

6. MEHANIZAM ZA POKRETANJE CEVI ORUDJA

Da bi se osa kanala cevi dovela u željeni položaj u prostoru na orudje se ugrađuju mehanizmi pokretanja i to:

- za navodjenje cevi u vertikalnoj ravni služi mehanizam za pokretanje po visini,
- za navodjenje cevi u horizontalnoj ravni služi mehanizam za pokretanje po pravcu.

U najvećem broju slučajeva konstrukcionih rešenja pokretanje po visini se vrši zakretanjem oscilirajućih delova orudja (cev sa trzajućim delovima i kolevkom) oko ose ramena kolevke, a pokretanje po pravcu okretanjem obrtnih delova orudja (gornji lafet sa svim oscilirajućim delovima) oko ose stožera.

Nezavisno od konstrukcije mehanizam za pokretanje treba da obezbedi:

- zadan dijapazon polja dejstva,
- neophodnu brzinu pokretanja,
- održavanje zauzetog položaja cevi,
- lako, ravnomerno i tačno pokretanje,
- potrebnu otpornost i krutost konstrukcije,
- visoku pouzdanost u različitim uslovima eksploatacije,
- jednostavnost konstrukcije za proizvodnju, remont i održavanje.

Uobičajena je klasifikacija mehanizama za pokretanje prema tipu poslednjeg elementa (u prenosnom lancu mehanizma) kojim se obezbeđuje okretanje ili podizanje cevi. Tako mehanizmi za pokretanje mogu biti:

- zavojni, kada je poslednji element zavojno vreteno;
- sektorski, kada je poslednji element zupčasti sektor, vezan za kolevku (u mehanizmu za pokretanje po visini) ili za donji lafet (u mehanizmu za pokretanje po pravcu);
- hidraulični, kada je poslednji element hidraulični cilindar.

Mehanizmi za pokretanje po pravcu su najčešće zavojni, a mehanizmi za pokretanje po visini sektorski. Hidraulični cilindri se široko primenjuju kod tenkovskih topova u sistemu za stabilizaciju u vertikalnoj ravni.

Mehanizam za pokretanje se dovodi u dejstvo:

- snagom čoveka (poslužioca orudja), odnosno ručnim dejstvom na točak mehanizma - to je mehanizam sa ručnim pogonom;

- primenom stranog izvora energije (akumulator, elektromotor, motor SUS) - to je mehanizam sa motornim pogonom.

Brodska i automatizovana zemaljska i protivavionska orudja imaju motorni pogon, kao osnovni, a ručni pogon kao pomoćni (za slučaj kvara na motornom pogonu). Mehanizam za pokretanje može da dobije kretanje od elektromotornog ili elektrohidrauličnog pogona. Pri korišćenju elektrohidrauličnog pogona mehanizam za pokretanje se stavlja u kretanje pomoću pogonskog motora, preko hidraulične pumpe ili hidrauličnog motora.

6.1. POLJA DEJSTVA, BRZINE I UBRZANJA POKRETANJA CEVI

Zahtevi za polje dejstva, brzine i ubrzanja pokretanja cevi definišu se na osnovu borbene namene orudja, brzine gadjanja i željenog manevra vatrom.

Na osnovu zahtevanog polja dejstva biraju se kinematske šeme mehanizama pokretanja, odgovarajuća konstrukciona rešenja mehanizma a takodje i opšta dispozicija lafeta.

Da bi se smanjila veličina netučene zone ispred orudja cevi se daje ugao depresije od $0,05 \text{ rad } (3^\circ)$ do $0,14 \text{ rad } (8^\circ)$. Veličina najveće elevacije zavisi od vrste i namene orudja. Kod tenkovskih i protivtenkovskih topova, koji su namenjeni za neposredno gadjanje na malim daljinama, najveća elevacija je $0,35 \text{ rad } (20^\circ)$ do $0,44 \text{ rad } (25^\circ)$; kod topova, koji su namenjeni za tučenje udaljenih ciljeva, ona je $0,75 \text{ rad } (43^\circ)$ do $0,87 \text{ rad } (50^\circ)$; haubice, da bi imale mogućnost tučenja preko tz. grebena zaklona, se projektuju sa najvećom elevacijom od $0,96 \text{ rad } (55^\circ)$ do $1,22 \text{ rad } (70^\circ)$.

Da bi se povećala borbeno efikasnost oruđja poželjno je da polje dejstva po pravcu bude što veće. Najbolje je, stoga, rešenje sa kružnim poljem dejstva. Međutim, sa povećanjem polja dejstva po pravcu konstrukcija lafeta postaje složenija, pa većina oruđja namenjenih za tučenje zemaljskih ciljeva ima ograničeno polje dejstva.

Zavisno od tipa lafeta veličine polja dejstva po visini i pravcu mogu biti realizovane prema sledećem tabelarnom pregledu:

	Tip lafeta		
φ, ψ	jednokraki	dvokraki	3 i 4-kraki (protivavionska oruđja)
φ_{min}	$(0 \div 14) \text{ rad}; (0 \div 8)^\circ$	$-(0,05 \div 0,14) \text{ rad}; -(3 \div 8)^\circ$	$-(0 \div 0,05) \text{ rad}; -(0 \div 3)^\circ$
φ_{max}	$(0,35 \div 1,22) \text{ rad}; (20 \div 70)^\circ$	$(0,44 \div 1,13) \text{ rad}; (25 \div 65)^\circ$	$(1,48 \div 1,92) \text{ rad}; (85 \div 110)^\circ$
ψ	$\pm(0,05 \div 0,09) \text{ rad}; \pm(3 \div 5)^\circ$	$\pm(0,42 \div 0,52) \text{ rad}; \pm(24 \div 30)^\circ$	$\pm 6,28 \text{ rad}; \pm 360^\circ$

gde su φ - ugao dejstva po visini,
 ψ - ugao dejstva po pravcu.

Pokretanje cevi kod većine vučnih oruđja, čija je osnovna namena tučenje ciljeva na zemlji, obezbeđuje se mehanizmima sa ručnim pogonom. Zbog ograničene snage poslužioca, koja pri dugotrajnom radu ne prelazi u srednjem 75 W do 150 W, brzine i ubrzanja pokretanja cevi kod tih oruđja su relativno male. Brzina pokretanja cevi pri ustaljenom režimu obično nije veća od 0,03 rad/s do 0,07 rad/s (1,5°/s do 4°/s), a ubrzanje u periodu zamaha pogona je 0,15 rad/s² do 0,21 rad/s² (8,5°/s² do 12°/s²).

Kod savremenih protivavionskih oruđja potrebno je da se, pravilnim izborom pogona (koji više nije ručni), obezbedi postizanje velikih brzina i ubrzanja pokretanja cevi, ali i vrlo malih brzina i ubrzanja, radi što boljeg kvaliteta praćenja cilja pri njegovom defileu i naletu u celom sektoru efikasnog dejstva topa. Najveće brzine pokretanja cevi su 1,6 rad/s do 2,1 rad/s (90°/s do 120°/s) a ubrzanja u periodu zamaha pogona čak do 3,5 rad/s² (200°/s²). Da bi se obezbedile ovako velike vrednosti za brzine i ubrzanja pokretanja cevi neophodna je primena motornog pogona.

