lanţurile cinematice de avans;

Dezavantaje: rigiditate insuficientă, posibilitatea ieşirii roţilor din angrenare în timpul funcţionării, ungere dificilă.



Inversor cu roata rabatabila

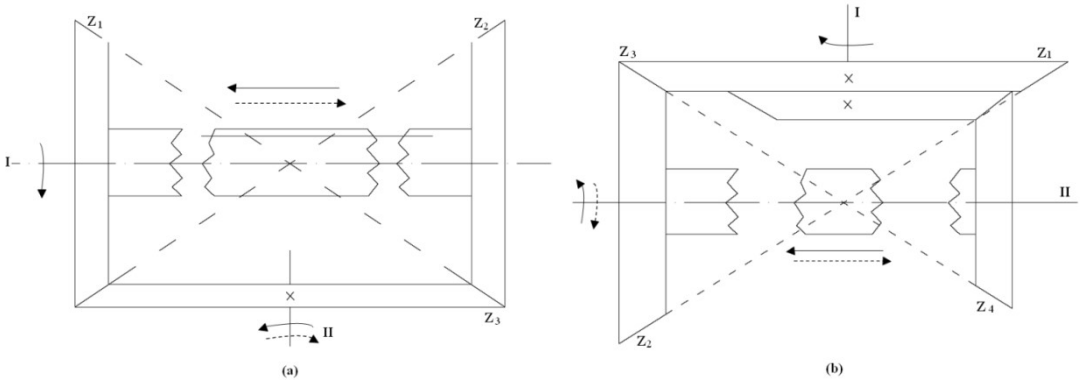
$$i_1 = \frac{z_1}{z_0} \cdot \frac{z_0}{z_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

$$i_1' = -\frac{z_1}{z_0'} \cdot \frac{z_0'}{z_0} \cdot \frac{z_0}{z_2} = -\frac{z_1}{z_2}$$

(a) *<u>Inversoare cu roţi dinţate conice</u>*

Sunt utilizate în lanţurile cinematice de avans sau auxiliare, când este necesară inversarea mişcării între doi arbori perpendiculari (a, b, c), între doi arbori care formează unghiuri diferite de 90^0 sau între doi arbori coaxiali sau paraleli (d);

Comutarea pentru sensul de rotaţie direct şi indirect se face de obicei prin deplasarea unui cuplaj cu gheare sau a unui bloc de roţi conice. La MU de ultimă generaţie, destinate prelucrării cu viteze mari, se folosesc cuplaje electromagnetice.



Montarea cuplajului şi a roţilor conice libere se poate face atât pe arborele conducător I cât şi pe arborele condus II. Dacă arborele condus lucrează la turaţii mari, pentru o dimensionare raţională, se recomandă montarea cuplajului pe arborele condus.

Dezavantaje:

- dimensiuni mari dacă transmit M_t mari;
- funcţionare şi zgomot mai mari decât la inversoarele cu roţi dinţate cilindrice;
- tehnologie complicată (alezare precisă a găurilor pentru arborele perpendicular, danturare şi montare astfel încât vârfurile conurilor de divizare să coincidă).

ELEMENTE DE ACŢIONARE HIDRAULICĂ A MAŞINILOR – UNELTE

Particularități ale acționării hidraulice a MU. Avantaje și dezavantaje.

Primele elemente de acţionare hidraulică au fost introduse în construcţia MU elemente în anii 1925-1930, la început la maşinile de rectificat, la care presiunea de lucru nu depăşeşte 12 – 15 bar, și apoi, treptat și la alte tipuri de mașini-unelte. Astăzi acționarea hidraulică este întâlnită la toate categoriile de maşini – unelte, inclusiv cele care lucrează la presiuni de 70 – 100 bar, atât pentru realizarea mişcărilor de lucru (principală şi de avans) cât şi, mai ales, pentru mişcările auxiliare şi de comandă. Evoluţia acţionării hidraulice a fost frânată într-o oarecare măsură de dezvoltarea motoarelor electrice, astfel încât la ora actuală atât acţionarea hidraulică, cât şi acţionarea electrică a maşinilor – unelte ocupă un loc important, evident în dauna acţionării mecanice.

Maşinile – unelte acţionate hidraulic se deosebesc, din punct de vedere structural, relativ puţin de cele acţionate mecanic.

Din punct de vedere al generării suprafeţelor prin aşchiere, aceleaşi piese, cu aceleaşi forme şi dimensiuni, necesită aceleaşi mişcări de lucru şi mişcări auxiliare din partea maşinili. Din acest motiv, structura maşinilor – unelte acţionate hidraulic trebuie să asigure la elementele finale ale lanţurilor cinematice (arbori principali, sănii, suporturi, mese) aceleaşi mişcări de rotaţie, mişcări rectilini, mişcări continui sau intermitente, precum şi posibilitatea reglării vitezelor şi avansurilor de lucru.

Pentru realizarea acestor obiective, maşinile – unelte acţionate hidraulic sunt echipate cu lanţuri (circuite) cinematice hidraulice care, în general, se poate aprecia că au aceleaşi posibilităţi ca şi lanţurile cinematice de natură mecanică.

Fac excepţie lanţurile cinematice de interdependenţă, fapt pentru care acţionarea hidraulică **nu** se recomandă la strunguri de filetat, maşini de danturat, strunguri de detalonat şi în general, maşini – unelte care impun existenţa unor legături între mişcările de lucru. La aceste maşini – unelte acţionrea hidraulică se utilizează numai pentru lanţurile cinematice auxiliare şi de comandă.

Deci, în structura cinematică a maşinilor – unelte acţionate hidraulic vor exista lanţuri cinematice (circuite) pentru:

- mişcări principale, circulare şi rectilinii;
- mişcări de avans, circulare şi rectilinii, continui sau intermitente;
- mişcări auxiliare;
- mişcări de comandă și automatizare;

În consecintă, studiul maşinilor – unelte acţionate hidraulic se reduce la stadiul lanţurilor cinematice hidraulice, prin analogie cu analiza lanţurilor cinematice acţionate mecanic.

Circuitele hidraulice din structura MU trebuie să asigure atât transferul energetic de la elementul de acţionare (format dintr-un electromotor și o pompă) la elementul final (arbore principal, mese, sănii), cât și gama de reglare a vitezelor de lucru (principală și de avans);

Circuitele hidraulice pentru mişcări de rotaţie sunt mai rar întâlnite, din cauza faptului că hidromotoarele rotative nu pot funcţiona în condiţii acceptabile decât de la turaţii mai mari de 200 – 300 rot/min, mult superioare turaţiilor mişcărilor de avans, dar şi din cauza valorilor inferioare ale gamelor de reglare a mişcării principale circulare;

Acţionarea hidraulică este eficientă pentru circuitele de realizare a mişcărilor rectilinii, principale şi de avans, pentru că satisface integral cerinţele impuse acestora.

Avantajele acționării hidraulice:

- Reglare continuă, fără trepte şi fără pierderi de productivitate;
- Funcţionare liniştită, fără şocuri şi fără zgomot;
- Comanda circuitelor de acţionare se face fără oprirea acţionării;
- Proiectare comodă, datorită faptului că circuitele hidraulice ocupă spaţii relativ reduse şi pot fi amplasate cu uşurinţă în ansamblul maşinilor – unelte;
- Structura şi echipamentele specifice acţionate hidraulic oferă condiţii mai bune şi comode comenzilor şi automatizărilor;
- Auto ungerea elementelor structurale, datorită faptului că, în mod uzual, lichidul utilizat în acţionarea hidraulică este uleiul mineral.

Dezavantaje ale acţionării hidraulice:

- Rigiditate insuficientă, în raport cu încărcarea circuitelor de acţionare.

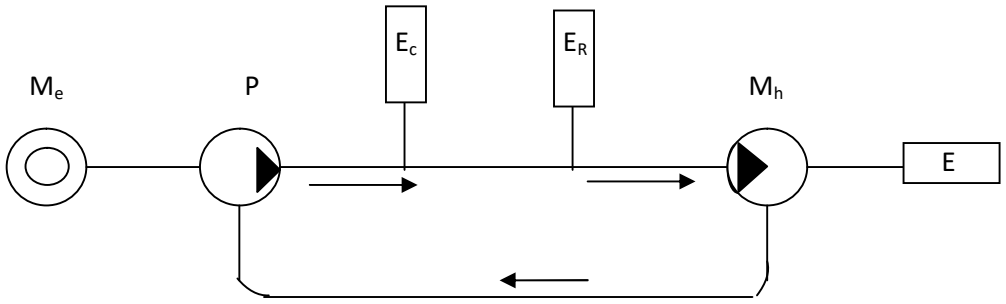
Vitezele de lucru și avansurile variază odată cu modificarea încărcării maşinilor – unelte, ceea ce face ca acţionarea hidraulică să nu poată fi utilizată pentru lanţuri cinematice de interdependenţă. Aceste variaţii de viteză cu mărimea încărcării se datorează atât proprietăţilor uleiului ce evoluează în circuit, cât şi imperfecţiunilor constructive şi de montaj ale circuitului;

- Pierderi volumetrice, prin scăpări de ulei hidraulic în sistemele de etanşare, care determină reduceri de viteză şi randament energetic şi în plus, necesită reparaţii frecvente, cu pericol de incendii;
- Pierderi de presiune, liniare şi locale, care duc la scăderea randamnetului şi limitează vitezele de curgere ale lichidului în circuite la max 10 m/s.
- Instabilitatea chimică a uleiului, în special la creşterea temperaturii, care determină apariţia vaporilor, spumei şi chiar aerului (datorită neetanşeităţilor), determinând în final reducerea stabilităţii vitezelor de lucru. Această instabilitate chimică produce şi reziduri asfaltice care, împreună cu particulele metalice rezultate prin uzură, produce depuneri, în special în secţiunile de trecere mici, ceea ce impune utilizarea de filtre, care scumpesc mult construcţia şi exploatarea maşinii.
- Modificarea vâscozităţii lichidului hidraulic la creşterea temperaturii de lucru, care, împreună cu deformaţiile termice ale conductelor, determină slăbirea etanşeităţilor.

Din acest bilanţ al avantajelor şi dezavantajelor, a rezultat înlocuirea treptată a acţionării mecanice cu acţionarea hidraulică în construcţia maşinilor – unelte, astfel încât, la ora actuală, acest sistem de acţionare este preponderent utilizat la maşinile – unelte performante şi automatizate.

Structura și clasificarea circuitelor hidraulice ale mașinilor-unelte

Acționarea hidraulică a unei MU se realizează în general pe baza următoarei scheme-bloc:



Schema - bloc a unui lanţ (circuit) cinematic hidraulic

P – sursa de energie hidraulică - *pompa hidraulică*, acționată de motorul asincron M_e

M_h – *motor hidraulic* – transformă energia hidraulică a lichidului debitat de pompa P în energie mecanică, la elementul de execuție al circuitului, E (organul de lucru al mașinii)

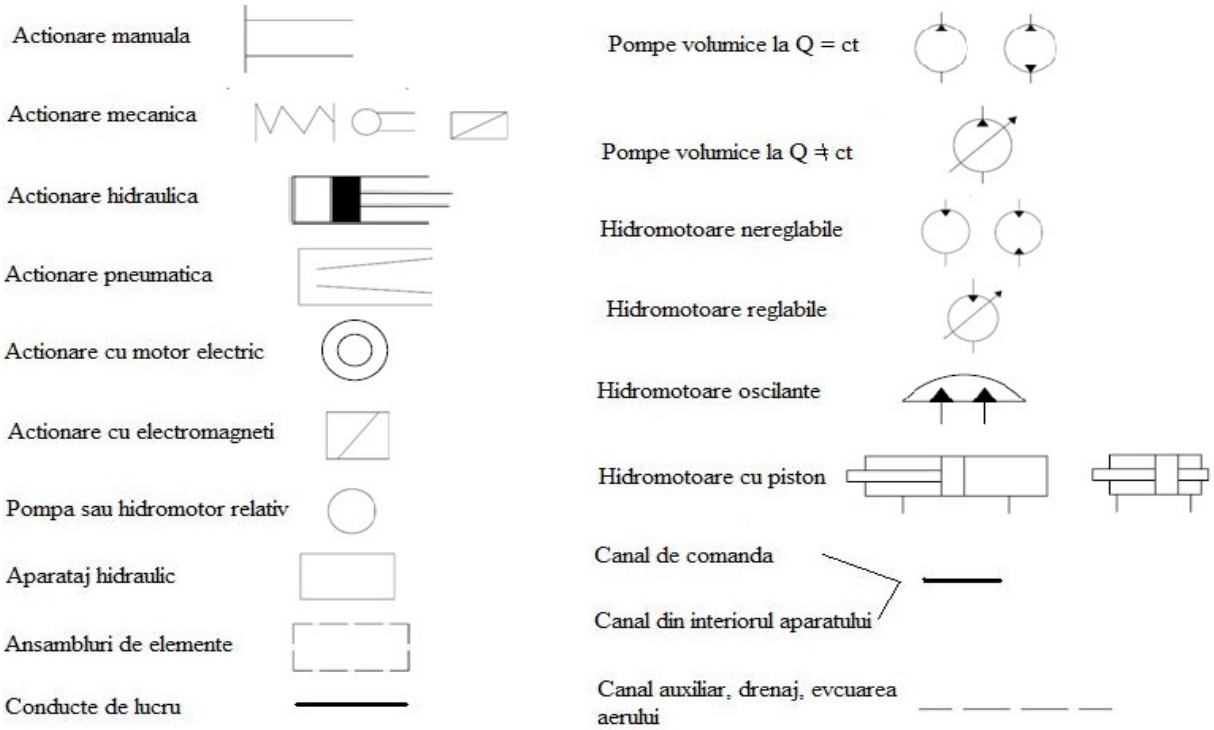
E_c, E_R – *echipamente de comandă*, respectiv *de reglare*, care stabilesc condițiile de funcționare ale circuitului, în funcție de regimurile de lucru de pe mașină.

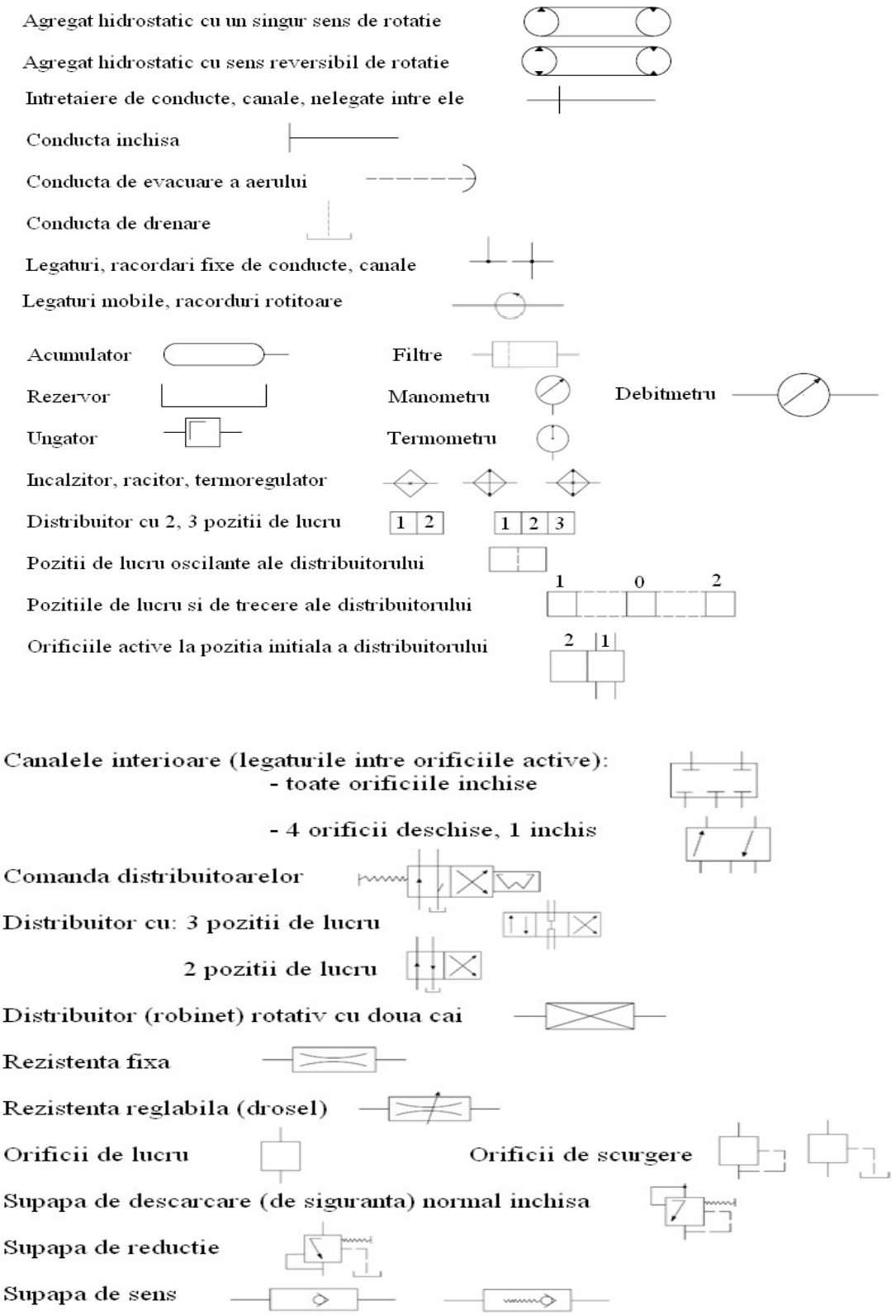
Echipamentul de comandă, Ec se compune din distribuitoare, regulatoare și diferite aparate de control, iar echipamentul de regrlare, E_R cuprinde supape și rezistențe hidraulice.