Brodska orudja, namenjena za gadjanje ciljeva na vodi i kopnu, imaju kružno polje dejstva po pravcu, polje dejstva po visini od $-0,08 \text{ rad} (-5^\circ)$ do $0,79 \text{ rad} (45^\circ) \div 0,96 \text{ rad} (55^\circ)$, brzinu pokretanja cevi $0,70 \text{ rad/s} (40^\circ/\text{s})$ do $0,96 \text{ rad/s} (55^\circ/\text{s})$ i ubrzanja $0,96 \text{ rad/s}^2 (55^\circ/\text{s}^2)$ do $1,05 \text{ rad/s}^2 (60^\circ/\text{s}^2)$.

Brzina pokretanja odredjuje se uglovnom brzinom cevi u procesu njenog navodjenja na cilj i zavisi od namene orudja.

Ako je orudje namenjeno za gadjanje pokretnih ciljeva brzina pokretanja cevi zavisi od brzine cilja v , rastojanja do cilja D i ugla kursa γ (sl.34). Najveća ugaona brzina cevi, pri uglu kursa $\gamma = 90^\circ$, je

$$\omega = \frac{v_{\max}}{D_{\min}} \quad \dots \dots \dots (52)$$

Iz izraza (52) može da se odredi, pri poznatim veličinama ω i v_{\max} , minimalno rastojanje do cilja (poluprečnik "mrtve" zone) bliže od koga je nemoguće praćenje cilja.

Brzina pokretanja cevi orudja namenjenih za neposredno gadjanje pokretnih ciljeva zavisi od snage koja se troši za pokretanje i od momenta otpora kretanju cevi

$$\omega = \frac{N \cdot \eta}{M} \quad \dots \dots \dots (53)$$

gde su:

N - snaga na točku mehanizma za pokretanje

M - moment suprotstavljanja kretanju cevi, koji se odredjuje prema izrazu

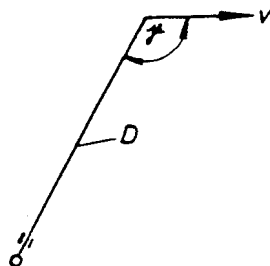
$$M = M_r = M_{\text{din}} + M_{\text{st}} = I \frac{d\omega}{dt} + M_{\text{st}} \quad \dots \dots \dots (54)$$

η - koeficijent korisnog dejstva mehanizma

M_r - moment otpora pri zamahu

$M_{\text{din}} = I \frac{d\omega}{dt}$ - dinamički moment (moment od sila inercije) koji se javlja u periodu zamaha

M_{st} - moment statičkih otpora (moment neuravnoteženja; trenja u ramenima kolevke, između gornjeg i donjeg lafeta i dr.)



SLIKA 34. Šema za određivanje brzine pokretanja cevi.

Prenosni odnos mehanizma pokretanja je

$$i = \frac{\omega_M}{\omega} \dots \dots \dots (55)$$

gde je: ω_M ugaona brzina točka mehanizma (odnosno motora) koja preko broja obrtaja u minuti n može da se odredi prema izrazu

$$\omega_M = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \frac{1}{s} \dots \dots \dots (56)$$

ili, ako se stavi da je $\pi = 180^\circ$

$$\omega_M = 6n \frac{^\circ}{s} \dots \dots \dots (57)$$

Pri ručnom pokretanju može da se ostvari $n_M = (90 \div 120) \frac{\text{obrt}}{\text{minut}}$.

Ako je ugaona brzina cevi ω zadata u stepenima na jedan obrt točka mehanizma⁽¹⁾, imajući u vidu da se kod orudja zemaljske artiljerije vertikalna brzina kretanja cevi nalazi u granicama $\omega = (0,5 \div 2)^\circ/\text{obrt}$ (horizontalna brzina je 1,5 do 2 puta veća), iz izraza (55) se dobija

$$i = \frac{\omega_M}{\omega} = \frac{360}{0,5 \div 2} = 720 \div 180 .$$

(1) za mehanizme sa ručnim pogonom u pitanju je ugaono pomeranje cevi za jedan obrt točka mehanizma, pa se ugaona brzina izražava u $^\circ/\text{obrt}$ umesto u rad/s ili $^\circ/\text{s}$.

6.2. POSEBNI ZAHTEVI ZA KONSTRUISANJE MEHANIZMA POKRETANJA

a) Mehanizmi pokretanja, pogotovu mehanizam za pokretanje po visini, treba da budu tako realizovani da cev bude samokočiva u zadatom položaju. Posebne konstrukcione mere treba da budu izvedene u mehanizmu za pokretanje po visini, jer moment neuravnoteženosti oscilirajućih delova teži da poremeti zauzeti položaj cevi, odnosno da joj obori zadatu elevaciju.

Primena zavojnih vretena i parova puž-pužno kolo se nagibom ugla zavojnice ne većim od 3° do 5° , uz ugradnju valjčastih ili kugličnih ležaja i specijalnih kočnica, omogućava samokočivost cevi u zadatom položaju.

Pri primeni hidrauličnih cilindara u mehanizmima pokretanja praktično je teško da se obezbedi apsolutna samokočivost cevi u zadatom položaju zbog mogućeg gubitka tečnosti kroz zaptivni sistem, a i zbog promene viskoznosti tečnosti pri promeni temperature.

b) Mehanizmi pokretanja treba da obezbede lako, ravnomerno i tačno navodjenje cevi.

Kod mehanizma sa ručnim pogonom bitno je da se realizuje lako navodjenje cevi. Sila na ručici točka za pokretanje se dobija iz izraza

$$M_M = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{N_M}{n_M} = P \cdot R \dots \dots \dots (58)$$

odnosno

$$P = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{N_M}{R \cdot n_M} \dots \dots \dots (59)$$

gde su:

M_M - moment na točku za pokretanje, Nm

N_M - snaga na točku za pokretanje, W

R - poluprečnik točka, m

n_M - broj obrtaja točka, ob/min

Ako se usvoji da je u periodu zamaha $N_M = 185 \text{ W}^{(1)}$
 $n_M = 120 \text{ ob/min}$ i $R = 0,15 \text{ m}$ dobija se $P = 100 \text{ N}$; pri ravnomernom

⁽¹⁾ delujući na ručicu, sa $n_M = 120 \text{ ob/min}$, čovek može da razvije snagu do 185 W ($0,25 \text{ KS}$) u periodu zamaha, odnosno 75 W ($0,1 \text{ KS}$) pri ravnomernom pokretanju.

c) Mehanička otpornost mehanizama pokretanja obezbeđuje se pri njihovom projektovanju racionalnim izborom konstrukcionih rešenja, pravilnim određivanjem sila i njima izazvanim naprezanjima u elementima mehanizama i izborom materijala odgovarajuće vrste i kvaliteta.

Svestranim razmatranjem svih faktora koji dejstvuju na mehanizam i pravilnom ocenom uslova u kojima rade podsklopovi i delovi mehanizma treba racionalno da se odrede koeficijenti sigurnosti pri proračunu otpornosti delova i izboru materijala. Na taj način mehanizam će biti optimalno projektovan sa stanovišta otpornosti, težine i cene koštanja.

Pri oceni uslova rada mora da se uzme u obzir da mehanizam treba da radi ne samo u uslovima statičkog već i dinamičkog opterećenja, pri visokim i niskim temperaturama, u nepovoljnim uslovima eksploatacije i čuvanja.

d) Pod pojmom krutost konstrukcije se, u najširem smislu, podrazumeva opterećenje koje može da izazove poremećaj zadane veličine u smeru dejstva opterećenja.

Iz mehanike je poznato da se veličinom krutosti određuje karakter oscilatornih procesa čiji je period oscilovanja:

$$\left. \begin{array}{l} \text{za linearne oscilacije} \\ T = 2\pi\sqrt{\frac{m}{C}} \\ \text{za ugaone oscilacije} \\ T = 2\pi\sqrt{\frac{I}{C}} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (62)$$

gde su:

m - masa

I - moment inercije mase

C - krutost; u prvom slučaju u $\frac{N}{m}$, u drugom u $\frac{Nm}{rad}$.

Iz izraza (62) je očigledno da sa porastom krutosti opada period oscilovanja.

→ Pri oscilacijama se javljaju dopunska inercijalna opterećenja na mehanizam koja treba uzeti u obzir pri pro-

računu otpornosti. Sa stanovišta otpornosti treba usvojiti optimalnu krutost kako se ne bi pojavila značajna inerciona opterećenja mehanizma. Međutim, povećanje krutosti uzrokuje povećanje gabarita i težine mehanizma. Krutost značajno utiče na samokočivost cevi i tačnost gadjanja, pa ocena krutosti ima izuzetan praktičan značaj. Ipak, treba reći, da za sada ne postoje pouzdane inženjerske metode za ocenu uticaja krutosti na tačnost gadjanja. Sa stanovišta otpornosti i krutosti nije poželjna krutost mehanizma pri kojoj se javlja rezonanca.

Krutost mehanizma u najvećoj meri zavisi od njegove kinematske šeme, od konstrukcije pojedinih delova, od materijala upotrebljenog za izradu delova, od tačnosti montaže mehanizma, zazora u sastavima i dr.

Kod hidrauličnih mehanizama krutost, osim navedenog, zavisi od zapreminskog koeficijenta sažimanja tečnosti, modula elastičnosti materijala cilindra, cevovoda i njihove dužine.

Teorijso određivanje krutosti je vrlo otežano. Stoga se ona kod postojećih konstrukcija određuje praktično, a za novoprojektovane se zadaje po analogiji sa postojećim i tačnije utvrđuje pri izradi modela rešenja.

e) Pouzdanost je sposobnost mehanizma da radi bez otkaza određeno vreme u određenim uslovima. Mehanizmi pokretanja treba pouzdano da rade u različitim uslovima eksploatacije, pa pri projektovanju treba posebna pažnja da se obrati na izbor konstrukcione šeme mehanizma, na uslove rada, karakter opterećenja i dr.

Da bi se sprečili mogući lomovi mehanizam treba da ima odgovarajuće spojnice, koji ga isključuju pri opaljenju metka ili pri kretanju. Mehanizam treba da ima, takodje, graničnike koji sprečavaju da se izvrši opaljenje metka ukoliko navodjenje cevi topa nije završeno. Pri oštećenju hidrauličnog sistema (prekid cevovoda) treba da se obezbedi ili automatsko zaustavljanje ili usporeno padanje cevi. Ukoliko je motorni pogon povezan sa ručnim točak mehanizma ručnog pogona ne sme da se vrti pri radu motora. To je uslovljeno ne samo pouzdanošću već i bezbednošću rada. Načelno, zavojni i sektorski mehanizmi su pouzdaniji.

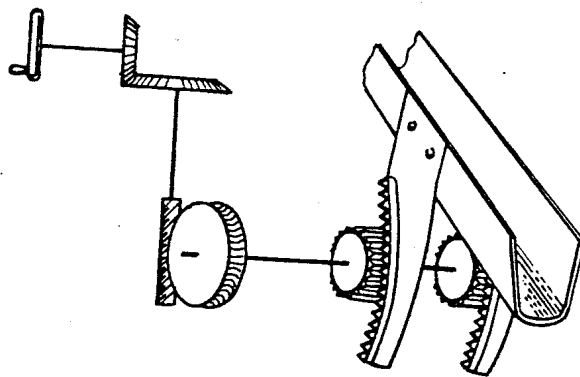
Konstrukcija mehanizma za pokretanje treba da bude prosta ali ne na uštrb drugih zahteva. Mehanizam treba da ima mogućnost jednostavnog regulisanja, da se sklapa i rasklapa bez primene složenih alata, da njegovo opsluživanje bude prosto u svim uslovima eksploatacije. Mehanizam ne sme da bude osetljiv na vatru protivnika.

Po konstrukciji najprostiji su zavojni, zatim sektorski pa hidraulični mehanizmi.

6.3. MEHANIZMI ZA POKRETANJE CEVI PO VISINI

6.3.1. KONSTRUKCIJA MEHANIZMA

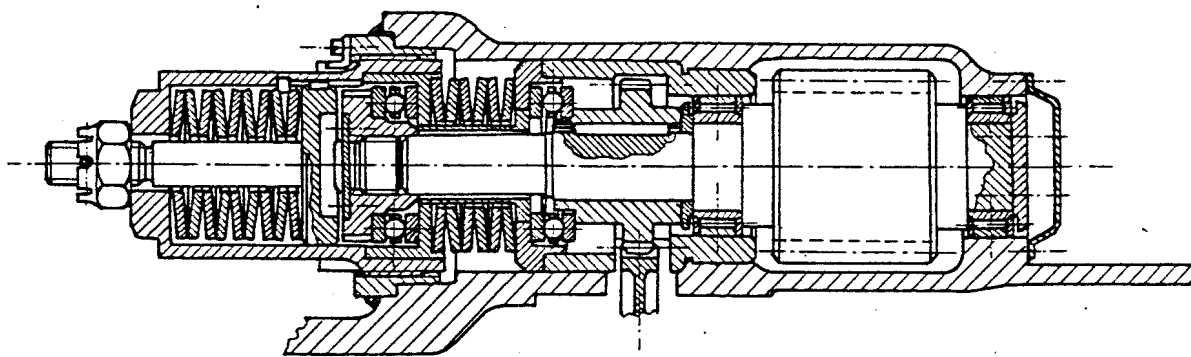
Najšire je primenjen sektorski tip mehanizma u kome se obrtno kretanje od pogona prenosi sistemom zupčastih parova. Zadnji par čine zupčanik elevacione osovine (koja je uložena u gornjem lafetu) i sektor (koji se najčešće vezuje za kolevku). Mesto ugradnje sektora na kolevku zavisi od opšte konfiguracije orudja i mogućeg smanjenja visine nišanske linije. Sektor se najčešće stavlja u ravan gadjanja da bi opterećenje ležaja na elevacionoj osovini i nosećih čaura gornjeg lafeta bilo ravnomerno. Redje, a pogotovu da bi se smanjila visina vatrene linije, sektor se vezuje bočno za kolevku. Da bi se izbegla velika opterećenja zuba zupčanika elevacione osovine i sektora primenjuje se mehanizam sa dva sektora (sl. 35).



SLIKA 35. Mehanizam za pokretanje po visini sa dva sektora.

U zavisnosti od opšte konstrukcije lafeta usvaja se spoljšanje ili unutrašnje sprezanje zupčanika elevacione osovine sa sektorom. Važna konstrukciona veličina je poluprečnik sektora. Njegovo povećanje je povoljno sa stanovišta povećanja tačnosti navodjenja (smanjuje se uglovno pomeranje oscilirajućih delova zbog zazora u sprezi zupčanika elevacione osovine sa sektorom i elastičnih pomeranja u delovima mehanizma) i smanjenja tangencijalne sile na zupčanic elevacione osovine, odnosno aksijalne sile na puž pri opaljenju metka. Sektor manjeg poluprečnika je povoljniji za ugradnju na orudje, pogotovu kada se zahteva mala visina vatrene linije.