În afara acestor elemente, structura unui circuit hidraulic mai cuprinde *aparatajul auxiliar*, reprezentat de rezervor, conducte, racorduri, filtre, acumulatoare și elemente de etanșare.

Ansamblul tuturor circuitelor hidraulice care deservesc mișcările de lucru, auxiliare, de comandă și automatizare realizate pe mașina-unealtă formează sistemul hidraulic al mașinii.

Pentru reprezentarea elementelor din structura sistemului hidraulic sunt utilizate o serie de simboluri grafice standardizate.





Clasificarea circuitelor hidraulice ale mașinii-unelte:

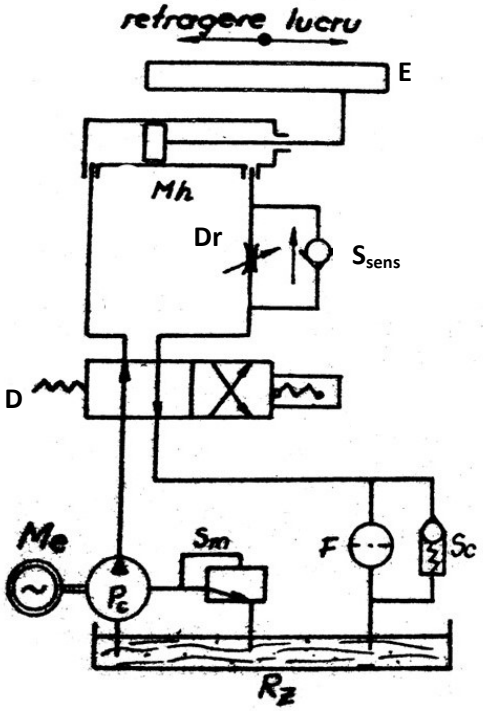
a. după modul de circulație a uleiului hidraulic

1. Circuite hidraulice deschise – la care lichidul aspirat de pompă dintr-un rezervor este trimis la motorul hidraulic Mh, după care revine în rezervor; prezența rezervorului în circuit favorizează răcirea și decantarea uleiului, dar, în schimb, crește posibilitatea amstecului acestuia cu aerul; acest tip de circuite se proiectează pentru volume mari de ulei, care, periodic, va trebui înlocuit.

2. Circuite hidraulice închise – la care uleiul circulă în circuit închis, între pompă și motorul hidraulic, fără a trece prin rezervor. Acest tip de circuite, deși mai economice în exploatare (nu reclamă rezervoare de ulei de capacităţi mari), asigurând o mai bună etanșare și posibiltate redusă de pătrundere a aerului în ulei, necesită în schimb introducerea unui circuit de compensare a pierderilor de ulei și a unor echipamente pentru menținerea uniformă a temperaturii în circuit. Din acest motiv, circuitele închise nu sunt recomandate a MU care funcționează în regim de lucru prelungit.

b. după modul de reglare a vitezei elementului de execuție

1. *Circuit hidraulic deschis cu pompă cu debit constant* (Q=const) *și reglarea vitezei prin drosel*



Pompa Pc cu debit constanat, antrenată de la motorul electric Me, absoarbe uleiul din rezervorul Rz și-l refulează către distribuitorul D cu 2 poziții, acționat mecanic. Distribuitorul diirijează uleiul sub presiune către camera din stânga sau cea din dreapta a cilindrului motorului hidraulic Mh, asigurând realizarea cursei de lucru, respectiv de retragere a elementului de execuție, E.

Grupul de reglare a vitezei elementului E, format din drosel Dr și supapa de sens S_{sens}, asigură admisia liberă a uleiuiui în camera din dreapta a Mh, pentru retragerea rapidă a pistonului Mh, respectiv reglează debitul uleiului prin rezistența pe care o crează droselul Dr pe conducta de scurgere, la cursa de lucru. Debitul de ulei prin drosel se reglează prin modificarea secțiunii de trecere a droselului.

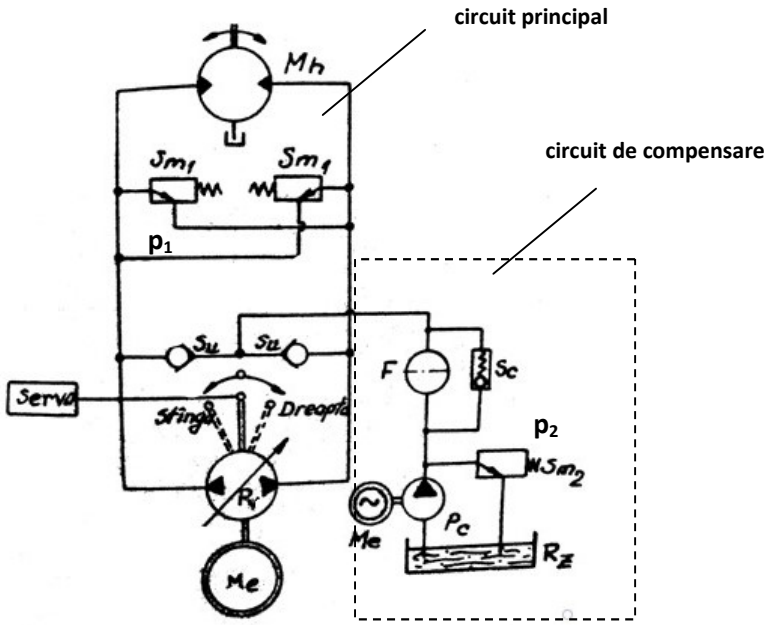
Presiunea uleiului după Dr este constantă și apropiată ca valoare d epresiunea atmosferică. Presiunea din amonte de Dr este menținută constanță de supapa de presiunea maximala, Sm, prin care se scurge înapoi în rezervor diferența de debit dintre debitul pompei și debitul de ulei prin drosel.

În acest fel, reglarea vitezei elementului de execuție E se obține prin acțiunea simultană a droselului Dr și a supapei Sm.

Grupul format din filtrul F și supapa de conbtrapresiune Sc asigură o anumită contrapresiune pe conducta de scurgere, pentru a se evita șocurile la dispariția bruscă a sarcinii (la retragerea pistonului motorului Mh).

Dezavantajul acestui tip de circuit este dat de faptul că se introduce de la început în circuit o mare cantitate de ulei adusă la presiunea de lucru, deci apar pierderi de energie.

2. *Circuit hidraulic închis cu pompă cu debit reglabil*



Pompa reversibilă cu debit variabil Pv, antrenată de motorul electric Me, refulează uleiul sub presiune fie pe conducta din dreapta și absoarbe uleiul care a lucrat în circuit pe conducta din stânga, fie invers (absoarbe uleiul pe conducta dindreapta și refulează pe conducta din stânga).

Reglajul pompei Pv și stabilirea sensului absorbție-refulare se realizează prin intermediul unui servomecanism.

Uleiul sub presiune antrenează în mișcare de rotație organul mobil al motorului hidraulic rotativ Mh. Viteza și sensul de rotație al acestuia depind de debitul, variabil ca mărime și sens, al pompei Pv.

Pentru limitarea presiunii, în circuitul principal există supapele de presiune maximală, S_{m1}, care, la o anumită presiune p_1 a uleiului, permit trecerea parțială a debitului de ulei din conducta de refulare în conducta de absorbție.

Pentru a compensa pierderile volumetrice din circuitul principal este prevăzut un circuit de compensare, alimentat de la pompa cu debit constant Pc. Dacă presiunea în conducta de aspirație scade sub valoarea p_2, fixată de supapa de presiune maximală S_{m2}, atunci, prin filtrul F, supapa de contrapresiune Sc si una dintre supapele Su, uleiul de compensare este adăugat în circuitul principal. În acest fel, presiunea uleiului în circuitul principal este limitată la valoarea p_1 pe conducta de refulare și la valoarea p_2, mai mică, pe conducta de aspirație.

Caracteristicile lichidelor utilizate în acţionarea hidraulică a masinilor – unelte

În principiu, acţionarea hidraulică poate utiliza orice lichid suficient de incompresibil şi stabil fizico – chimic în timp.

Din acest punct de vedere este convenabil uleiul mineral care, îndeplinind în mod satisfăcător aceste două condiţii, prezintă şi avantajele asigurării ungerii organelor mobile ale sistemului hidraulic, uşurinţei de procurare şi costului relativ scăzut.

Stabilitatea termică şi chimică a uleiului mineral face ca acesta să nu degaje vapori la temperaturi normale de lucru şi să nu producă, în mod excesiv, depuneri asfaltice.

Uleiul din instalaţii nu trebuie să conţină aer şi nu trebuie să formeze spumă. Dacă aceste condiţii sunt îndeplinite şi dacă se iau unele măsuri pentru evitarea contactului cu aerul, atunci se poate asigura circuitelor hidraulice o bună incompresibilitate, ceea ce determină reducerea instabilităţii vitezelor de lucru ale elementelor finale (arbore principal, mese, sănii).

Stabilitatea chimică şi termică a uleiului mineral se referă şi la menţinerea proprietăţilor fizice ale acestuia, dintre care esenţială este vâscozitatea. Modificarea vâscozităţii optime a uleiului mineral determină fie creşterea pierderilor volumice prin neetanşeităţi, în cazul vâscozităţilor mici, fie creşterea pierderilor de presiune în conducte, în cazul vâscozităţii ridicate.

Din cauza faptului că uleiurile din instalațiile hidraulice ale mașinilor-unelte trebuie să lucreze timp îndelungat la viteze, presiuni și temperaturi ridicate, acestea trebuie să respecte o serie de **condiții specifice**:

- să aibă bune proprietăți de lubrifiere
- să nu spumeze și să nu degaje vapori la temperatura de lucru
- să nu corodeze suprafețele organelor mașinii
- să fie stabile termic și chimic
- să-și mențină vâscozitatea în limitele admise la variații de temperatură
- să nu conțină aer și impurități mecanice
- să aibă punct de inflamabilitate ridicat

Dintre cele peste 60 de tipuri de uleiuri hidraulice fabricate în România, doar unele respectă aceste condiţii, impuse de acţionarea hidraulică a maşinilor – unelte şi anume:

- uleiurile rafinate parafinice;
- uleiurile de turbină;
- uleiurile de transformator.

Ca urmare, la alegerea unui anumit tip de ulei hidraulic pentru circuitele din structura mașinii se va ține seama de următoarele **recomandări:**

- la MU la care realizarea mișcărilor de lucru necesită presiuni mici și medii ($p \leq$ 30-40 bar) să se utilizeze uleiuri parafinice, cu adaos de ameliorator de indice de vâscozitate și aditiv antispumant; aceste uleiuri lucrează optim la temperaturi de max 50°C și minim 5°C peste punctul de congelare;
- pentru prelucrări care au loc la presiuni mari (peste 50 bar) să se utilizeze uneliuri minerale aditivate, cu vâscozitate mare, care pot lucra la temperaturi de până la 85°C.

După o anumită perioadă de funcționre, uleiurile din circuitele hidraulice se alterează, își schimbă proprietățile și produc o serie de compuși insolubili, sub formă de gudron. Practic, durabilitatea uleiurilor se reduce odată cu creșterea temperaturii din circuitele de lucru.

Efectul de laterare al uleiurilor se manifestă prin modificarea culorii (care devine întunecată), prin spumare și prin creșterea rapidă a termperaturii.

Pentru a menține cât mai mult timp proprietățile fizico-chimice ale uleiurilor din circuitele hiraulice, acestea sunt supuse unor **tratamente periodice**:

1. *Dezaerarea* – are ca scop reducerea conținutului de aer din ulei și se poate realiza prin confecționarea conductei de aspirație din țeavă de secțiune mare, cât mai scurtă și fără

coturi, prin montarea conductelor de aspirație și întoarcere în rezervor la o anumită cotă sub nivelul lichidului sau prin alegerea formei și dimensiunilor rezervorului astfel încât să se asigure distanțe sugicient de mari între capetele de conducte.

2. *Răcirea* uleiului – temperatura de regim a uleiului în circuit trebuie să fie sub 50 °C; răcire auleiului în rezervor poate fi accelerată prin montarea unor serpentine prin care circulă apă.
3. *Filtrarea* uleiului – presupune introducerea în circuit a unor filtre de construcție specială.

În afara uleiurilor minerale, în sistemele hidrauice ale MU mai pot fi utilizate lichide de tipul polimerilor oxidului de Siliciu sau compuși pe bază de eteri, caracterizate printr- mare stabilitate a vâscozității cu temperatura. De asemenea, în lipsa uleiurilor minerale, la mașini cu presiuni medii de lucru, pot fi utilizate emulsii (apă + 10-20% ulei), care au însă dezavantajul unei stabilități scăzute cu temperatura, corodează puternic și se depun masiv pe conducte.

Caracteristicile constructive și funcționale ale pompelor utilizate în acţionarea hidraulica a MU

a. Acţionarea hidraulică a maşinilor–unelte se face la viteze reduse şi deci, pentru obţinerea unor puteri mari, corespunzător puterilor de aşchiere a metalelor, trebuie să se acţioneze la presiuni mari. Ca urmare, pompele utilizate, acţionate la rândul lor de motoare asincrone, trebuie să lucreze la **debite mici** şi **presiuni înalte**.

b. Ca şi în cazul acţionării mecanice a MU, trebuie să existe posibilitatea reglării vitezelor şi avansurilor, deci a realizării gamelor de reglare a vitezei, v și avansului, s:

$$\boldsymbol{R_v = \frac{v_{max}}{v_{min}};\ R_s = \frac{s_{max}}{s_{min}}}$$

În consecinţă, pompele utilizate în acţionarea hidraulică trebuie să poată lucra şi la debite reglabile, **Q ≠ ct**. Funcţie de acest criteriu, în acţionarea hidraulică a maşinilor – unelte se deosebesc două categorii mari de pompe:

- **cu debit constant: Q = ct;**
- **cu debit reglabil: Q ≠ ct.**

c. Acţionarea hidraulică trebuie să satisfacă şi condiţiile de bază în funcţionarea MU, şi anume să fie cât mai rigidă, respectiv turaţiile şi vitezele de lucru să nu scadă cu încărcarea maşinii, deci cu încărcarea circuitului hidraulic si creşterea presiunii, p. În caz contrar, nu se realizează prin procesul de aşchiere calitatea impusă suprafeţelor prelucrate şi, în plus, normarea lucrărilor nu se face raţional.

Aceste condiții sunt îndeplinite de **pompele volumetrice rotative**, la care uleiul este transportat din camera de aspirație în camera de refulare în volume bine determinate. Ca regulă generală, orice pompă hidrostatică folosită la acţionarea MU poate funcţiona şi ca hidromotor, dacă în ea se trimite lichid sub presiune de la un ansamblu pompă – motor electric.