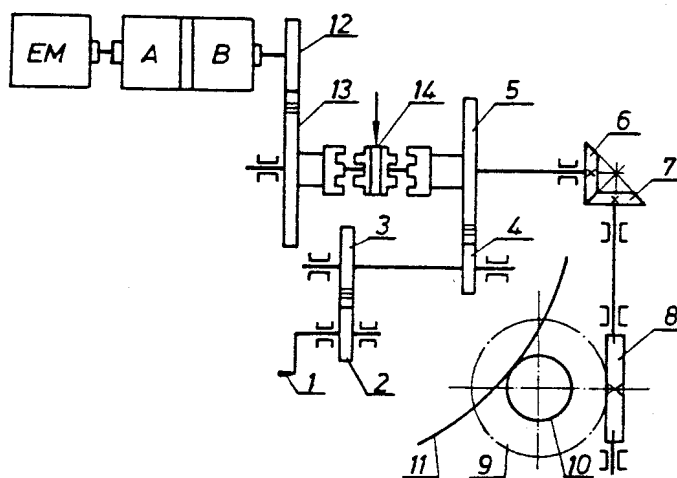
U sektorskom tipu mehanizma samokočivost cevi se obezbeđuje parom pužno kolo-puž. Da bi se izbegla prevelika opterećenja zuba pužnog kola (najčešće izradjenog od visokokvalitetne bronzne tvrdoće 200 do 220 HB) i puža (izradjenog od čelika) kod moćnih orudja se, ugradnjom amortizera od paketa tanjirastih opruga na vratilo puža, dopušta ugaono zakretanje pužnog kola odnosno aksijalno pomeranje puža pri opaljenju metka (aksijalno pomeranje iznosi 4 do 10 mm uz montažnu silu paketa tanjirastih opruga od 45000 N do 70000 N). Šire o drugim mogućim konstrukcionim rešenjima za obezbeđenje elemenata mehanizma od loma dato je u tački 6.4.1.



SLIKA 36. Amortizer puža u mehanizmu za pokretanje po visini.

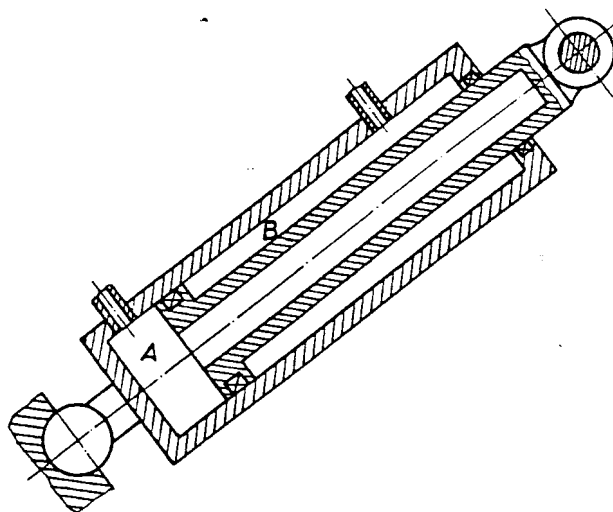
Da bi se smanjio uticaj momenta opaljenja i inercionog momenta oscilirajućih delova orudja elevaciona osovina treba da bude pravilno uležištena u gornjem lafetu, sa što kraćim rastojanjem oslonih tačaka i što kraćim prepustom osovine na čijem je kraju pužno kolo.

Specijalnom spojnicom 14 se uključuje jedan, odnosno drugi tip pogona.



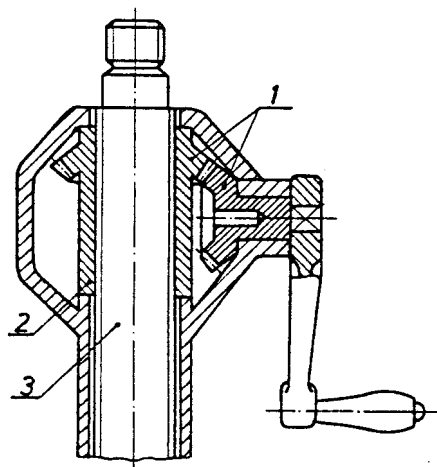
—

U hidromehaničkim mehanizmima se, kao poslednji i izvršni element, koristi hidraulični cilindar (sl. 38). Obično cilindar je šarnirno vezan za gornji lafet a klip, takodje šarnirno, za kolevku. Pod dejstvom pritiska klip menja položaj oscilirajućih delova orudja. Pri povećanju elevacije tečnost iz hidraulične pumpe dolazi u radni prostor A a iz prostora B ide u rezervoar. Pri smanjenju elevacije pumpa šalje tečnost u prostor B, koji postaje radni, a iz prostora A tečnost ide u rezervoar. Da bi konstrukcija bila kompaktnija može se realizovati cilindar sa teleskopskim klipom. Oscilirajući delovi orudja se drže na zadatoj elevaciji pomoću hidrauličnih kočnica.



SLIKA 38. Hidraulični mehanizam za pokretanje po visini

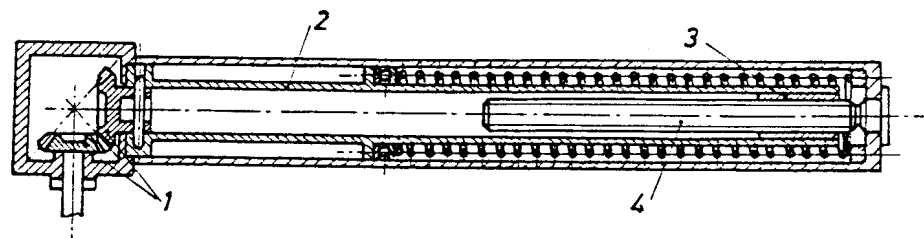
Zavojni mehanizam za pokretanje po visini (sl.39) se koristi kod minobacača. Okretanjem ručice, preko koničnog para zupčanika pokreće se vreteno (3). Krećući se duž svoje ose, u telu mehanizma vezanom za dvonožni lafet, vreteno podiže ili spušta nosač mehanizma pravca, ogrlicu sa amortizerima i cev.



SLIKA 39. Zavojni mehanizam za pokretanje po visini

Da bi se olakšalo pokretanje oscilirajućih delova orudja zavojni mehanizam može da bude realizovan zajedno sa opružnim izravnjačem (sl. 40). Okretanjem ručice, preko koničnog para zupčanika kretanje se prenosi na unutrašnju cev (2) sa navrtkom (3), koja se aksijalno pomera duž nepokretnog vretena (4). Krećući se gore ili dole, u odnosu na spoljnu cev, unutrašnja cev daje cevi minobacača željenu elevaciju. Pri većim

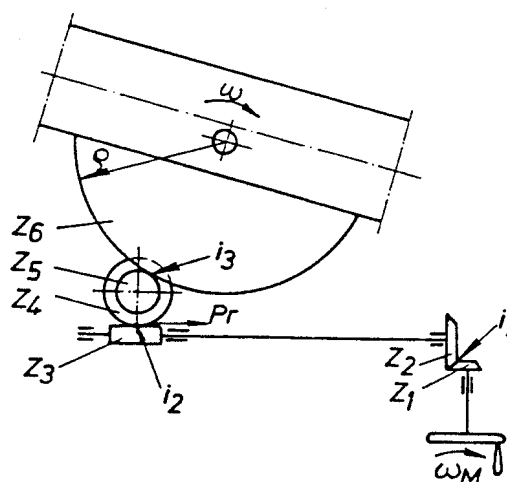
elevacijama opruga izravnjača je rasterećena a pri manjim sabijena i tako kompenzira dejstvo sile težine oscilirajućih delova orudja.