Parametrii funcționali ai pompelor volumetrice

1. *Debitul* – determinat de volumul (V) de ulei pompat la o rotație și de nr. de rotații pe minut al pompei (n).

Debitul teoretic: $\mathbf{Q_t = V \cdot n}$ [l/min]

Debitul real: $\mathbf{Q_r = Q_t - q_v}$, cu $Q_r < Q_t$ datorită pierderilor volumetrice prin neetanșeități (q_v)

2. *Randamentul* – determinat de nivelul pierderilor de energie produse de:
   - Pierderile volumetrice, q_v, sub forma scăpărilor de ulei prin neetanșeități și a umplerii incomplete a spațiului pompei la aspirație, care determină *randamentul volumetric*, η_v.

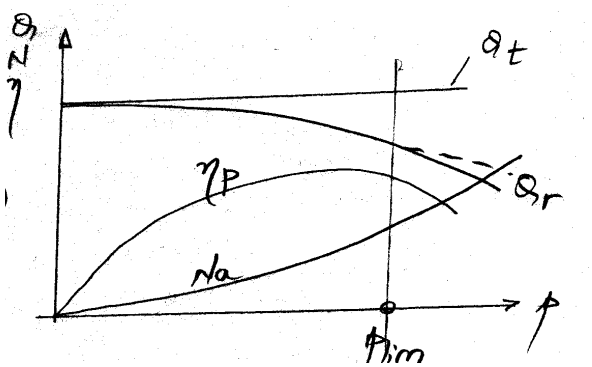
$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} = \frac{Q_t - q_v}{Q_t} = 1 - \frac{q_v}{Q_t}$$

   - Pierderile de presiune, Δp, pe conducte, care determină *randamentul hidraulic*, η_h

     $\eta_h = \frac{p_r}{p_t}$, cu p_r – presiunea reală și p_t – presiunea teoretică
   - Pierderile mecanice, datorate frecărilor dintre elementele pompei, care determină *randamentul mecanic*, $\eta_{mecanic}$

Randamentul total al pompei se obține cu relația: $\boldsymbol{\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_{mecanic}}$

3. *Puterea hidraulică*, N_h – reprezintă puterea utilizabilă a debitului de ulei sub presiune
4. *Puterea mecanică,* N_a – reprezintă puterea necesară antrenării pompei
5. *Presiunea limită*, p_{lim}



Variația parametrilor funcționali ai pompei (Q, N, η) cu presiunea uleiului, p

Din grafic se constată existența unui domeniu de presiuni la care randamentul este maxim, precum și a unei presiuni limită, p_{lim}, de la care pierderile de debit cresc semnificativ, respectiv debitul real Q_r scade brusc.

Pompe utilizate în acționarea hidraulică a mașinilor-unelte

Pompele hidrostatice sunt maşini hidraulice volumice, care generează debitul Q_P la presiunea p_P prin variaţia volumului unor camere transportoare de lichid. După principiul constructiv, ele pot fi: cu roţi dinţate, cu pistoane axiale sau radiale, cu palete, etc., iar după caracterul debitului Q_P există: pompe de debit constant, reglabil şi reversibil.

a. Pompe cu debit constant

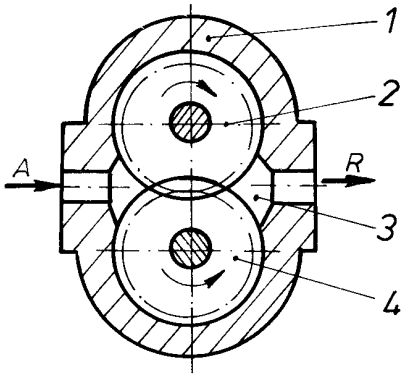
Debitul pompelor volumetrice rotative este dependent de volumul de ulei debitat pe parcursul unei rotații a elementului mobil și de turația acestuia. La pompele cu debit ct. nu există posibilitatea de reglare a dimensiunilor constructive care determină volumul de ulei active al pompei, iar turația pompei este constant. În

această categorie sunt incluse pompele cu roți dințate, pompele cu șuruburi și pompele cu palete cu dublă acțiune.

În figura de mai jos este prezentat principiul de funcționare a ***pompelor cu roţi dinţate*** cu angrenare exterioară, care se compun din următoarele elemente: **1**–corpul pompei; **2**–roată conducătoare; **3**–capace laterale; **4**–roată condusă.

Corpul pompei este prevăzut cu un alezaj de formă complexă care cuprinde roţile dinţate pe contur, mai puţin în zonele de intrare şi ieşire a dinţilor din angrenare, unde sunt prevăzute camerele de absorbţie (de joasă presiune), *A* şi de refulare, *R*. Roţile 2 şi 4 sunt cuprinse frontal între capacele laterale 3. Prin rotirea roţilor, la ieşirea dinţilor din angrenare, uleiul este absorbit în golurile dintre dinţi (camerele de pompare), fiind transportat apoi pe periferia rotilor până în partea opusă, unde, prin intrarea dinţilor în angrenare, este refulat.

Pompa cu roți dințate



Transportul uleiului între cele două camere se face prin volumele golurilor dintre dinţii roţilor dinţate, de unde şi denumirea de „pompe volumetrice”, dată tuturor pompelor hidrostatice care funcţionează prin deplasări de volume de ulei din camerele de aspiraţie spre camera de refulare.

Deci, în timpul mişcării de rotaţie, dinţii roţilor intră în angrenare şi expulzează uleiul din goluri, iar la ieşirea din angrenare se crează o depresiune, care produce aspiraţia în goluri a lichidului din camera de aspirațíe, A, care este transpus apoi în spaţiul dintre dinţi, pe la periferia ambelor roţi dinţate, spre camera de refulare, R.

Una dintre cele două roţi dinţate este antrenată de un electromotor cu turația n_0 = ct. De obicei, roțile au aceași numar de dinți, iar debitul Q furnizat depinde de numărul şi mărimea golurilor dintre dinţi, precum şi de turaţia n_0.

Aceste pompe realizează debite constante la presiuni mici şi sunt cele mai răspândite, fiind ieftine.

Pot fi pompe de joasă presiune sau de înaltă presiune, cu dantură exterioară sau interioară, dreaptă sau înclinată.

Pompele cu roţi dinţate utilizate în acţionarea MU se construiesc pentru următoarele presiuni:

- presiuni medii, sub 25 ... 30 kgf/cm^2 → pentru mişcări de avans (forţe mici de aşchiere);
- presiuni mari, sub 60 ... 70 kgf/cm^2 → forţe mari de aşchiere;
- presiuni foarte mari, până la 160 ... 200 kgf/cm^2 – construcţie şi tehnologie speciale → lucrează la debite foarte mici, Q = 10 ... 15 l/min şi turaţii n_0 > 3000 rot/min
- presiuni foarte mici < 3 ... 5 kgf/cm^2 – pompe de ungere – răcire

Debitele şi turaţiile la care sunt acţionate aceste pompe:

Q = 10 ... 100 l/min; n_0 = 1000 ... 3000 rot/min.

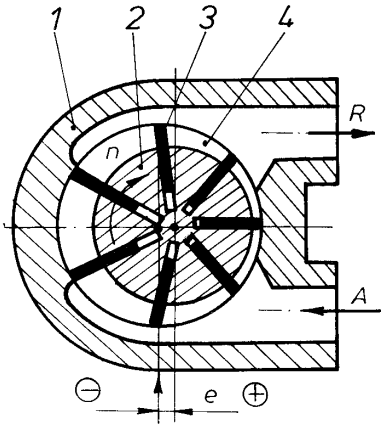
Elementul esenţial în construcţia şi exploatarea unei pompe cu roţi dinţate este asigurarea debitului Q, în special a celui mediu, funcţie de care se obţin vitezele de aşchiere la elementul final al circuitului hidraulic.

Corpul pompelor cu roţi dinţate se execută din fontă sau aluminiu, iar arborii trebuie să aibă o rigiditate foarte mare şi se construiesc din oţel aliat, cementat, cu o duritate de 59 – 62 HRC. Roţile dinţate se execută din oţel carbon, uneori din fontă şi, numai dacă lucrează la presiuni mari, din oţel aliat.

b. *Pompe cu debit reglabil* – au posibilitatea reglării unui parametru constructiv, astfel încât debitul de ulei furnizat poate fi modificat/reglat. Din această categorie fac parte pompele cu palete și pompele cu pistonașe radiale sau axiale.

Pompele cu palete - pot funcţiona şi la debite reglabile datorită unor elemente constructive speciale şi, ca urmare, sunt frecvent utilizate în acţionarea hidraulică, când sunt necesare debite mari.

Funcţionarea este asemănătoare pompelor cu roţi dinţate, numai că, în acest caz, cupa transportoare de ulei este volumul cuprins între două palete. Dar, spre deosebire de pompele cu roţi dinţate, evacuarea uleiului în camera de refulare se face prin reducerea succesivă a spaţiului dintre rotorul 2 şi statorul 1, care se obţine prin deplasarea statorului faţă de rotor cu excentricitatea *e.* Cu cât excentricitatea *e* este mai pronunţată, cu atât cantitatea de ulei trimisă în camera de refulare este mai mare.



Pompa cu palete cu circulaţie exterioară

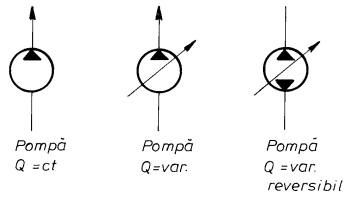
Pompa se compune din: **1** - stator, **2** - rotor; **3** - palete radiale mobile; **4** - capace laterale. Rotorul este montat excentric faţă de stator, astfel încât, pentru rotaţia pe 180°, volumul camerelor de pompare creşte, realizându-se faza de absorbţie, iar pe celelalte 180° volumul camerelor de pompare scade, realizându-se faza de refulare. Rotorul este antrenat în mișcare de rotație de un electromotor și, datorită acțiunii forței centrifuge, este asigurat contactul permanent între vârfurile paletelor și stator.

Dacă marimea excentricității e = 0, atunci paletele vor deplasa continuu, în mişcarea lor de rotaţie, acelaşi ulei, fără ca pompa să debiteze. Dacă se schimbă sensul de rotaţie, pompa funcţionează reversibil, respectiv camera de admisie devine cameră de refulare şi invers. Variaţia excentricităţii *e* se face prin deplasarea statorului cu ajutorul unui şurub. Pentru ca o asemenea pompă să funcţioneze, trebuie ca paletele să execute în mod continuu şi o mişcare rectilinie alternativă în lungul lor, asigurând simultan o bună etanşare cu rotorul.

Pot fi de debit constant (excentricitatea *e = ct.*), variabil (*e* – reglabilă, sau reversibil (*e* – schimbă semnul).

Se construiesc pentru presiuni p = 15 ... 30 kgf/cm^2, la n_0 = 50 ... 1500 rot/min. Lucrează în general la presiuni mai scăzute, datorită faptului că presiunile din interior sunt neschimbate. În schimb, debitul mediu este superior celui de la pompele cu Q = ct: Q_{med} = 150 ... 1500 l/min, la puteri de 2 ... 50 kW.

Simbolurile convenţionale de reprezentare în schemele hidraulice ale pompelor:



Criteriile de alegere a pompelor în acţionarea hidraulică a MU

Elementele principale de care trebuie să se ţină seama în alegerea pompelor pentru acţionarea hidraulică a MU se referă la tipul mişcării elementului final - continuă sau discontinuă, la vitezele de deplasare şi

presiunile de lucru, în legătură directă cu vitezele de aşchiere, vitezele de avans, vitezele mişc. auxiliare, forţele şi momentele de aşchiere.

I. Pentru MU care lucrează la **viteze mici şi forţe apreciabile de aşchiere** (maşini de găurit, de alezat, strunguri, capete de forţă la maşinile – unelte agregat) la care acţionarea hidraulică este folosită pentru mişcări de avans şi mişcări auxiliare, se recomandă pompe cu debit constant (cu roţi dinţate sau cu palete);

II. Pentru MU care lucrează cu **forţe şi viteze de aşchiere mari** (maşini de rabotat, strunguri, maşini de mortezat sau de broşat), la care acţionarea hidraulică se foloseşte la mişcările principale, se pot alege pompe de înaltă presiune (cu şurub, cu pistonaşe radiale sau axiale);

III. Pentru MU care lucrează la **viteze de aşchiere mari şi forţe mici** (maşini de rectificat), la care acţionarea hidraulică se foloseşte la mişcarea de avans rapid, se vor utiliza pompe cu roţi dinţate sau cu palete, presiunile de lucru fiind sub p = 30 kgf/cm^2;

Nu totdeauna alegerea pompei se face pentru parametrii cei mai înalţi la care ar putea fi solicitat circuitul de acţionare, mai ales dacă perioada de solicitare maximă este redusă. În aceste condiţii, este mai rentabil ca, în loc de un utilaj mare şi scump, să se folosească două sau mai multe pompe grupate corespunzător în circuit, astfel încât cei doi parametri ai transferului energetic, *p* şi *Q*, să fie integral realizabil.

Motoare hidraulice utilizate în acţionarea hidraulică a MU

Motoarele hidraulice sunt maşini hidraulice care convertesc energia hidraulică în energie mecanică.

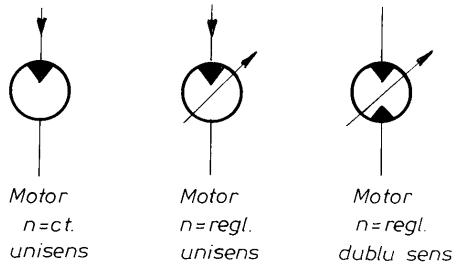
După natura mişcării realizate, motoarele hidraulice se clasifică astfel:

a. motoare pentru mişcarea de rotaţie:
- continuă – motoare rotative;
- oscilantă – motoare oscilante;
- pas cu pas – motoare pas cu pas;

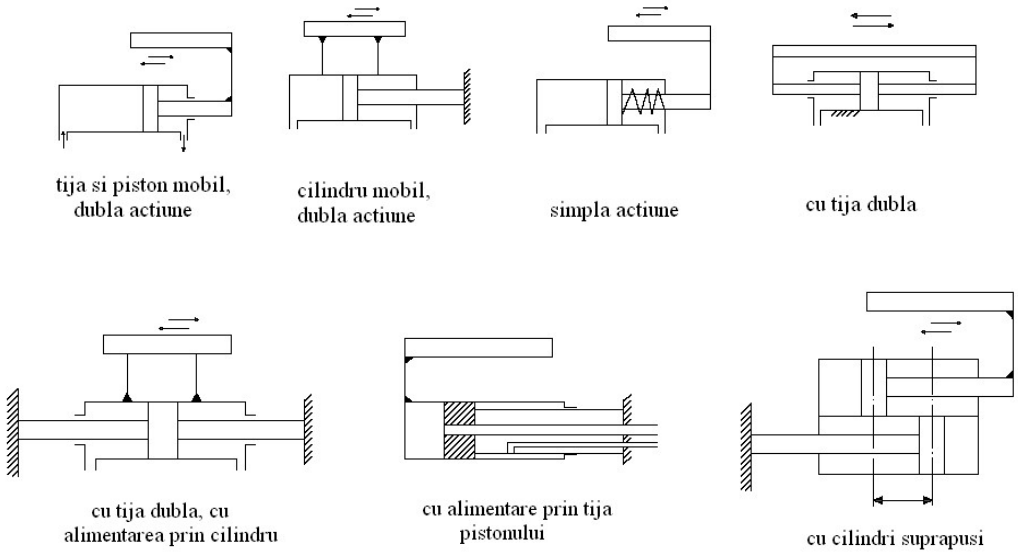
b. motoare pentru mişcarea de translaţie:
- alternativă - motoare liniare (cilindrii hidraulici);
- pas cu pas – motoare pas cu pas.

Cele mai utlizate sunt motoarele liniare şi motoarele rotative.

Motoarele rotative – derivă din pompele volumice cunoscute, care, alimentate la o presiune *p* şi un debit *Q,* dezvoltă un moment $M = k \cdot p$ şi o turaţie $n = \frac{Q}{v}$; volumul specific *V* (sau cilindreea) poate fi constant sau reglabil. Simbolizarea lor este prezentată în figura.



Motoarele liniare, sau cilindrii hidraulici sunt de mai multe tipuri, cele mai răspândite fiind prezentate în figura.



– motor cu piston cu tijă unilaterală, cu simplă acţiune (acţionare unisens);
- motor cu piston cu tijă unilaterală, cu dublă acţiune; realizează viteze şi forţe diferite pentru cele două sensuri de deplasare;
- motor cu tije bilaterale, cu dublă acţiune; dacă secţiunile tijelor sunt egale, realizează aceeaşi viteză şi forţă de deplasare în ambele sensuri;
- cu alimentare prin cilindru sau tija pistonului;
- cu cilindri suprapuşi, pentru realizarea unei curse duble L = 2H.

Cilindrii motoarelor hidraulice se construiesc de obicei din ţeavă de oţel, doar la presiuni joase şi din fontă. Dacă cilindrii sunt scurţi, deci prelucraţi cu precizie ridicată se rectifică şi se rodează împreună cu pistonul. Etanşarea pistonului faţă de cilindru se face prin segmenţi (2 ... 3) care lucrează la presiuni înalte p = 60 ... 70 kgf/cm^2.

La lungimi mari ale cilindrilor, rectificarea acestora devine greoaie, caz în care se vor utiliza pistoane cu etanşări cu manşete de piele, când presiunea de lucru nu depăşeşte p = 15 kgf/cm^2.

Etanşările motoarelor hidraulice de tip piston – cilindru trebuie să asigure la p_{max} pierderi volumetrice $\Delta Q \leq 3 ... 15$ cm^3/min, în funcţie de diametrul interior al cilindrului. Pentru maşinile – unelte care lucrează la debite mari, $\Delta Q \leq 50$cm^3/min. Nu se admit scăpări pe lângă tija pistonului şi la capace.

Reglarea presiunii în circuitele hidraulice. Supape.

Reglarea presiunii în circuitele hidraulice ale MU se realizează prin intermediul supapelor. Acestea asigură fie limitarea presiunii în sistem, fie reducerea presiunii pe anumite porţiuni de circuit, fie menţinerea constantă a presiunii sau diferenţei de presiune indiferent de variaţia sarcinii. În plus, supapele permit modificarea controlată a presiunii în vederea automatizării sau ca element de siguranţă a sistemului.

Acţiunea supapelor asupra presiunii uleiului din circuitele hidraulice se numeşte „reglarea presiunii”, deşi noţiunea de reglare nu este similară celei de reglare a debitului, presiunea fiind un parametru autoreglabil, în raport cu diferitele valori ale încărcării maşinilor – unelte.

Rolul funcţional al supapelor este determinat atât prin forma constructivă cât, mai ales, prin poziţia în circuit şi modul de comandă.

Clasificarea supapelor:

➢ după poziţia elementelor de deschidere sau închidere a supapei:

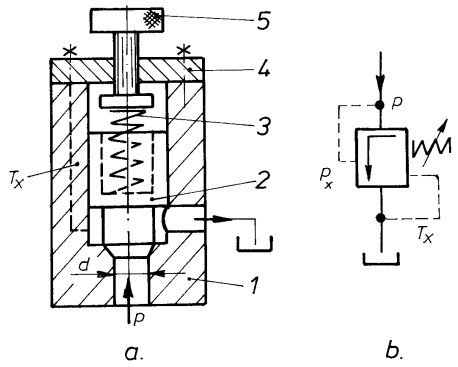
- normal închise – la care uleiul nu trece prin supapă în poziţie neacţionată sau la o presiune inferioară celei reglate;
- normal deschise – la care uleiul trece prin supapă în poziţie neacţionată, ea închizându – se la o anumită valoare a presiunii;

➢ după rolul funcţional:
- supape de siguranţă – funcţionează episodic;
- supape de presiune maximă (de prea plin) – funcţionează permanent, stabilind valoarea presiunii care lucrează la p = ct;
- supape de reducţie;
- supape de reţinere şi contrapresiune;
- supape pentru automatizarea ciclului de lucru (de succesiune, de disjucţie, velee de presiune, supape de descărcare);

➢ după modul de comandă a elementului care închide/deschide orificiul de trecere a uleiului:
- cu comandă directă;
- cu comandă pilotată prin intermediul unui element secundar, care comandă elementul principal

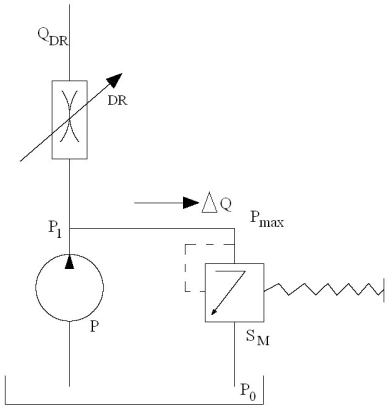
În figura (a) este prezentată simplificat o **supapă pentru limitarea presiunii (de siguranţă),** compusă din: **1**-corp; **2**-ventil; **3**-arc; **4**-capac; **5**-şurub de reglare. Aceste supape sunt normal închise - sub acţiunea arcului, ventilul închide trecerea lichidului prin supapă. Dacă presiunea depăşeşte valoarea limită, forţa hidrostatică ce acţionează asupra ventilului devine mai mare decât forţa arcului, ventilul se ridică şi lichidul este deversat la rezervor. Prin reglarea forţei arcului de la şurubul 5 se reglează valoarea presiunii de deschidere.

Supapele de siguranţă se montează întotdeauna în paralel, pe conducta de refulare din pompă către rezervor. Simbolul convenţional de reprezentare este redat în figura (b). Se constată că presiunea de comandă $p_x = p$, iar conducta de drenare a pierderilor T_x se leagă la cea de ieşire spre rezervor.

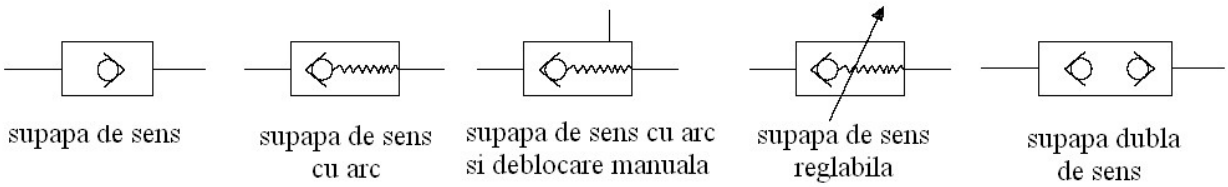


- **Supapele de presiune maximală (de deversare de prea plin)** – construcţie asemănătoare supapelor de siguranţă dar lucrează normal deschis, permiţând deversarea surplusului de debit, ΔQ în rezervor; nu se recomandă în circuitele care lucrează la presiuni mari, pentru că produc oscilaţii şi zgomot.

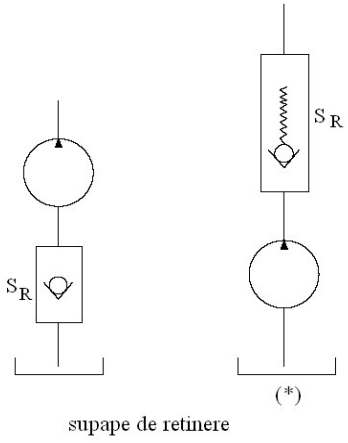
  Supapa de presiune maximală reglează presiunea p_1 dinainte de drosel DR, $p_1 = p_{max}$, astfel încât, în raport cu această presiune maximală reglată, prin DR să treacă debitul Q_{DR}, iar prin supapa de presiune maximă pierderea reglată, ΔQ.



- **Supape de sens** – permit trecerea lichidului numai pe un anumit sens – funcţionează în poziţie normală deschisă

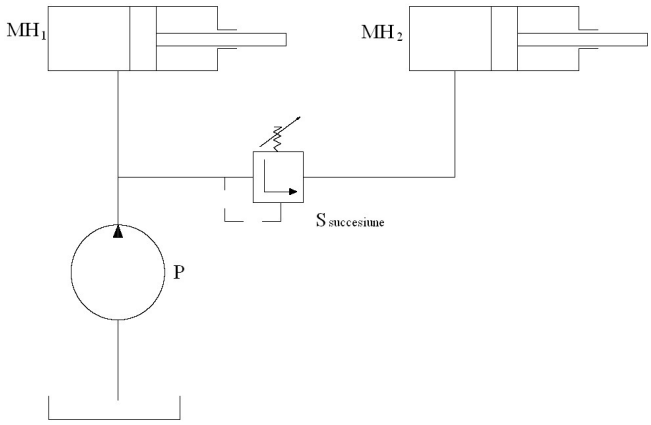


- **Supape de reţinere** – utilizate în circuite hidraulice deschise, au rolul de a menţine coloana de lichid în perioada de staţionare a pompei, pentru evitarea dezamorsării pompei şi a introducerii de aer în instalaţie. Se montează pe conductele de refulare a uleiului spre rezervor şi pe conducta de absorbţie a pompei. Sunt supape de sens unic şi pot funcţiona şi ca supape de contrapresiune, dacă sunt prevăzute cu arc cu presiune de apăsare reglabilă (*);



- **Supape de contrapresiune** – asigură trecerea uleiului pe sensul admis numai la o anumită valoare a presiunii. Se montează pe ramura de evacuare a uleiului din motoarele hidraulice şi crează o rezistenţă hidraulică care contribuie la menţinerea stabilirii vitezei;
- **Supape de succesiune, de disjuncţie, relee de presiune** – au funcţii de automatizare, sunt condiţionate de parametrii presiune, timp, volum, aceste supape conectează sau deconectează porţiuni din circuit sau chiar întregul circuit.

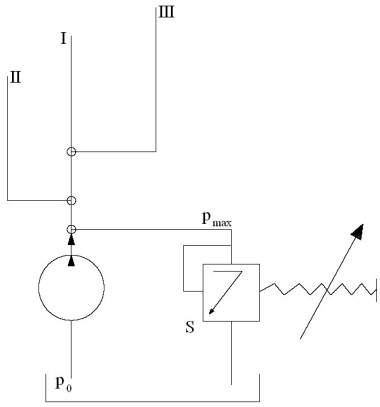
Supapele de succesiune – determină ordinea de intrare în funcţiune a organelor de execuţie într-un circuit.



Pentru reglarea presiunii în circuitele hidraulice sunt utilizate mai multe **tipuri de circuite:**

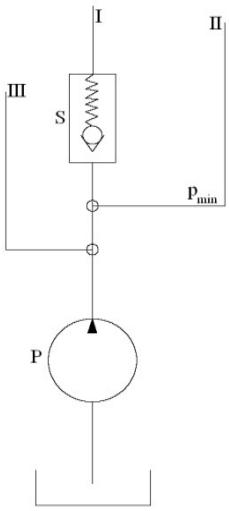
(a). Circuit cu supapă de presiune maximală:

- limitează presiunea la care poate lucra circuitul principal I, ca şi toate circuitele derivate II, III, ..., la o valoare maximă, reglată prin supapa S, montată în paralel cu pompa P.
- după o asemenea structură funcţionează supapele de siguranţă, fie în varianta cu pompă cu Q = ct fie Q ≠ ct; în acest mod, circuitul este protejat la suprasarcini, supapele funcţionând normal deschise.



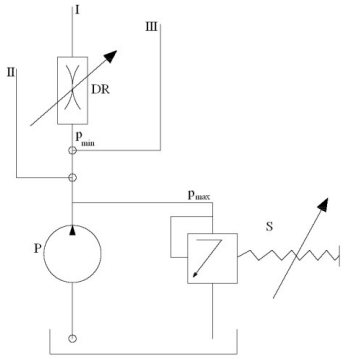
(b). Circuit cu supapă de presiune minimală:

- asigură la un anumit nivel al circuitului o presiune de valoare minim necesară, p_{min};
- supapa se montează în serie cu pompa P, astfel încât circuitele derivate II, III vor beneficia de presiune p_{min}; supapa S poate fi înlocuită cu orice tip de rezistenţă hidraulică.



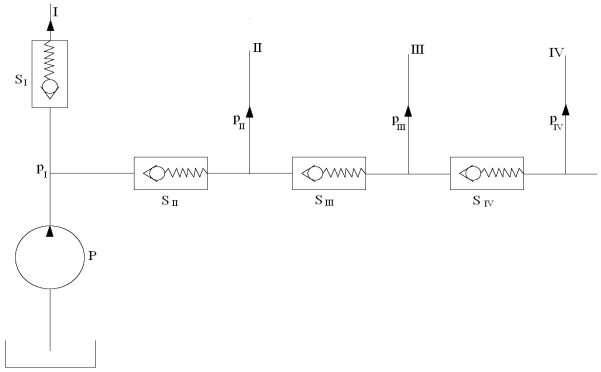
(c). Circuit serie – paralel:

- droselul DR are rolul supapei minimale, iar supapa S al celei maximale;
- în acest caz, funcţionarea circuitelor derivate de pe tronsonul P – DR se va face numai la presiunea între p_{max} şi p_{min}.



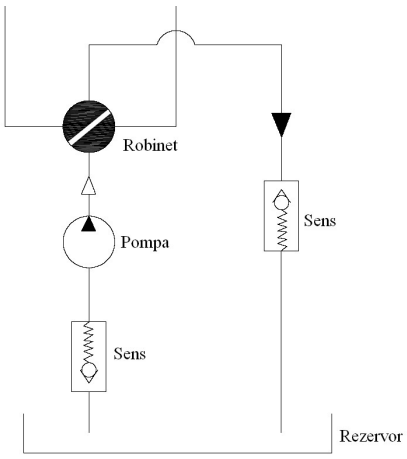
(d). Circuit cu supapă de reducţie:

- asigură circuitelor derivate II, III,...presiuni reduse în raport cu circuitul de acţionare I, reducerea presiunilor; căderea de presiune se realizează prin montarea în serie a supapelor S_2, S_3, ... astfel încât circuitele derivate funcţionează la presiuni reduse;



(e). Circuit cu supapă de sens:

- permite trecerea lichidului numai într-un singur sens, poziţia de funcţionare a supapei de sens fiind de obicei normal deschisă;
- asigură în circuitul hidraulic al maşinilor- unelte reţinerea uleiului în conducte în perioada de oprire a supapei; supapa poate fi montată atât pe conducta de alimentare, cât şi pe cea de evacuare;

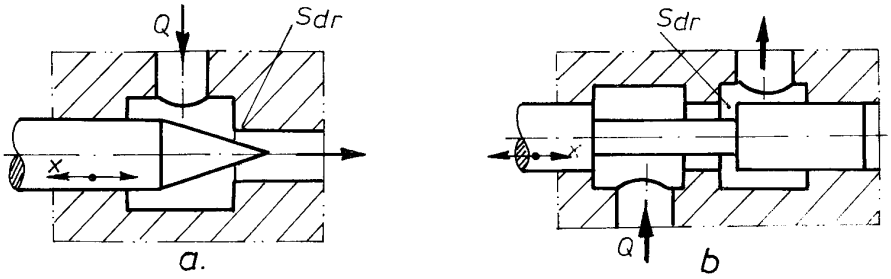


Reglarea debitului în circuitele hidraulice ale MU

Reglarea vitezei de deplasare a unui element de execuție acționat hidraulic se poate obține pe seama reglării debitului de ulei receptat de motorul hidraulic. Reglarea debitului se realizează fie prin modificarea unui parametru constructiv al pompei cu debit reglabil care alimentează circuitul (de exemplu, prin modificarea excentricității e dintre rotor și stator la pompa cu palete), fie prin intermediul unei rezistențe hidraulice reglabile (drosel), în cazul circuitelor alimentate de pompe cu debit constant.