SLIKA 40. Zavojni mehanizam za pokretanje po visini sa opružnim izravnjačem.

6.3.2. PRORAČUN MEHANIZMA SEKTORSKOG TIPRA

Šema sektorskog mehanizma je prikazana na sl. 41.



SLIKA 41. Šema sektorskog mehanizma

Ukupni prenosni odnos mehanizma po prikazanoj šemi je

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \quad (63)$$

odnosno

$$i = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5} \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \quad (64)$$

gde su:

i_1, i_2, i_3 - prenosni odnosi odgovarajućih zupčastih parova

z_1, z_2, \dots, z_6 - broj zuba odgovarajućeg zupčanika (z_3 je broj redova puža)

Ukoliko je zadata neophodna ugaona brzina cevi ω prenosni odnos i se određuje prema izrazu (55), pri čemu se ugaona brzina točka mehanizma određuje prema izrazu (56). Na osnovu tako određenog prenosnog odnosa određuju se prenosni odnosi i brojevi zuba odgovarajućih zupčanika.

Proračun koraka i modula zuba sektora i zupčanika elevacione osovine vrši se, na osnovu sile $U_{\max} \cdot \cos \alpha$ koja na zube deluje pri opaljenju metka (videti izraz (10)), a koristeći formule opšteg mašinstva za proračun zupčastih prenosa.

Parametri pužnog kola i puža (korak t , modul m i broj zuba) određuju se na osnovu sile koja se određuje prema izrazu

$$P_r = U_{\max} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{z_5}{z_4} \dots \dots \dots (65)$$

Uopšte, sila na zubima bilo kog para zupčanika može se odrediti na osnovu veličine momenta koji deluje na vratilo na kome je taj zupčanik

$$M_i = \frac{M_{vm}}{i'} \dots \dots \dots (66)$$

gde su:

M_i - momenat na i -tom vratilu

M_{vm} - momenat na bilo kom vodećem zupčaniku

i' - prenosni odnos od vodećeg do razmatranog zupčanika.

Ako se zna korak t može se naći broj zuba sektora na punom krugu prema

$$z_6 = \frac{2 \pi \cdot \rho}{t} \dots \dots \dots (67)$$

gde je ρ - poluprečnik podeonog kruga sektora.

Potreban broj zuba sektora je

$$z_s = \frac{\Delta \varphi}{180} \cdot \frac{\pi \cdot \rho}{t} + 2 \dots \dots \dots (68)$$

gde je $\Delta \varphi$ - ugaono polje dejstva po visini od φ_{\min} do φ_{\max} .

Po analogiji sa (67) nalaze se brojevi zuba na ostalim zupčanicima. Da bi se obezbedila samokočivost usvaja se jednodredi puž $z_3 = 1$. Tada je ugao nagiba zavojnice $\alpha = (3,0 \div 4,5)^\circ$.

Koeficijent korisnog dejstva η celog mehanizma određuje se kao proizvod koeficijenata korisnog dejstva svih spregnutih zupčanika i ležaja, pri čemu je

$$\eta = 1 - 0,2 f \quad - \text{ za cilindrične zupčanike}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho_t)} \quad - \text{ za pužni prenos}$$

$$\eta = 0,95 \quad - \text{ za klizne ležaje}$$

$$\eta = 0,99 \quad - \text{ za kotrljajuće ležaje}$$

Za sektorski mehanizam sa pužnim prenosom koeficijent korisnog dejstva nije veći od $0,24 \div 0,40$.

Sila na ručici točka mehanizma u periodu zamaha može da se odredi prema izrazu (60), korišćenjem još izraza (54) i (90).

$$P_{\text{ruč}} = \frac{1}{\eta \cdot i \cdot R} \left(\frac{I_k \cdot \pi \cdot n_M}{30 \cdot i \cdot t_r} + M_{\text{st}} \right) \dots \dots \dots (69)$$

a u periodu ravnomernog kretanja

$$P_{\text{ruč}} = \frac{M_{\text{st}}}{\eta \cdot i \cdot R} \dots \dots \dots (70)$$

gde su:

$M_{\text{st}} = \Delta M + M_{\text{tr}}$ - moment statičkih otpora koji deluje na oscilirajuće delove orudja

ΔM - moment neuravnoteženosti oscilirajućih delova orudja

$M_{\text{tr}} = f \cdot \frac{d}{2} \cdot S_{\text{max}}$ - moment trenja u ramenima kulevke

S_{max} - reakcija gornjeg lafeta na ramena kulevke koja se određuje po izrazu (11) za slučaj kada je $R = 0$.

I_k - moment inercije oscilirajućih delova orudja u odnosu na rame kulevke

t_r - vreme zamaha.

Da bi se odredilo vreme zamaha pretpostaviće se da se zamah ostvari za $1/4$ obrta i da je brzina okretanja točka $n_M = (90 \div 120) \frac{\text{obrti}}{\text{minut}} = (1,5 \div 2) \frac{\text{obrti}}{\text{s}}$. Tada je vreme zamaha $t_r = (\frac{1}{6} \div \frac{1}{8}) \text{ s.}$

Veličina sile na točku pri ravnomernom kretanju treba da je 30 do 40 N, a u periodu zamaha 70 do 80 N.

Pri određivanju momenta inercije oscilirajućih (ili obrtnih) delova orudja konstrukciju treba rasčlaniti na figure prostog geometrijskog oblika, čiji su momenti inercije i položaji središta masa tablično poznati. Tada se moment inercije oscilirajućih (obrtne) delova u odnosu na obrtnu osu određuje prema izrazu

$$I_x = \sum_{i=1}^{i=n} I_{i0} + \sum_{i=1}^{i=n} M_i y_i^2 \quad (71)$$

gde su:

I_{i0} - moment inercije i-te figure u odnosu na njeno središte masa

M_i - masa i-te figure

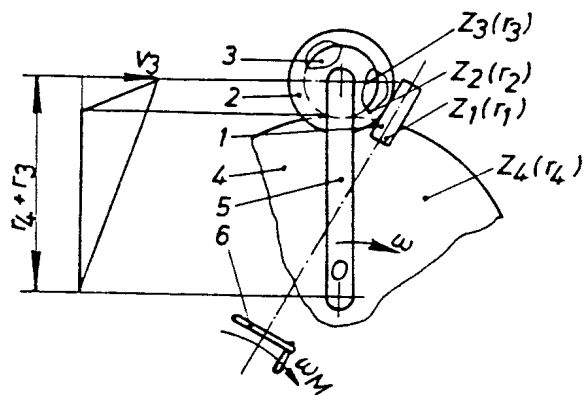
y_i - rastojanje od središta mase i-te figure do obrtne ose

U sektorskim mehanizmima za pokretanje cevi po visini sektor je pokretan po visini. Izuzetno, ima konstrukcija u kojima je sektor nepokretan (ugradjen na gornji lafet). Kod orudja zemaljske i PA artiljerije često se primenjuje sektorski mehanizam za pokretanje po pravcu u kome je, po pravilu, sektor nepokretan (ugradjen na donji lafet). Šema takvog mehanizma je prikazana na slici 42. Konstrukciona osobenost ovakvog mehanizma, da se točak mehanizma (6), sa gornjim lafetom (5), pužem (1), pužnim kolom (2) i zupčanicom (3) vrte ugaonom brzinom ω oko ose stožera, prouzrokuje specifičnost pri proračunu prenosnog broja mehanizma.

Prenosni odnos se može odrediti pomoću plana brzina. Brzina v_3 može da se odredi pomoću ω i ω_M .