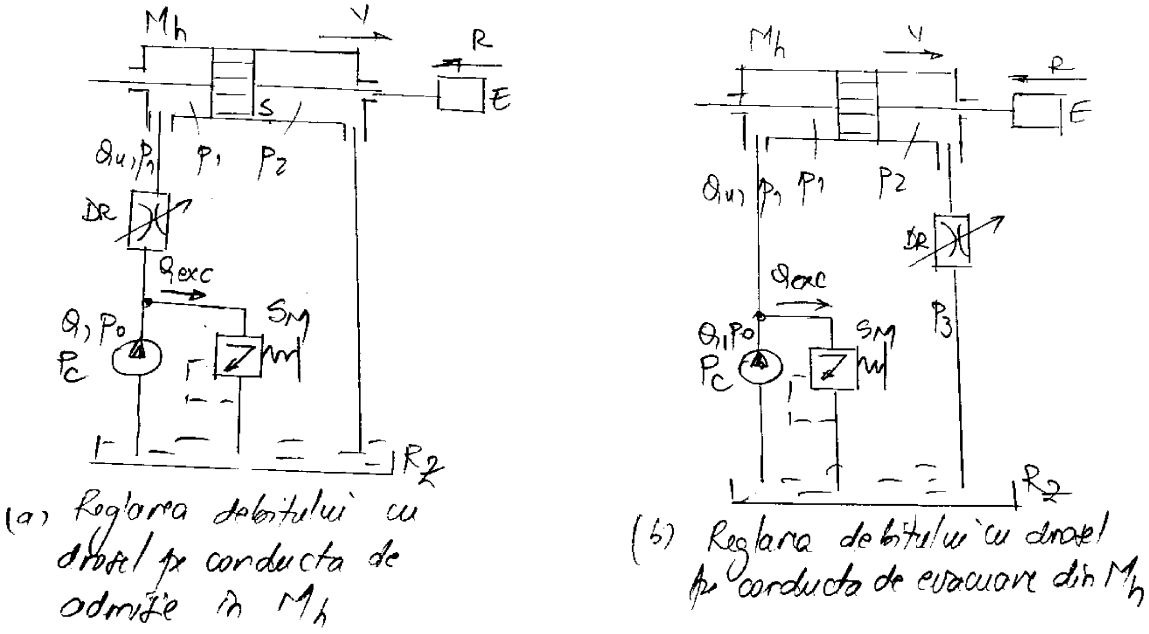
Primul procedeu are randament superior, însă costurile sunt ridicate, iar viteza de răspuns a circuitului este relativ scăzută. Este motivul pentru care în acționarea hidraulică a MU se preferă reglarea debitului cu ajutorul unui drosel.

Droselul este o rezistență hidraulică, care determină fie căderi de presiune variabile cu secțiunea sa de trecere, la același debit de ulei, fie – la aceeași diferență de presiune Δp – debite variabile cu secțiiunea sa de trecere. După forma secţiunii de trecere (de drosare), se cunosc mai multe tipuri, dintre care cele mai răspândite sunt droselele cu vârf conic (fig.a) şi cu pistonaş (fig.b).



Caracteristica unui drosel se determină cu relația $Q_{DR} = \varphi \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{\rho}}(p_1 - p_2)$ și exprimă debitul de ulei, Q_{DR}, de densitate ρ, care trece printr-o fantă de secțiune S_o, la o diferență de presiune $\Delta p = p_1 - p_2$. (p_1, p_2 – presiunea uleiului înainte, respective după drosel), φ - coefficient în funcție de forma constructivă a droselului.

Droselul se montează în serie cu motorul hidraulic M_h, pe conducta de admisie (fig.a) sau pe conducta de evacuare a uleiului (fig. b). Corespunzător celor două variante se obțin circuitele din schemele de mai jos:



(a). Pompa P_c cu debit constant refulează debitul de ulei Q la presiunea p_o. O parte din acest debit, Q_{exc} (excedentar) revine în rezervorul Rz prin supapa de presiune maximală S_M, în timp ce o altă parte – debitul util

Q_u – trece prin droselul DR și realizează lucru mecanic în motorul hidraulic M_h, învingând rezistența creată de sarcina R și determinând deplasarea elementului de execuție E cu viteza v.

Debitul de ulei prin drosel se determină cu relația $Q_{DR} = \varphi \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{\rho}}(p_o - p_1)$, în care: S_o – secțiunea droselului, p_o – presiunea uleiului după DR $p_o = p_2 + \frac{R}{S}$ (S – secțiunea cilindrului Mh).

Se observă că, în acest caz, debitul de ulei prin drosel, Q_{DR}, depinde de secțiunea droselului, S_o și de mărimea sarcinii, R.

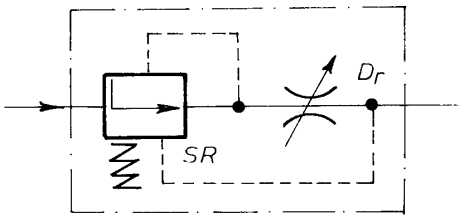
(b). În cazul în care droselul se montează pe conducta de evacuare către rezervor, debitul prin drosel se obține cu relația $Q_{DR} = \varphi \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{\rho}}(p_2 - p_3)$, în care $p_2 = p_1 - \frac{R}{S} \cong p_o - \frac{R}{S}$ (p_2 – presiunea uleiului înainte de DR, p_3 – presiunea după DR). Deci, și în acest caz, Q_{DR} depinde de S_o și de mărimea sarcinii, R.

În concluzie, pentru ambele variante de circuite, Q_{DR} poate fi reglat fie prin modificarea secțiunii de trecere So, fie prin variația sarcinii R.

În general, pentru circuitele hidarulice ale MU s epreferă variant (b) de reglare a debitului, pentru că asigură stabilitatea vitezei v a elementului de execuție. Astfel, la dispariția bruscă a sarcinii, care intrevine în momentul în care scula iese din așchiere, trecerea instantanee a unui debit foarte mare de ulei prin circuit este împiedicată de DR, lucru care nu este posibil la varianta (a).

Stabilizarea vitezei v se obține prin asocierea DR cu o supapă de reducție, montată înainte sau după DR. Rolul acestei supape este de a compensa variațiile presiunii uleiului, astfel încât pe drosel să rezulte o cădere constantă de presiune, care va asigura un debit constant de ulei, deci și stabilitatea vitezei elementului de execuție.

În figura de mai jos este prezentată schema unui regulator de debit, la care supapa de reducție S_R este de tip normal deschisă şi legată în serie cu droselul. Comandată de căderea de presiune pe drosel, supapa S_R introduce în circuit o rezistenţă suplimentară care variază invers faţă de sarcină, stabilizând debitul reglat.



Regulator de debit montat pe conducta de admisie în Mh

Lanţuri cinematice hidraulice principale.

În lanţurile cinematice principale, acţionările hidraulice sunt mai puţin răspândite decât cele electromecanice, din cauza faptului că permit reglarea turaţiei (sau vitezei) în limite mai restrânse, sunt mai scumpe şi mai pretenţioase în exploatare şi întreţinere.

Totuşi, sunt utilizate, singure sau în combinaţie cu mecanisme mecanice (formând lanţuri cinematice hidromecanice), la unele strunguri, la acţionarea meselor maşinilor de rabotat longitudinale, a maşinilor de broşat, etc.

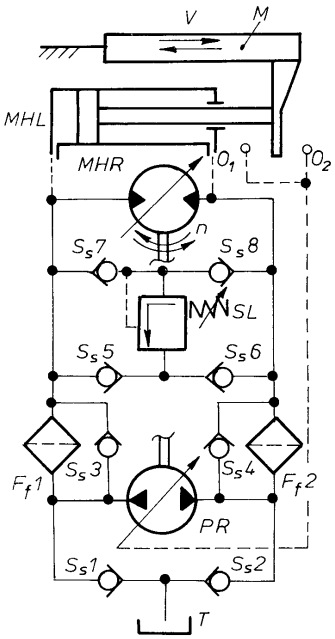
Pentru că lanţurile cinematice principale necesită puteri mari, reglarea turaţiei sau a vitezei pe cale hidraulică se realizează deseori prin *reglarea volumică* a debitului, utilizând maşini hidraulice reglabile în cadrul unor instalaţii denumite *variatoare hidrostatice* de turaţie (sau viteză).

După posibilităţile de reglare, variatoarele hidrostatice sunt de trei tipuri:

- variatoare cu reglare primară, la care turaţia motorului se reglează prin reglarea volumică a debitului prin pompă
- variatoare cu reglare secundară, care sunt dotate cu pompă de debit constant, iar reglarea turaţiei se realizează prin reglarea volumului specific (cilindreea) al motorului
- variatoare cu reglare mixtă, la care atât pompa cât şi motorul sunt maşini reglabile.

Variatoarele cu reglare simplă (primară sau secundară) asigură un raport de variaţie al turaţiei mai redus ($R_n = 8...10$), iar cele cu reglare mixtă un raport mai mare ($R_n = 20...25$).

După modul de circulaţie a lichidului prin instalaţie, variatoarele hidrostatice pot fi *cu circuit închis* (fără rezervor, lichidul fiind recirculat continuu, având totuşi un rezervor de volum mic pentru compensarea pierderilor volumice din instalaţie), sau *cu circuit deschis*, prevăzute cu un rezervor dimensionat corespunzător în care lichidul, după întoarcerea din instalaţie, este stocat un anumit timp în vederea răcirii, după care este reintrodus continuu în instalaţie.



În figura de mai sus este prezentată schema hidraulică a unui variator hidrostatic cu circuit închis, compus din următoarele elemente: *PR* – pompă reglabilă reversibilă; F_{f1} , F_{f2} – filtre fine de presiune; $S_{s1}...S_{s8}$ – supape de sens unic; *SL* – supapă de siguranţă; *MHR* – motor hidraulic rotativ, reglabil, cu dublu sens de rotaţie (reversibil); *T* – rezervor de compensare a pierderilor volumice; *MHL* – motor hidraulic liniar; *M* - masa maşinii; O_1 , O_2 – opritoare (limitatoare de cursă).

Supapele de sens reprezentate în schemă îndeplinesc funcţiuni diferite, după cum urmează:

- S_{s1} şi S_{s2} – asigură separarea circuitului de refulare de rezervorul de compensare *T*, fiecare pentru câte un sens de deplasare;
- S_{s3} şi S_{s4} – asigură circulaţia unisens a lichidului prin filtre, în condiţiile în care lichidul circulă prin instalaţie în ambele sensuri, evitând astfel reintroducerea în instalaţie a impurităţilor reţinute de filtre (care lucrează deci separat, succesiv, pentru fiecare sens de deplasare);
- $S_{s5}...S_{s8}$ – realizează o punte de supape, având scopul asigurării circulaţiei unisens a lichidului prin supapa de limitare a presiunii *SL*, indiferent de sensul de circulaţie al lichidului în instalaţie.

În schemă sunt reprezentate, de fapt, două variante de variator:

- varianta de bază, care permite reglarea mixtă a turaţiei *n*,
- iar cealaltă variantă, care permite acţionarea mesei *M* într-o mişcare de translaţie alternativă, *reglarea vitezei v* realizându-se prin pompă (reglare primară), iar *inversarea sensului* de deplasare având loc tot prin pompă (care este reversibilă), comandată de limitatorii de cursă O_1 şi O_2, a căror poziţie determină de asemenea *poziţia* şi *lungimea cursei*.

Lanţuri cinematice hidraulice de avans.

În lanţurile cinematice de avans acţionările hidraulice sunt utilizate frecvent, datorită avantajelor acestora, care sunt valorificate mai bine la astfel de mişcări.

Mişcările de avans sunt adesea mişcări de translaţie alternativă, sau pas cu pas, pentru care acţionările hidraulice sau hidromecanice asigură performanţe foarte bune. În cazul mişcărilor de avans de rotaţie continuă acţionările hidraulice sunt mai puţin utilizate, cu excepţia sistemelor automate de reglare.

Datorită puterilor mici necesare în lanţurile de avans (sub 1[kW]), instalaţia hidraulică este prevăzută, de regulă, cu pompe de debit constant, reglarea vitezei sau a turaţiei realizându-se prin *reglarea rezistivă* a debitului.

Datorită instabilităţii vitezei de deplasare, datorată în principal modificării debitului reglat ca urmare a variaţiei vâscozităţii lichidului cu temperatura, sistemele hidraulice de acţionare (deschise, de comandă) nu pot fi utilizate pentru generarea traiectoriilor complexe, care necesită coordonarea cinematică precisă a mai multor mişcări. Ele se utilizează mai ales la realizarea *mişcărilor de avans simple*, la care precizia de realizare a traiectoriei este determinată de precizia cuplelor sanie-ghidaj şi fus-lagăr, iar stabilitatea vitezei de deplasare nu prezintă o importanţă deosebită.

La mişcările care necesită o stabilitate ridicată a vitezei de deplasare, mai ales la viteze mici şi foarte mici, se poate recurge la reglarea volumică a debitului, prin utilizarea pompelor de dozare, sau a sistemelor de reglare automată (cu buclă de reacţie).

Lanţuri cinematice hidraulice auxiliare.

Cea mai largă utilizare o au acţionările hidraulice la realizarea *mişcărilor auxiliare* ale maşinilor-unelte, care, în general, nu ridică pretenţii deosebite privind precizia sau stabilitatea. Sistemele hidraulice de acţionare (de tip deschis) sunt frecvent utilizate la acţionarea dispozitivelor de lucru, la realizarea mişcărilor de poziţionare, de deplasare rapidă, la blocarea diverselor subansambluri ale maşinii în scopul eliminării jocurilor şi creşterii rigidităţii sistemului tehnologic de prelucrare, etc.

Schemele hidraulice pentru realizarea mişcărilor auxiliare sunt, în general, scheme simple, fiind utilizate pompe de debit constant cu performanţe reduse, reglarea debitului (atunci când este cazul), realizându-se cu ajutorul droselelor. Deoarece mişcările auxiliare se execută în afara procesului de prelucrare (nu se suprapun cu mişcările de lucru), pentru reducerea costurilor, circuitele auxiliare sunt alimentate frecvent de la grupurile de pompare ale mişcărilor de lucru.

ELEMENTE DE ACŢIONARE ELECTRICĂ LA MAŞINILOR – UNELTE

Principii ale acționării electrice a MU

Acţionarea electrică, prin specificul ei, rareori asigură, numai prin aparatajul propriu, parametrii funcţionali al lanţurilor cinematice principale, de avans, auxiliare şi de comandă din structura maşinilor – unelte.

În schimb, prin faptul că furnizează energia necesară funcţionării maşinii – unealtă, participă activ la realizarea tuturor categoriilor de acţionări: mecanică, hidraulică şi pneumatică.

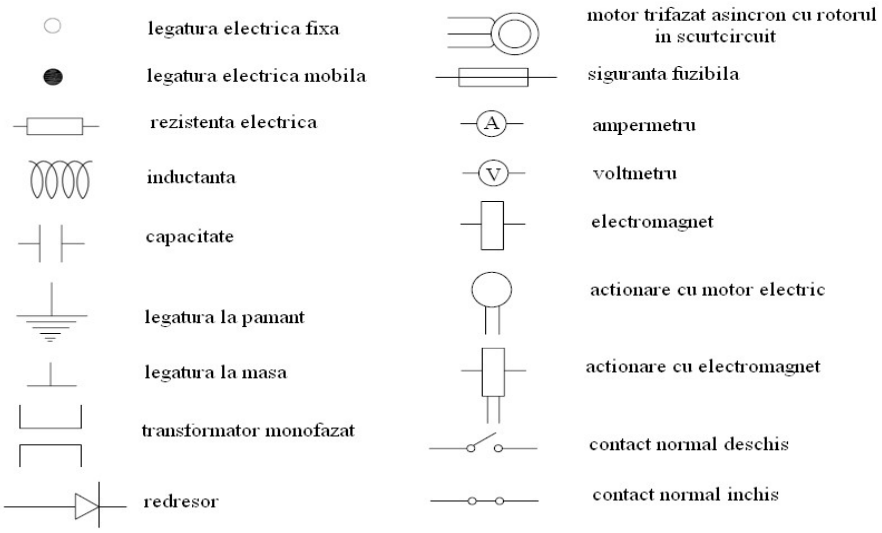
Orice maşină – unealtă are, ca sursă de mişcare, cel puţin un motor electric, însoţit de echipamentul electric necesar explotării lui. Utilizarea energiei electrice şi a aparaturii specifice la acţionarea maşinilor – unelte impune lanţurilor cinematice de acţionare şi de comandă respectarea unor cerinţe.

Cea mai importantă cerinţă în exploatarea maşinii este cea referitoare la <u>stabilitatea vitezelor de lucru în timpul aşchierii</u>, indiferent de valoarea încercării MU. Respectarea acestei cerinţe este impusă de asigurarea calităţii suprafeţelor prelucrate şi a ritmicităţii fabricaţiei. Cu alte cuvinte, viteza, odată reglată pentru o anumită operaţie de aşchiere, trebuie să se menţină constant pe toată durata acesteia.

În acelaşi timp, acţionarea electrică trebuie să permită reglarea vitezelor de lucru, frânarea mişcărilor, cuplarea şi unele operaţii auxiliare.

Pentru a răspunde acestor cerinţe, sistemul electric al maşinii – unelte, în principal prin intermediul electromotoarelor şi electromagneţilor, asigură mişcările necesare procesului de aşchiere şi lucrul mecanic necesar strângerii semifabricatului, al unor subansamble, cuplarea, frânarea, unele deserviri auxiliare sau o serie de deplasări scurte în circuitele de comandă.

Pentru reprezentarea grafică a sistemelor electrice ale maşinilor – unelte sunt utilizate o serie de simboluri:



Sistemul de acționare electrică a unei MU cuprinde motorul sau motoarele electrice, transmisia până la elementul de execuție, aparatajul electric și conductorii necesari realizării conexiunilor.

Motorul electric poate fi amplasat la o anumită distanță de MU, poate fi fixat de mașină prin intermediul unei flanșe sau poate fi încorporat în batiul mașinii. Mișcarea se transmite de la axul motorului la axul mașinii prin curele sau printr-un angrenaj. Dacă MU este acționată de un singur motor electric, acționarea se numește *individuală*, iar dacă există mai multe motoare, acționarea este *multiplă*.

Comparativ cu sistemul mecanic de acționare, constituit din arbori și diferite transmisii mecanice, în cazul acționării electrice echipamentul necesar poate fi complet integrat în structura mașinii, rezultând forme compacte și simple. În plus, echipamentul electric are volum redus, fiind compus din componente fabricate în producție de masă, astfel încât se reduc timpii necesari fabricării și asamblării mașinii.

Acționarea electrică se poate adapta cu ușurință regimurilor de putere impuse de procesul de așchiere, permițând reglarea turației și utilizarea unor dispozitive de protecție împotriva avariilor. De asemenea, se pretează foarte bine comenzilor și automatizărilor, iar deservirea se realizează cu eforturi minime.

Alegerea unui anumit tip de motor electric se realizeză pe baza următoarelor **criterii**:

1. **Turația nominală**

   În general, costul motoarelor electrice de aceeași putere scade odataă cu creșterera turației lor nominale, în timp ce factorul de putere și randamentul se măresc. Gabaritul motoarelor de aceeași putere se reduce cu creșterea turației nominale. De exemplu, gabaritul unui motor electric cu turația nominală de 750 rot/min este sensibil mai mare decât al unuia cu no = 3000 rot/min.

   Este de preferat ca turația motorului să fie cât mai mare, cu execpția cazului în care motorul este supus, în timpul exploatării, la demarări, frânări și inversări frecvente ale sensului de rotație, când se recomandă un motor cu turație medie.

2. **Reglarea turației**

   MU necesită turații reglabile în funcșie de parametrii regimului de așchiere. Reglarea turației unui motor electric înseamnă modificarea voită a turației acestuia, dat fiind faptul că motorul este supus și unei variații normale de turație, determinată de sarcina aplicată. Dacă, din punct de vedere

constructiv, motorul este cu turație nereglabilă, atunci va fi necesar un dispozitiv mecanic de reglare a turației. Reglarea continuă a turației se recomandă a fi realizată cu motoare de curent continuu cu excitație în derivație, chiar dacă sunt mai scumpe decât motoarele asincrone trifazate.

3. **Caracteristicile rețelei de alimentare**
   Motorul electric trebyie să corespundă tipului de curent din rețea (continuu sau alternativ), frecvenței, tensiunii și puterii disponibile a rețelei de alimentare. În plus, tensiunea la bornele motorului și frecvența curentului nu trebuie să aibă fluctuații care să afecteze funcționarea motorului.
4. **Protecția mecanică a motorului.**
   Dacă motorul este amplasat la o anumită distanță de MU, într-o atmosferă fără praf și cu umiditate scăzută, este necesară doar o protecție care să împiedice accesul la motor de către persoane neavizate. Dacă motorul este aproape de mașină, va fi necesară și protecție împotriva așchiilor și a stropilor de ulei.
   Dacă motorul funcționează într-o atmosferă cu praf, se va alege o varinată constructivă de motor capsulat, la care transmiterea căldurii generate în exterior se obține numai prin radiația carcasei, iar răcirea se face cu aer curat, printr-o conductă specială.

Alegerea unui anumit tip de motor, în baza criteriilor de mai sus, se va face prin calcule comparative, din care va rezulta soluția optimă, în funcție și de sursa de curent disponibilă.

MOTOARE ASINCRONE TRIFAZATE

- sunt frecvent utilizate în acționarea electrică a MU, în special a celor universale, datorită simplității constructive, siguranței în funcșionare, costului scăzut și faptului că se alimentează de la rețeaua de curent alternativ.
- în plis, caracteristica mecanică naturală, curma n = f(M), este rigidă, motiv pentru care sunt recomandate atît la antrenarea lanțurilor cinematice de lucru cât și a celor auxiliare.

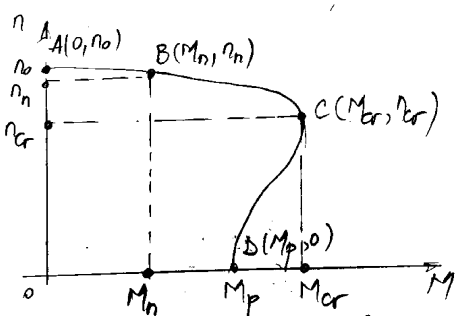
Motorul asincron trifazat este compus dintr-un stator, cu înfăşurare trifazată, ale cărei capete se scot la bornele maşinii, şi un rotor fixat pe arborele maşinii, capetele libere ale fazelor fiind conectate la 3 inele colectoare izolate. În acest fel, circuitul rotoric poate fi închis pe trei rezistenţe ale unui reostat de pornire sau poate fi scurtcircuitat. Statorul, prin bobinele de excitaţie trifazate, produce un câmp învârtitor, care induce în înfăşurarea rotorului un curent de inducţie şi, prin interacţiunea acestuia cu câmpul învârtitor, determină rotirea rotorului cu o anumită turaţie şi un anumit cuplu. Turaţia n şi cuplul M pot fi astfel utilizaţi la acţionarea maşinii – unelte.

Exprimând variaţia cuplului M la arborele electromotorului în funcţie de turaţia n, se obţine caracteristica mecanică n = f (M) a motorului asincron trifazat:

Așa cum se observă în fig. de mai jos, caracteristica (curba) prezintă 2 porțiuni:

Zona AC – pe care funcționarea motorului este stabilă – porțiunea rigidă a caracteristicii, adică l ao varație mare a cuplului M turația variază foarte puțin;

Zona CD – funcționarea motorului este instabilă – corespunde procesului tranzitoriu de pornire a motorului, odată cu lanțul cinematic pe care îl antrenează.



Caracteristica mecanică naturală a motorului asincron trifazat

Punctul A de pe curbă, pentru care M = 0 și n = n_o (turația de sincronism), corespunde funcționării în gol a motorului.

Punctul B, caracterizat de M_n și N_n, corespunde valorilor nominale ale cuplului și turației, determinate de valoarea nominală In a intensității curentului. Valorile M_n și n_n sunt indicate în cataloage.

Punctul C, caracterizat de M_{cr} și n_{cr}, stabilește valorile critice ale cuplului și turației.

Punctul D, caracterizat de Mp și n = 0, corespunde momentului conecării motorului la rețea, când rotorul încă nu a început să se rotească și motorul dezvoltă cuplul de pornire, Mp.

Pe porțiunea AC a carcteristicii turația motorului scade relativ putin la creșterea cuplului, asfel că, în calculele aproximative, această porțiune poate fi aproximată cu o dreaptă.

Scăderea relativă a turației, $s = \frac{n_o - n}{n_o} 100\%$, se numește *alunecare,* iar valorile nominale ale acestei mărimi se află în domeniul s_n = 2...5%.(valori mai mici la motoarele de putere mare).

Odată cu depășirea punctului C de pe caracteristică, orice reducere a turației produsă de creșterea sarcinii determină micșorarea cuplului dezvoltat de motor, până când acesta se va opri.

Reglarea turaţiilor, frânarea şi inversarea la acţionarea electrică cu motor electric asincron trifazat

Posibilitățile de reglare aturației motoarelor asincrone rezultă din expresia turației, n:

$$n = \frac{60f}{p}(1 - s) \text{ [rot/min]}$$

în care: f – frecvenţa reţelei de alimentare cu energie electrică; p – numărul perechi de poli; s – alunecarea.

Deci, <u>reglarea turaţiei</u> n a motorului trifazat, respectiv a MU, se poate realiza prin:

a. variaţia frecvenţei, f;
b. variaţia alunecării, s;
c. schimbarea numărului de perechi de poli, p.

a. Variaţia frecvenţei f, deci şi a tensiunii de alimentare, se realizează cu ajutorul unor convertizoare de frecvență, complicate și scumpe. Soluția se utilizează numai la reglarea avansului circular pe mașini de rectificat interior și la unele centre de prelucrare.
b. Reglarea turaţiei prin modificarea alunecării S se obține prin introducerea unui reostat în circuitul rortorului motorului asincron. Are dezavantajul că rigiditatea caracteristicilor mecanice n = f(M) scade cu creşterea rezistenţei rotorului şi nu dă rezultate la sarcini, respectiv cupluri M, scăzute.
c. Reglarea turației prin modifcarea numărului p de perechi de poli ai înfășurării statorice este cea mai utilizată. În acest fel se obține o reglare în trepte a turației, care poate fi aplicată numai motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit, rezultând motoare cu 2, 3 sa 4 turații.

<u>Inversarea sensului de rotaţie</u> în funcţionarea motorului asincron se obţine prin schimbarea între ele a două faze, fie manual, cu ajutorul unor comutatoare speciale, fie prin intermediul unor circuite de comandă.

<u>Frânarea motorului asincron</u> poate fi realizată în contracurent sau dinamic. Frânarea în contracurent se obţine prin inversarea a două faze la alimentarea motorului, modificând astfel sensul câmpului învârtitor, deci sensul cuplului activ. În acest moment apare un cuplu de frânare, care creşte pe măsură ce turaţia scade la n = 0, și, dacă motorul nu se deconectează de la reţea, se schimbă sensul de rotaţie. Este varianta de frânare cel mai frecvent utilizată la acţionarea maşinilor – unelte.

Reglarea turaţiilor, frânarea şi inversarea la acţionarea electrică în curent continuu cu electromotor cu excitaţie în paralel

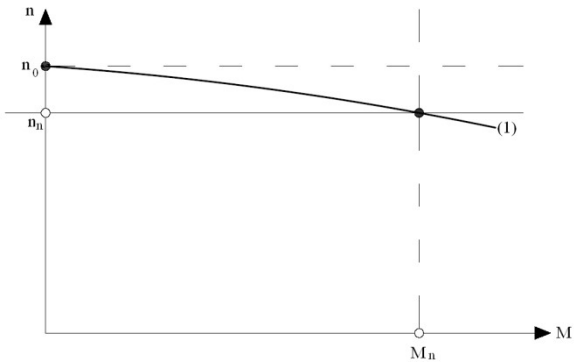
Electromotorul de curent continuu cu excitaţie în paralel, numit şi motor şunt, este utilizat la reglarea turaţiilor masinilor – unelte grele, la care reglarea în trepte de natură mecanică, din cauza puterilor mari la care lucrează aceste maşini, duce la gabarite ridicate şi complicaţii constructive.

În plus, pe maşinile – unelte grele se prelucrează piese de dimensiuni mari, astfel încât apar situaţii în care viteza de aşchiere se modifică mult în timpul prelucrării şi nu va putea fi menţinută constantă decât prin reglare continuă cu electromotor de curent continuu.

Acţionarea cu motoare – şunt se întâlneşte frecvent la strunguri plane şi carusel, la maşinile de rectificat rotund, de rabotat (mişcare principală) sau de frezat longitudinală (mişcările de avans).

Motoarele – şunt sunt avantajoase la acţionarea maşinilor – unelte grele şi prin faptul că se comportă mai bine la frânarea electrică şi la inversarea mişcării la frecvenţe ridicate şi mase mari în mişcare, comparativ cu motorul asincron din curent alternativ.

Aceste motoare au o caracteristică mecanică n = f(M) dură, care convine acţionării electrice a maşinii – unelte pentru că la modificarea cuplului M, la acelaşi reglaj structural al maşinii, turaţia electromotorului, deci şi a elementului final al acţionării (arborele principal, masa maşinii), nu variază sensibil.



Caracteristica mecanică a motorului şunt

Motoarele – şunt sunt recomandate la acţionarea MU şi datorită posibilităţilor pe care le oferă la funcţionarea la turaţii n variabile.

Gama de reglare (R_e) a turaţiilor motorului – şunt $\left(R_e = \frac{n_{0\,max}}{n_{0\,min}}\right)$ va fi limitată de turaţiile extreme impuse acestor motoare: R_e = 1,5 ... 4 << gama de reglare R_n a maşinilor – unelte. Deci, pentru a acoperi întreaga gamă R_n a turaţiilor maşinii prin acţionarea cu electromotor – şunt se vor utiliza următoarele metode:

(a). Acţionare electromecanică – se asociază un electromotor – şunt cu o cutie de viteze (o parte din turaţii se obţine de la electromotor, restul sunt acoperite de cutia de viteze);

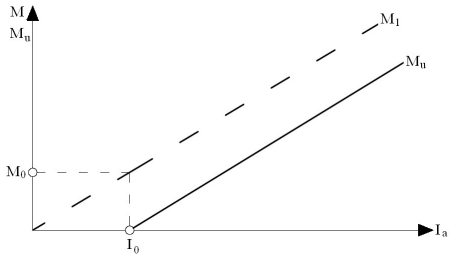
(b). Reglarea cu grup generator – motor - se variază fluxul ø şi tensiunea U.

În ceea ce priveşte frânarea electrică a MU, prin frânarea electromotorului – şunt se crează un cuplu rezistent care, împreună cu momentul rezistent al maşinii, va realiza atât frânarea motorului cât şi a maşinii – unelte. Frânarea electromotorului elimină astfel din construcţia maşinii frânele mecanice, astfel încât se ieftineşte şi se simplifică construcţia acesteia.

Inversarea turaţiei electromotorului – şunţ, deci şi a lanţurilor cinematice ale maşinilor – unelte, devine necesară atunci când, după realizarea unei mişcări de lucru, intervine o mişcare auxiliară de sens opus (de obicei de reducere a elementului final – sanie, suport, traversă – în poziţia iniţială).

În acţionarea mecanică acest lucru se poate realiza utilizând inversoare. În acţionarea electrică se recurge la inversarea sensului de rotaţie al motorului şunţ printr-un montaj caracteristic de inversare a curentului I_a.

Caracteristica cuplului motor util M_u=f(I_a) la aceste electromotoare determină un cuplu mic de pornire. Cuplul util M_u=M – M_0, în care: M – este cuplul electromagnetic; M_0 – cuplul de mers în gol al cuplului motor.



Celelalte tipuri de electromotoare în curent continuu nu corespund condiţiei n = f(I_0) = ct, motiv pentru care nu sunt utilizate în acţiunea maşinilor – unelte. În plus, motorul în derivatie oferă posibilităţi foarte bune pentru reglarea turaţiei n în funcţie de curentul de excitaţie i_e, precum şi pentru inversarea şi frânarea electrică a acţionării maşinilor – unelte.