U odnosu na osu stožera

$$v_3 = (r_3 + r_4) \omega \quad (72)$$



SLIKA 42. Šema sektorskog mehanizma za pokretanje po pravcu.

a u odnosu na sopstvenu osu

$$v_3 = r_3 \cdot \omega_3 \quad (73)$$

Kako je

$$\omega_3 = \frac{\omega_M}{i_p} = \omega_M \frac{z_1}{z_2} \quad (74)$$

gde je $i_p = \frac{z_2}{z_1}$ - prenosni odnos pužnog prenosa.

Smenom (74) u (73) dobija se

$$v_3 = r_3 \cdot \omega_M \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad (75)$$

a kada se (72) podeli sa (75) i poluprečnici zamene brojem zuba dobija se (za $z_1 = 1$).

$$i = (1 + \frac{z_4}{z_3}) \cdot z_2 \quad (76)$$

Uočava se da je prenosni odnos mehanizma sa nepokretnim sektorom veći za broj zuba pužnog kola.

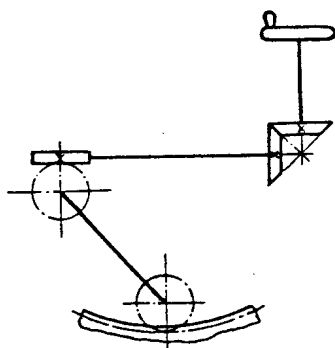
6.4. MEHANIZAM ZA POKRETANJE CEVI PO PRAVCU

6.4.1. KONSTRUKCIJA MEHANIZMA

Za pokretanje gornjeg lafeta sa svim oscilirajućim delovima po pravcu koriste se najčešće mehanizmi sa zupčastim

prenosnim parovima. Pri tome osnovni par čine, na telo donjeg lafeta ugrađen, zupčasti sektor (pri ograničenom uglu okretanja gornjeg lafeta) ili zupčasti venac (pri okretanju gornjeg lafeta za pun krug, odnosno 2π :n rad) i spregnuti zupčanik, uležišten u kućište gornjeg lafeta. U nekim izvedenim konstrukcijama osnovni par čine pužni sektor (ili pužno kolo) na donjem lafetu i puž u kućištu gornjeg lafeta. Pri okretanju gornjeg lafeta spregnuti zupčanik (puž) kotrlja se po nepokretnom zupčastom vencu (pužnom kolu).

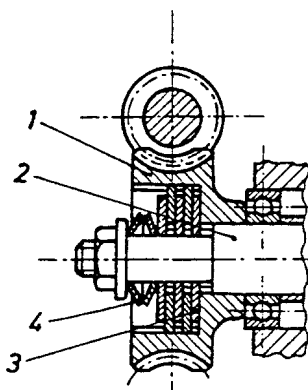
Zavisno od konstrukcije lafeta zupčasti sektor ili venac može da bude sa spoljašnjim ili unutrašnjim ozubljenjem. Poluprečnik podeonog kruga se određuje na osnovu sile, tražene tačnosti navodjenja i dimenzija lafeta. Da bi se ostvarila samokočivost, odnosno zadržavanje zauzetog smera cevi u toku gađanja, u sektorski mehanizam se obavezno uvode puž i pužno kolo. Ako mehanizam ima ručni i mašinski pogon kretanje prema samokočivom paru i dalje ka gornjem lafetu se vrši preko kinematskih lanaca svakog pogona posebno. U takvom slučaju mehanizam mora da ima spojnicu za isključenje jednog i uključanje drugog kinematskog lanca.



SLIKA 43. Mehaniizam za pokretanje po pravcu.

Elementi mehanizma za pokretanje po pravcu i visini a posebno pužni prenos, trpe povremeno velika inerciona opterećenja, pogotovu kada su mase obrtnih (ili oscilirajućih) delova velike. Analogna pojava se javlja pri oscilovanju tenkova, samohodnih i brodskih orudja. Da bi se izbegla prevelika opterećenja, koja mogu da izazovu lom delova, jedan od ele-

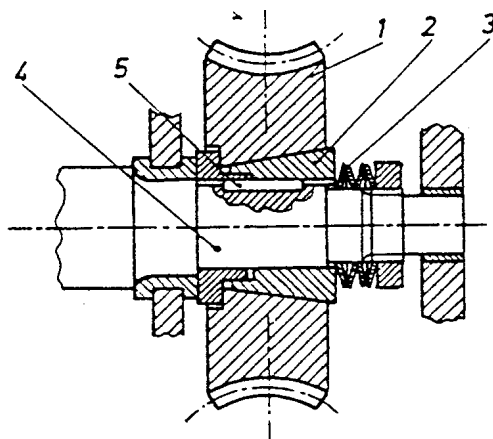
menata pužnog prenosa (bilo da se radi o mehanizmu pravca ili visine) se realizuje sa amortizerom koji obezbeđuje ili proklizavanje pužnog kola ili pomeranje puža. Vrlo je rasprostranjena konstrukcija pužnog kola sa proklizavajućim diskovima (sl. 44).



SLIKA 44. Pužno kolo sa proklizavajućim diskovima

Pužno kolo (1) slobodno okretno na vratili (2) vezano je sa njim pomoću paketa diskova (3). Deo diskova je žljebnom vezom spojen sa pužnim kolom, a drugi deo sa vratilom. Pomoću tanjirastih opruga (4) može se podesiti željena aksijalna sila, kojom se ostvaruje sila trenja u paketu diskova, odnosno ostvaruje se kruta veza u mehanizmu. Pri pojavi dopuštenih inercijalnih opterećenja nema relativnog kretanja između diskova, a kada su opterećenja veća javlja se proklizavanje među diskovima i na taj način se sprečava eventualno oštećenje delova mehanizma.

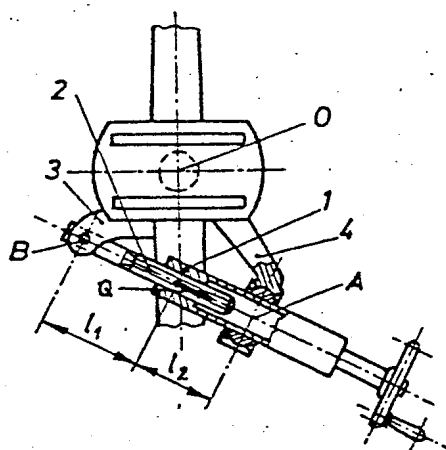
Na tenkovima i samohodnim orudjima primenjuju se konični frikcioni uređaji za proklizavanje pužnog kola (sl.45). Pužno kolo (1) spojeno je, dejstvom sile trenja, sa konusom (2), koga aksijalno potiskuju tanjiraste opruge (3). Pri normalnom opterećenju obrtanje pužnog kola i konusa se prenosi na vratilo (4) preko klina (5). Međutim, pri pojavi suviše velikih momenata nastupiće međusobno proklizavanje konusa i pužnog kola. U ovoj konstrukciji pogon savladjuje moment trenja na koničnoj površini, koji zavisi od sile opruge, ugla konusa i stanja tarućih elemenata.



SLIKA 45. Pužno kolo sa koničnim frikcionim uređajem.

Razmatrane konstrukcije pužnog kola (na sl. 44 i 45) su najčešće primenjene u mehanizmima za pokretanje po pravcu, dok su konstrukcije sa amortizerom puža (primer rešenja na sl. 36) najčešće primenjene u mehanizmima za pokretanje po visini.