Acţionarea cu electromagneţi în curent alternativ

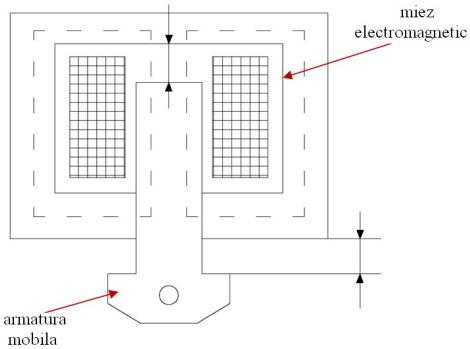
Electromagneţii care funcţionează în curent alternativ au atât miezurile, cât şi armăturile executate din tole. Într-un circuit cu rezistenţă R şi inductanţă, datorită fenomenului de autoinducţie:

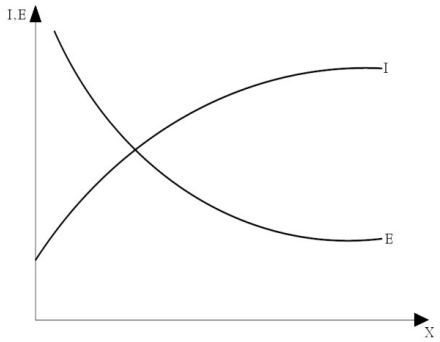
$$E - e_L = R \cdot I,$$

E – forţa electromotorului cu care se alimentează circuitul;

e_L – forţa electromotorului de autoinducţie.

Deci, odată cu apariţia forţei e_L, valoarea curentului scade în circuit. Acest fenomen are loc şi atunci când armătura se apropie de miez, după curba din figură:





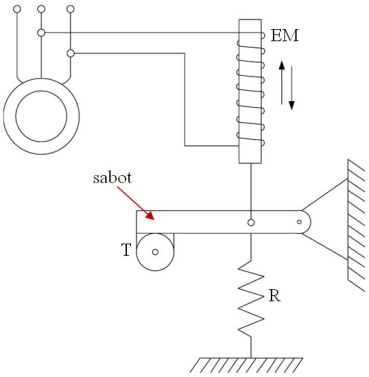
Electromagneţii de curent alternativ se proiectează la $e_{L\ max}$, deci la I_{min}, condiţia îndeplinită pentru x ≈ 0. Din acest motiv, pentru ca bobina să nu se ardă, dacă electromagneţii se blochează, armătura mobilă este prevăzută cu elemente elastice care permit, totuşi, lipirea armăturii mobile de miez.

Datorită periodicităţii curentului alternativ, electromagneţii din curent alternativ produc vibraţii, se alimentează direct de la reţeaua industrială de U = 380V, folosindu-se pentru curse de lucru mari.(Iniţial se conectează în triunghi, iar după lipirea armăturilor se trec la un montaj în stea.)

În concluzie, electromagneţii, atât cei în curent continuu cât şi în curent alternativ se utilizează în lanţuri cinematice de acţionare (frâne, cuple electromagnetice, mese magnetice, dispozitive de strângere), dar şi în lanţurile cinematice de comandă, în care armătura mobilă se leagă de organul comandat.

Spre deosebire de electromagneţii din lanţul cinematic de comandă, lanţul cinematic de acţionare cu electromagneţi lucrează la parametrii înalţi ai transferului energetic electric, iar durata de acţiune corespunde duratei procesului tehnologic care are loc pe maşina – unealtă.

Ex: Frânarea cu electromagneţi – schema de principiu:



La acţionarea electromotorului M, frâna electromagnetică, prin electromagnetul E_M, ridică sabotul de pe tamburul T, aflat pe un arbore al maşinii – unelte, permiţând astfel acționarea maşinii. La întreruperea acţionării, deci şi a alimentării motorului M, frâna intră în proces de frânare a maşinii.

Dezavantajul schemei constă în faptul că, în poziţia de repaus a maşinii nu se poate realiza reglajul poziţional, maşina unealtă fiind blocată de frână.

ELEMENTE DE AUTOMATIZARE A MAŞINILOR – UNELTE

Sisteme de comandă automatizată

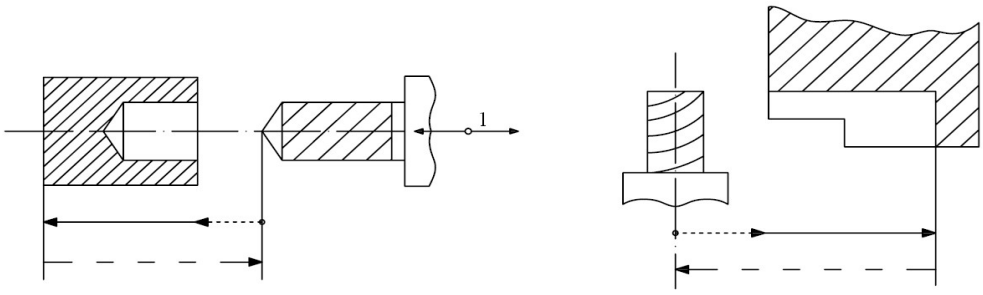
Asigură funcţionarea automată a maşinilor – unelte fără intervenţia operatorului, după un program prestabilit şi permit realizarea unui anumit ciclu de lucru (de prelucrare), care se repetă de câte ori este necesar.

Ciclu de lucru = complex de mişcări efectuat de organele de lucru şi de cele auxiliare, pentru executarea unei piese de configuraţie dată, mişcări care se repetă periodic.

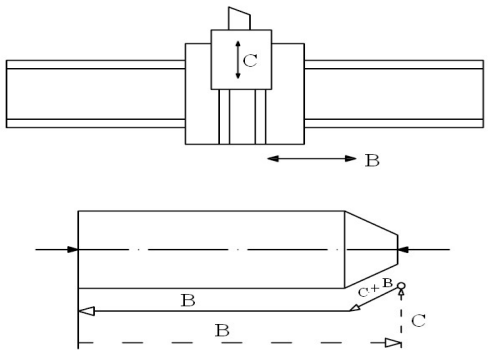
De obicei, ciclurile de lucru sunt de tip închis, adică la finalul ciclului fiecare organ de lucru revine în poziţia iniţială.

De asemenea, pot fi <u>simple</u> – mişcarea are loc după o singură direcţie, respectiv <u>complexe</u> – la care există porţiuni în care mişcările au loc pe două direcţii.

Un ciclu de lucru este compus din deplasări rapide şi mişcări de generare.



Cicluri de lucru simple



Ciclu de lucru complex

Dotarea maşinilor – unelte cu sisteme automate de comandă este o modalitate eficace de reducere a timpilor auxiliari şi de uşurare a efortului fizic depus de operatori.

Automatizarea poate fi realizată cu siteme specifice, care cuprind:

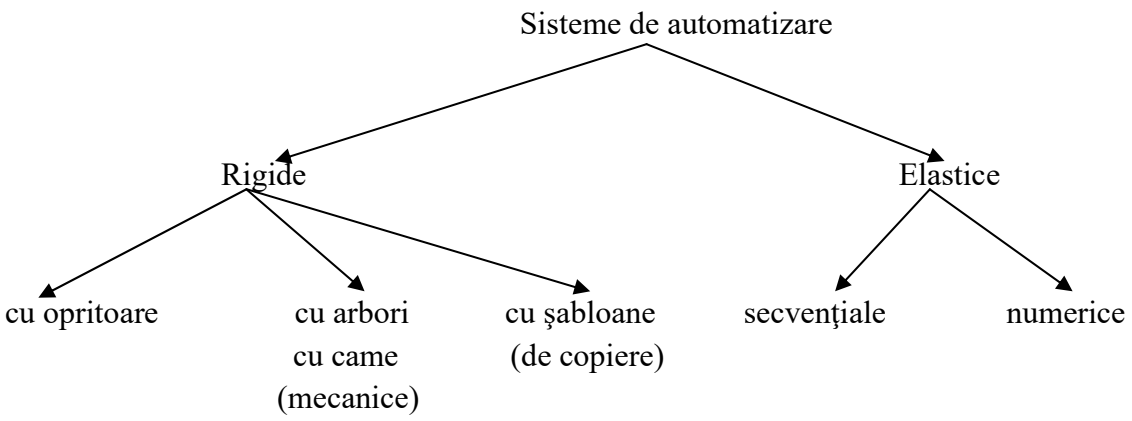
- limitatoare de cursă acţionate de opritoare;
- şabloane;
- arbori cu came;
- matrice cu fise;
- tamburi cu bile, cartele sau benzi perforate.

Sistemele care utilizează limitatoare de cursă, şabloane (sisteme de copiere) şi arbori cu came (sisteme mecanice) realizează o automatizare rigidă, respectiv fazele ciclului de lucru se execută într-o anumită ordine, în funcţie de construcţia maşinii şi profilul camelor sau şabloanelor.

Schimbarea succesiunii fazelor implică înlocuirea camelor sau şabloanelor, operaţie care presupune calculul, proiectarea şi execuţia altora, plus montare pe maşină, deci consum mare de timp. Din acest motiv, aceste sisteme sunt utilizate numai la maşinile – unelte care prelucrează piese de mare sau de masă.

Sistemele de automatizare pe baza de tamburi cu bile sau matrice cu fişe (sisteme de comandă secvenţială), benzi(cartele perforate – sisteme de comandă numerică)permit o automatizare elastică, prin schimbarea rapidă, cu cheltuilei minime, a ciclului de lucru. Aceste sisteme asigură atât automatizarea ciclului de lucru, cât şi modificarea parametrilor regimului de aşchiere (turaţie, avans, sens de rotaţie).

Clasificarea sistemelor de automatizare:



Alegerea unui anumit sistem de automatizare depinde de:

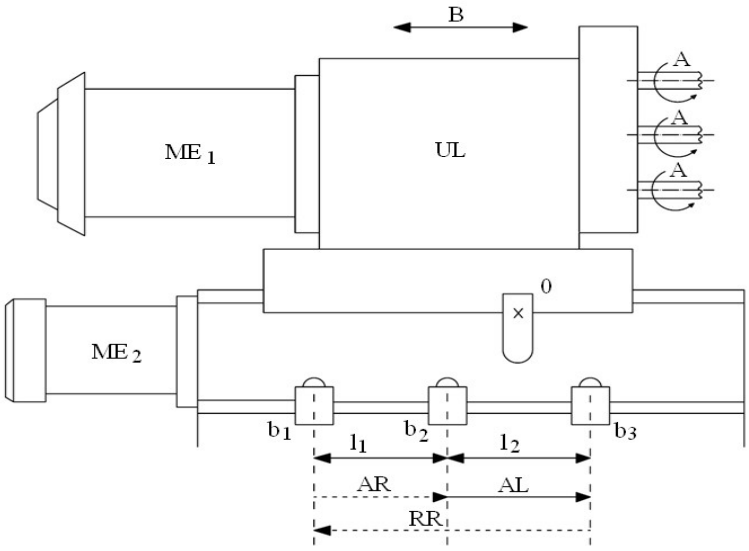
- procesul tehnologic care se execută pa maşinile – unelte;
- condiţiile de exploatare;
- cerinţele de economicitate;

Orice sistem de automatizare trebuie să răspundă următoarelor **cerinţe:**

- îndeplinirea cu precizie a comenzilor;
- sincronizarea deplasărilor din cadrul diferitelor cicluri de lucru;
- siguranţa maximă în exploatare;
- construcţie simplă;
- timp redus de reglare şi pregătire a programului;
- posibilitatea de programare a unui număr mare de funcţiuni (turaţii, avansuri).

Sisteme de automatizare cu opritoare

- se realizează cu ajutorul unor opritoare care acţionează limitatoare de cursă, electrice de obicei (pot fi acţionate şi hidraulic sau pneumatic); sunt utilizate la maşini – unelte agregat, linii automate, unele strunguri şi maşini de frezat.



Sistem de comanda cu limitatoare electrice de cursa

Unitatea de lucru – UL – trebuie să execute următorul ciclu de lucru:

- AR – apropiere rapidă;
- AL – mişcare de avans de lucru;
- RR – retragere rapidă.

Trecerea de la o fază la alta a ciclului de lucru se realizează la acţiunea limitatorului de cursă b_1, b_2, respectiv b_3 de către opritorul O, fixat pe sania unităţii de lucru, ceea ce va determina acţionarea unui cuplaj electromagnetic din structura unităţii de lucru.

Reglarea distanţelor l_1 şi l_2 se realizează prin deplasarea limitatoarelor b_1 – b_3 în canale speciale, executate pe batiul maşinii. De obicei, limitatoarele sunt poziţionate în aceeaşi carcasă, iar pe unitatea de lucru sunt fixate trei opritoare, deplasabile în canale longitudinale. Pentru trecerea de la o fază la alta se acţionează unul dintre limitatoare, care va comanda cuplarea/decuplarea unui cuplaj electromagnetic din structura unităţii de lucru.

Sisteme mecanice de automatizare cu came

- Sunt utilizate la majoritatea strungurilor semiautomate şi automate.
- Fac parte din categoria sistemelor de comandă rigide, centralizate, care asigură sincronizarea sigură şi precisă a tuturor fazelor şi operaţiilor ciclului de lucru.

Structural, se compun din următoarele elemente:

- elementul central de comandă, pe care se montează programul de desfăşurare a ciclului de lucru;
- organul de lucru (comandat);
- elemente de legătură.

Elementul central este de tip arbore de comandă, pe care se dispun came, de diferite forme şi dimensiuni, care constituie portprogramul maşinii – unealtă, stabilit în funcţie de mişcările necesare ale organului de lucru.

Sunt utilizate deseori mecanisme cu camă plană cu mişcare de translaţie, cu camă discontinuă sau cilindrică, al căror tachet are mişcare de oscilaţie sau de translaţie. Programul de lucru este determinat de profilul camelor, de poziţia reciprocă a acestora şi de viteza lor de rotaţie sau de deplasare.

De cele mai multe ori, camele nu reprezintă numai purtătorul de program, ci pot avea şi rol de execuţie al circuitelor de automatizare, pentru că transmit impulsuri asupra receptorului sau pot face parte din lanţul cinematic de avans şi auxiliar.

Din punct de vedere structural, există trei tipuri de sisteme automate cu came:

I. **Automate din grupa I de structură** – care contin un singur ax cu came, în mişcare de rotaţie constantă.

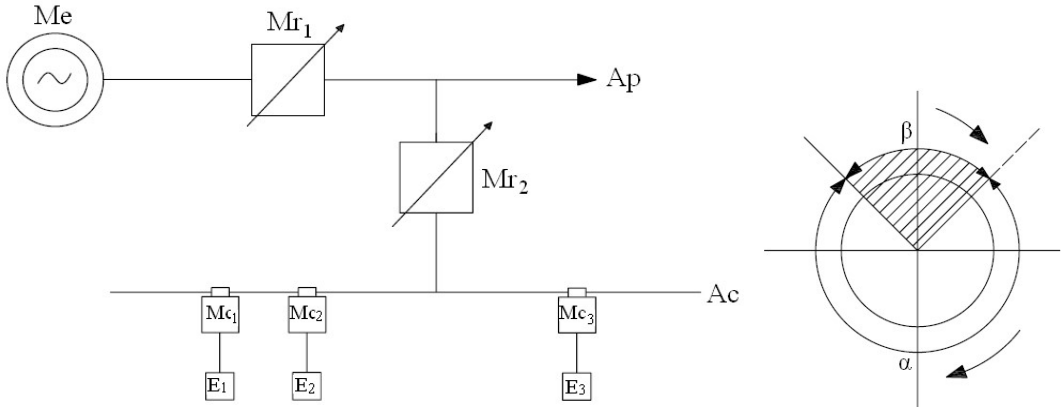
Mai includ:

M_e – motor electric de antrenare;

M_{r1} – mecanism de reglare a turaţiei arborelui principal AP(CV);

M_{r2} – mecanism de reglare a turaţiei axului cu came Ac şi odată cu acesta, a parametrilor mişcării de avans.

Mecanismele cu came M_{c1}, M_{c2}, ... transmit şi transformă mişcarea la elementele de execuţie E_1, E_2, E_3. Elementele de execuţie pot fi sănii port – piesă sau port – sculă cu mişcare de avans sau auxiliară.



Automat din grupa I

α – unghiul de rotaţie al axului cu came pe care se execută mişcarea de avans;

β – unghiul de rotaţie pentru mişcări auxiliare.

Coeficientul de productivitate: $\boldsymbol{\eta_I = 1 - \frac{\beta}{2\pi}}$

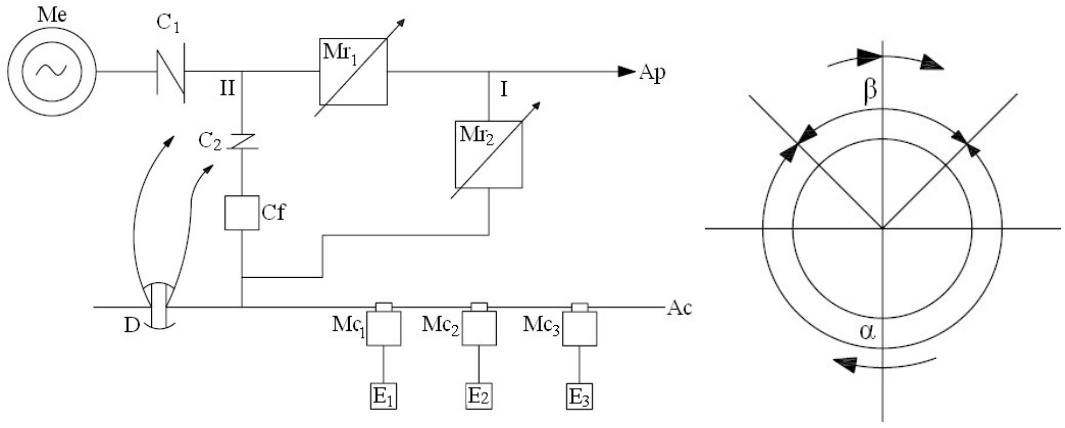
β - nu depinde de turaţia axului cu came => η_1 = ct la variaţii ale regimului de lucru

Productivitatea Q a automatului din grupa I, $Q = k \cdot \eta_I$, deci Q direct proporţională cu k (productivitatea ideală = $1/t_b$), astfel încât Q creşte liniar cu intensificarea regimului de lucru (panta = η_I).

II. **Automate din grupa II** – au un singur ax de came, dar cu viteze unghiulare diferite pe parcursul unui ciclu de prelucrare. Turaţia este mai mare în fazele corespunzătoare mişcării auxiliare, faţă de cea pentru mişcarea de avans.

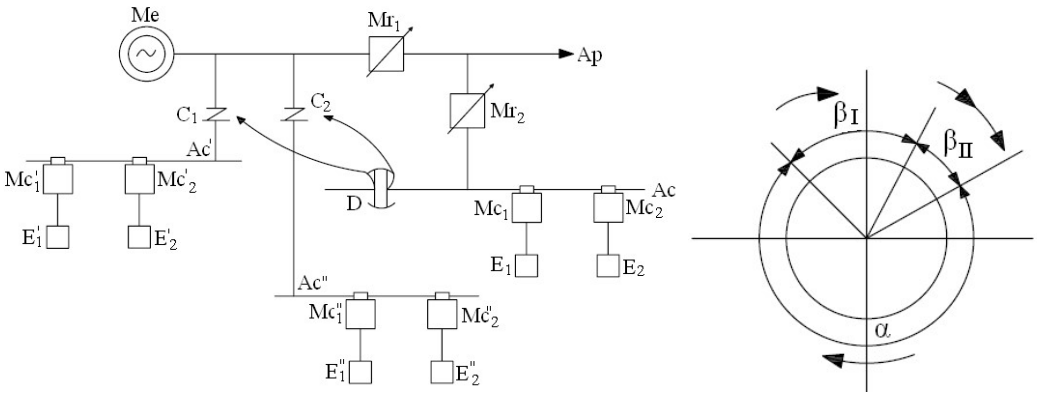
Axul cu came Ac poate primi mişcare de rotaţie de la lanţul cinematic I, reglabilă cu Mr_2, pe parcursul mişcării de avans, sau mişcare de rotaţie rapidă de la lanţul cinematic II, prin cupla de fugă c_f, pe durata mişcării de comandă şi auxiliară. Dintre mişcările de comandă au fost reprezentate cele date de discul cu came D, respectiv cuplările/decuplările cuplajelor C_1 şi C_2 pentru realizarea ciclului.

Timpul pentru mişcările auxiliare ciclice este constant (nu mai este dependent de intensificarea regimului de lucru, deci de variaţia timpului de bază) iar productivitatea $Q = \frac{1}{T} = \frac{1}{t_b + t_{ac}} = k\frac{1}{1+Kt_{ac}} = k\eta_{II}$ $k = \frac{1}{t_b}$ - productivitatea ideală, Q variază cu k după o curbă.



Automat din grupa II

III. **Automate din grupa III** – cuprind două sau trei axe cu came; unul cu turaţie reglabilă, prin $M_{(2)}$ pe care sunt programate mişcările de avans şi unele mişcări auxiliare şi de comandă. Axele secundare Ac′ şi Ac″ au turaţii constante şi sunt destinate numai mişcării auxiliare şi de comandă, care se execută odată sau de mai multe ori într-un ciclu. Comanda intrării în funcţie a axelor secundare se face de la primul Ac prin discul D.



Automat din grupa III

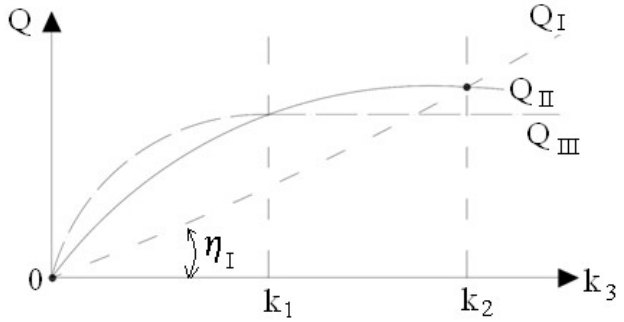
Mişcarea auxiliară şi de comandă concentrate la axul de came sunt dependente de reglajul Mr_2, deci de intensificarea regimului de aşchiere; mişcări concentrate la axele cu came secundare se execută pe durate fixe de timp, deci nu depind de regimul de aşchiere.

Timpul total pentru o piesă $T = t_b + t_{al} + t_{all}$

t_{al} – depinde de reglajul lanţului cinematic de lucru;

t_{all} – constant.

Productivitatea $Q = \frac{1}{T} = k \cdot \eta_I \cdot \eta_{II}$



Pe baza acestei reprezentaţii a curbelor de productivitate funcţie de productivitatea ideală k se poate alege sistemul automat cu structura necesară pentru prelucrarea unei anumite piese în condiţii optime de productivitate. Pentru:

k € (0, k_1) → productivitatea maximă se obţine prelucrând piesa pe un automat din grupa II;

k € (k_1, k_2) → Q_{max} se obţine pe automate din grupa III;

k > k_2 (piese mici şi simple cu timpi de aşchiere mici, deci k mare) Q_{max} este asigurat pe automate din grupa I.

Sisteme de comandă secvenţială

Sistem de comandă secvenţială - permite programarea pe secvenţe, în întregime sau parţial, a ciclului de lucru al maşinii – unealtă, a parametrilor regimului de aşchiere şi a schimbării sculei.

La aceste sisteme, mărimea deplasării săniilor în cursele de gol sau de lucru se reglează cu ajutorul unor came, care acţionează blocuri de limitatoare de cursă.

Există trei tipuri de sisteme de comandă secvenţială:

a'. Cu programare pe secvenţe;

b'. Cu programare pe cicluri elementare;

c'. Cu programare combinată

a'. Secvenţă = acea parte a ciclului de lucru în decursul căreia nu se produce nici o schimbare în funcţionarea organului de lucru comandat.

Ex: Constituie o secvenţă deplasarea saniei portcuţit, în direcţie longitudinală, cu o anumită viteză de avans, de la dreapta la stânga, pe o anumită distanţă.

b'. Ciclul elementelor = permite realizarea completă a unei operaţii (găurire, strunjire longitudinală, strunjire transversală):

- conţine atât mişcările de lucrum cât şi cele de deplasare rapidă;
- de obicei, într-un ciclu elementar sula revine în poziţia iniţială.

Un ciclu elementar se programează prin introducerea unei fişe sau a unei bile într-un locaş anumit de pe port program.

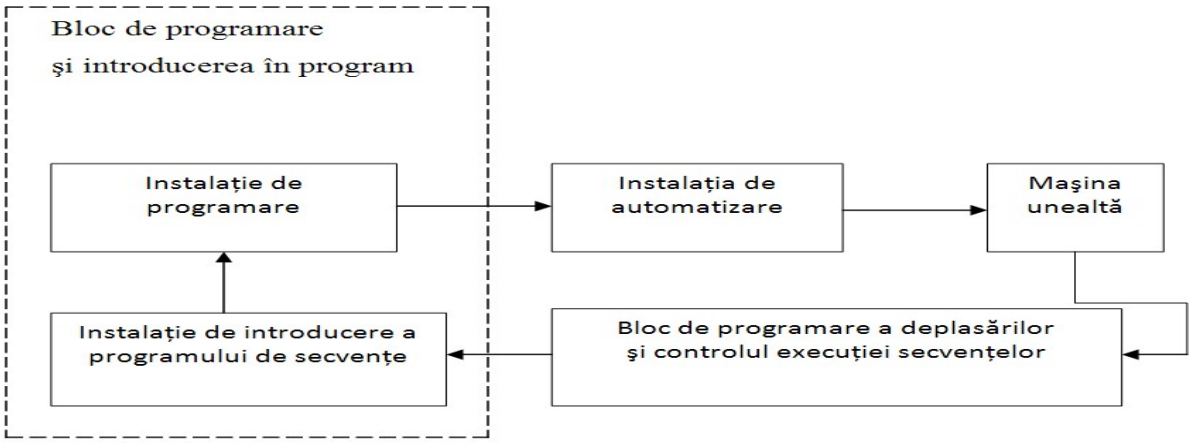
c'. Aceste sisteme combină programarea pe secvenţe cu programarea pe cicluri elementare.

Cele mai utilizate sisteme secvenţiale sunt cele de tipul a'. şi c'.

Un sistem de comandă secvenţială se compune din următoarele blocuri:

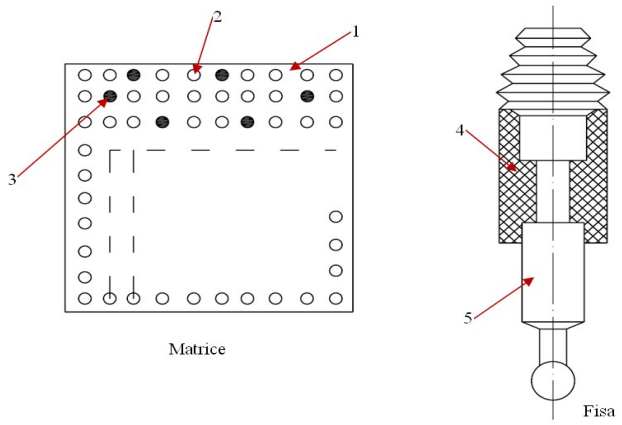
I. bloc de programare şi de introducere a programului, compus din instalaţia de programare şi instalaţia de introducere a programului pe secvenţe;

II. blocul de programare a deplasărilor şi controlul execuţiei secvenţelor



Schema bloc a sistemului de comanda secventiala

Instalaţia de programare – are rolul de a înmagazina programul pe secvenţe, sub formă de matrice cu fişe sau tamburi cu bile.

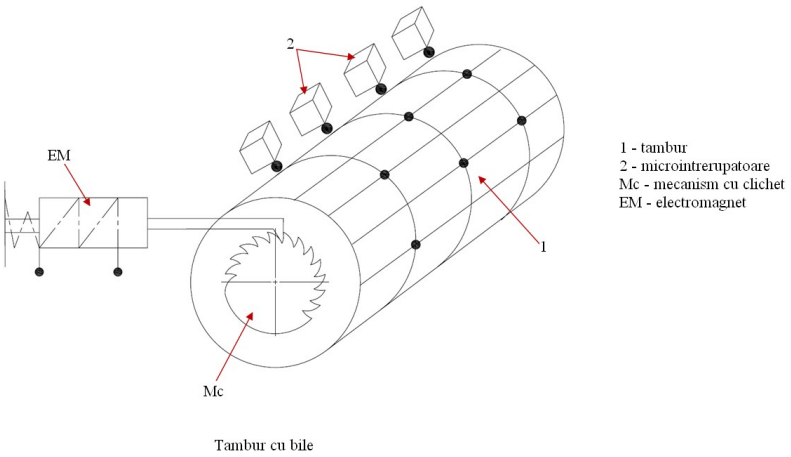


Matricea cu fişe este compusă din tabloul 1, pe care se găsesc orificiile 2, aşezate pe linii şi coloane, în care se pot introduce fişele 5. Tabloul este construit din material izolant. La introducerea unei fişe, se face legătura între linia şi coloana la intersecţia căreia se află orificiul respectiv. Fiecare linie a matricei reprezintă o secvenţă, iar coloanele permit programarea unor funcţii, ca: turaţie, avans, sens de rotaţie al arborelui principal.

Funcţiile se programează necodificat, codificat sau combinat. Codificarea se utilizează dacă este necesară programarea mai multor turaţii, avansuri sau poziţii ale sculelor. Se folseşte frecvent codificarea binară, care permite micşorarea numărului de linii sau coloane destinate programării unor funcţii (cu ajutorul a trei linii se pot programa 8 valori ale aceluiaşi parametru).

Introducerea fişelor în locaşurile matricei se realizează manual, cu sau fără ajutorul unei cartele perforate, de mărimea matricei. După perforare, cartela se aşează pe matrice, introducându-se apoi fişe prin orificiile perforate în cartelă.

Programarea se mai poate realiza cu tamburi, având orificii atât în lungul generatoarei, cât şi circular. În orificiile respective se introduc bile, care acţionează micro-întrerupătoarele 2, aşezate după generatoarea tamburului 1. După executarea unei secvenţe, tamburul se roteşte cu un pas, pentru a se citi datele din secvenţa următoare.



De exemplu, pe un tambur cu 32 canale circulare se pot programa mai multe funcţii, numărul maxim de secvenţe fiind 40. Unele funcţii (turaţie, avans, poziţia discului revolver) se codifică binar, iar altele (sens de rotaţie, strângere material) se programează necodificat. Pe un asemenea tambur se pot programa şi cicluri elementare pentru sprijinire longitudinală sau transversală.

Maşinile – unelte cu sisteme de comandă secvenţială au mecanisme pentru schimbarea automată a turaţiilor şi avansurilor, în conformitate cu programul. Astfel, lanţurile cinematice sunt prevăzute cu cuplaje electromagnetice iar în unele cazuri sunt antrenate de motoare asincrone cu două, trei sau patru turaţii.

La multe maşini – unelte turaţiile sunt grupate în trei, patru domenii. Trecerea de la un domeniu la altul se face manual, la începutul prelucrării, iar alegerea turaţiei necesare din domeniul respectiv se realizează prin sistemul de comandă.

Schimabarea sculelor se poate face manual sau automat. Frecvent, mai ales la strunguri cu comandă secvenţială scula se schimbă automat. În acest scop, strungul este prevăzut cu un cap revolver având capacitate de patru – opt scule. Dacă strungul este prevăzut cu disc revolver, numărul sculelor ajunge la 16.

Rotirea cu un pas unghiular a capului revolver pentru selectarea sculei se realizează cu lanţuri cinematice auxiliare special destinate, antrenate de motoare electrice indpendente. În cazul acţionării mecanice a acestui lanţ cinematic, mişcarea este preluată de la un lanţ cinematic existent pe maşina – unealtă, iar pentru rotire se foloseşte un mecanism cu clichet sau cruce de Malta, care asigură rotirea numai într-un sens.

Pentru alegerea sculei, conform programului, fiecare locaş din capul revolver capătă un număr, iar scula va avea numărul locaşului în care este introdusă, păstrându-şi această identitate pe toată durata prelucrării. Detectarea poziţiei capului revolver se face cu blocuri limitatoare de cursă.