Kod vučnih oruđja i minobacača, koji imaju mali sektor dejstva po pravcu, primenjuju se zavojni mehanizmi za pokretanje po pravcu (sl. 46). Osnovni prenosni par čine zavojno vreteno (2) i navrtka (1). U većem broju konstrukcija vreteno je vezano za donji lafet a navrtka za gornji lafet. Šarnirna veza navrtke dopušta joj da se okreće oko ose normalne na njenu uzdužnu osu, što je neophodno zbog promene položaja vretena u procesu navodjenja. Samokočenje mehanizma je obezbeđeno malim uglom zavojnice (mali ugao trenja).

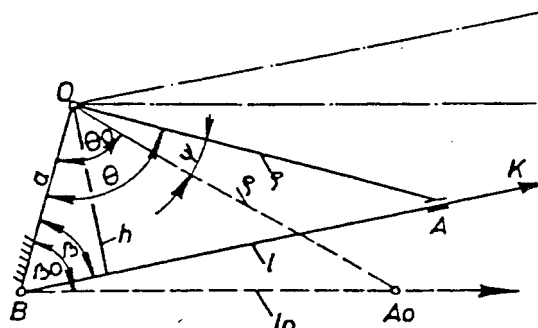


SLIKA 46. Zavojni mehanizam za pokretanje po pravcu.

6.4.2. PRORAČUN MEHANIZMA ZAVOJNOG TIPRA

Na slici 47 je prikazana kinematska šema zavojnog mehanizma za pokretanje po pravcu. Sa slika 46 i 47 se vidi da

pri promeni rastojanja $AB = l$ tačka A zajedno sa krakom konstantne dužine $AO = \varrho$, koji pripada gornjem lafetu, se kreće po luku. Na gornji lafet deluje sila K koja ostvaruje okretanje svih obrtnih delova orudja. Početni položaj mehanizma je prikazan isprekidanim a trenutni međjupoložaj punim linijama.



SLIKA 47. Kinematska šema zavojnog mehanizma za pokretanje po pravcu.

Iz $\triangle AOB$ se dobija

$$l^2 = a^2 + \varrho^2 - 2a \cdot \varrho \cdot \cos \theta \quad \dots \dots \dots (77)$$

Diferenciranjem leve i desne strane po vremenu dobija se

$$2l \frac{dl}{dt} = 2a \cdot \varrho \cdot \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \quad \dots \dots \dots (78)$$

U izrazu (78) $\frac{dl}{dt} = v$ je brzina izduženja kraka AB, koja može da se izrazi u obliku

$$v = S \frac{n_M}{60} \quad \dots \dots \dots (79)$$

gde je:

- S - korak zavojnice navrtke (vretena), m
- n_M - broj obrtaja ručice mehanizma, ob/min.

Imajući u vidu izraz (56), odnosno da je

$$n_M = \frac{30 \omega_M}{\pi}$$

dobija se

$$v = \omega_M \frac{S}{2\pi} \quad \dots \dots \dots (80)$$

Kako je $\frac{d\theta}{dt} = \omega$ ugaona brzina pokretanja cevi po pravcu izraz (78) može da se napiše u obliku

$$\omega_M \frac{S}{2\pi} = \omega \frac{a \cdot \ell}{l} \sin \theta \dots \dots \dots (81)$$

pa je prenosni odnos

$$i = \frac{\omega_M}{\omega} = \frac{2\pi a}{S} \cdot \frac{\ell}{l} \sin \theta \dots \dots \dots (82)$$

Iz ΔAOB , prema sinusnoj teoremi, je

$$\sin \theta = \frac{l}{\ell} \sin \beta, \text{ kao i } a \sin \beta = h,$$

pa je konačno prenosni odnos definisan izrazom

$$i = \frac{2\pi h}{S} \dots \dots \dots (83)$$

Analizom izraza (83) uočava se:

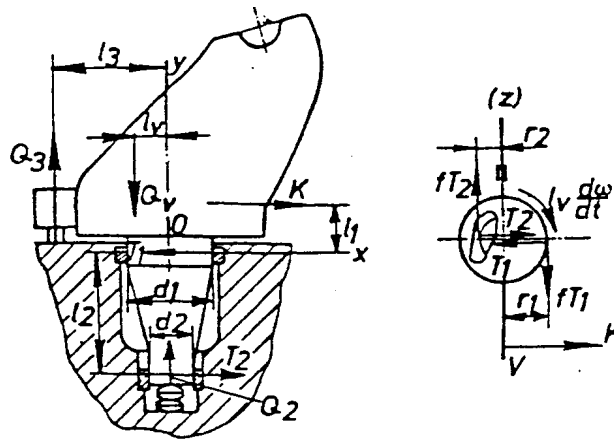
a) prenosni odnos je promenljiva veličina, a maksimalna vrednost se dobija pri $\beta = 90^\circ$; ukoliko je veći krak a i manji korak S utoliko je veća maksimalna i tekuća vrednost prenosnog odnosa;

b) ako je u početnom položaju vrednost $\beta_0 = 90$, pri pokretanju cevi ulevo i udesno prenosni odnos se smanjuje, tj. pri istom broju obrtaja točka mehanizma ugaona brzina pokretanja cevi raste u oba smera. Stoga, ako je to konstrukciono moguće, takav položaj mehanizma je najprihvatljiviji. Iz šeme se vidi da uslov $\beta = 90^\circ$ može da se ostvari kada je $\ell > a$;

c) ako je u početnom položaju $\beta_0 \neq 0$ pri pokretanju cevi udesno (kada raste ugao β) prenosni odnos u početku raste (ω se smanjuje) a zatim opada (ω raste), te to pogoršava ravnomernost pokretanja.

Ukoliko je mehanizam pokretanja ugradjen na lafet orudja sa izvesnim nagibom u odnosu na horizontalnu ravan, a to je u realizovanim konstrukcijama najčešći slučaj, prenosni odnos se određuje prema izrazu

$$i = \frac{\omega_M}{\omega} = \frac{\omega_M}{\omega_n \cos \alpha} = \frac{2\pi a}{S} \cdot \frac{\sin \beta_n}{\cos \alpha} \dots \dots \dots (84)$$



SLIKA 49. Šema sila koje deluju na gornji lafet pri pokretanju po pravcu

Da bi se uprostito proračun pretpostavlja se da je sila K paralelna sa silama T_1 i T_2 , pa se dobijaju sledeće jednačine ravnoteže (korišćene su oznake čije je tumačenje dato uz sl. 13):

$$\left. \begin{aligned} \sum F_x &= K + T_2 - T_1 = 0 \\ \sum F_y &= Q_2 + Q_3 - Q_v = 0 \\ \sum M_y &= K \cdot h - f T_1 r_1 - f T_2 r_2 - I_v \frac{d\omega}{dt} = 0 \\ \sum M_z &= T_2 l_2 + Q_v \cdot l_v - Q_3 \cdot l_3 - K \cdot l_1 = 0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (86)$$

Iz navedenih jednačina određuje se sila K

$$K = \frac{I_v \frac{d\omega}{dt} + f n_2 (Q_3 \cdot l_3 - Q_v \cdot l_v)}{h - f n_1} \dots \dots \dots (87)$$

gde su:

I_v - moment inercije obrtnih delova u odnosu na osu stožera

$$n_1 = r_1 + \frac{l_1}{l_2} (r_1 + r_2)$$

$$n_2 = \frac{r_1 + r_2}{l_2}$$

- konstante za usvojenu šemu gornjeg lafeta

U izrazu (86) promenljive veličine su ubrzanje u periodu zamaha $\frac{d\omega}{dt}$ i krak h u odnosu na osu stožera.

Najveća vrednost sile K je

$$K_{\max} = \frac{I_v \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{\max} + \hat{f} n_2 (Q_3 l_3 - Q_v \cdot l_v)}{h_{\min} - f n_1} \dots \dots \dots (88)$$

Ubrzanje se može odrediti sledećim postupkom. Ako se ugaona brzina cevi izrazi u funkciji broja obrtaja točka $\omega = \frac{\pi \cdot n_M}{30 \cdot i}$ i izvrši diferenciranje (pri tome se pretpostavlja da je u periodu zamaha $\frac{di}{dt} = 0$) dobija se

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi}{30 \cdot i} \cdot \frac{dn_M}{dt} \dots \dots \dots (89)$$

Smatraće se da je porast broja obrtaja točka u periodu zamaha t_r konstantan od nule do nominalne vrednosti, pa je

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{\max} = \frac{n_M}{30 \cdot i_{\min} \cdot t_r} \dots \dots \dots (90)$$

Da bi se odredilo vreme zamaha t_r pretpostaviće se da se zamah završi za 1/4 obrta točka i da brzina obrtanja točka odgovara $n_M = (90 \div 120) \frac{\text{ob}}{\text{min}} = (1,5 \div 2,0) \frac{\text{ob}}{\text{s}}$. Tada je vreme zamaha $t_z = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{8} \right) \text{ s}$.

Sila na ručici točka u periodu zamaha se može odrediti prema izrazu:

$$P_r = \frac{r_{sr}}{R} K_{\max} \operatorname{tg} (\alpha_z + \varphi_t) \dots \dots \dots (91)$$

gde su:

r_{sr} - srednji poluprečnik navoja vretena
 R - poluprečnik točka.

Sila na ručici pri ravnomernom kretanju sračunava se prema izrazu (91), ali pri tome veličina K_{\max} se sračunava prema izrazu (88) bez prvog člana u brojiocu (jer je $\frac{d\omega}{dt} = 0$).

Nagib vretena ne utiče bitno na promenu sile na točku mehanizma jer uporedo sa povećanjem sile zbog nagiba vretena za ugao η (sl. 48) za $\frac{1}{\cos \eta}$ puta se povećava prenosni odnos mehanizma čime se posredno smanjuje sila.

Za proračun elemenata mehanizma na otpornost merodavna je sila koja se javlja pri naglom zaustavljanju obrtnih delova. Pretpostavlja se pri tome da ukupna kinetička energija obrtnih masa prelazi u potencijalnu energiju elastične deformaci-

je elemenata mehanizma. Da bi se uprostio proračun usvaja se da su izloženi opterećenju, te se mogu deformisati, vreteno na dužini l_1 i navrtka na dužini l_2 (sl. 46), a da su svi ostali elementi mehanizma kruti. Vreteno i navrtka biće podvrgnuti istezanju (pri pokretanju ulevo) ili pritisku (pri pokretanju udesno) silom Q , koja se određuje iz navedenog uslova jednakosti kinetičke energije obrtnih masa i potencijalne energije deformacije vretena i navrtke

$$\frac{I_v \omega^2}{2} = \frac{Q^2}{2} \left(\frac{l_1}{E_1 F_1} + \frac{l_2}{E_2 F_2} \right) \dots \dots \dots (92)$$

pa je sila Q

$$Q = \sqrt{\frac{I_v \omega^2}{\frac{l_1}{E_1 F_1} + \frac{l_2}{E_2 F_2}}} \dots \dots \dots (93)$$

gde su:

- F_1, F_2 - površine poprečnog preseka vretena i navrtke
 E_1, E_2 - moduli elastičnosti vretena i navrtke.

Pri proračunu zavojnog mehanizma pokretanja, u konkretnom slučaju, prenosni odnos se određuje prema navedenim izrazima a sila K prema odgovarajućem izrazu koji će se odrediti u skladu sa šemom razmatranog mehanizma.

7. PODVOZAK

7.1. ZAHTEVI ZA PROJEKTOVANJE PODVOSKA

Savremena artiljerijska orudja treba da zadovolje postavljene taktičke zahteve i da se kreću velikom brzinom:

- 60÷70 km/h po dobrom (asvaltnom) putu,
- do 35 km/h po makadamskom putu,
- do 15 km/h van puteva.

Stoga se za projektovanje podvoska lafeta orudja postavljaju sledeći zahtevi:

- visoka prohodnost po putevima svih tipova i van puteva,
- visoka pokretljivost i ravnomernost pri kretanju,
- mehanička otpornost i zadovoljavajuća krutost konstrukcije,
- jednostavna, prikladna i pouzdana veza sa tegljačem (vučnim vozilom).

Pod prohodnošću se podrazumeva osposobljenost orudja i tegljača (vučnog vozila) za kretanje pri teškim putnim uslovima. Prohodnost se ocenjuje:

- veličinom sile vuče pri kretanju u različitim uslovima,
- mogućnostima orudja da savladjuje putne prepreke,
- stabilnošću orudja pri kretanju,
- stepenom usaglašenosti širine kolotraga sa vučnim sredstvima.

Sila vuče (sila na kuki vozila) pri kretanju orudja po terenu ili putu sa nagibom određuje se prema izrazu

$$T = Q_p \cdot g (\sin \alpha + f \cos \alpha) \dots \dots \dots (94)$$

gde su:

Q_p - masa orudja u marševskom položaju,

α - ugao nagiba puta (terena),

f - koeficijent trenja kotrljanja orudja koji zavisi od osobina tla i od tipa podvoska (točkaš ili gusenica); na primer, za podvozak sa točkovima koeficijent je:

- . (0,02÷0,05) - za put dobrot kvaliteta,
- . (0,05÷0,15) - za makadamski put,
- . (0,3÷0,4) - za blatnjav zemljani put, sneg i pesak.

U izrazu (94) prvi član je komponenta sile težine orudja a drugi komponenta sile otpora kotrljanja orudja. Uobičajeno je da se sila vuče određuje za ugao $\alpha = 25\div 30^\circ$, a zatim, kada se zna sila vuče određuje se vučno sredstvo.

Veličina vučne sile zavisi od relativnog opterećenja točkova q i od specifičnog pritiska na tlo p .

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{Q_p \cdot g}{2 b D} \\ p &= \frac{Q_p \cdot g}{2 F} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (95)$$

gde su:

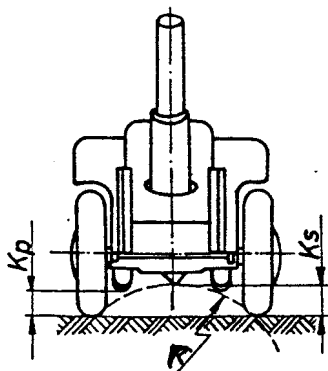
- b - širina pneumatika točka,
- D - prečnik pneumatika točka,
- F - površina otiska pneumatika na horizontalnom tlu.

Ukoliko su manje veličine q i p utoliko je veća prohodnost orudja. Preporučene vrednosti za q i p, u zavisnosti od mase orudja, su date u tabeli.

	Masa orudja u marševskom položaju			
	do 3 t	(3÷6) t	(6÷10) t	> 10 t
$q \frac{N}{cm^2}$	5,5	6,0	7,0	7,0
$p \frac{N}{cm^3}$	35	45	50	55

Mogućnost savladjivanja prepreka se karakteriše sledećim parametrima:

- klirens, visina od tla do najniže tačke orudja; izmeren na prednjem delu lafeta (izmedju točkova) je K_p , a na mestu ašova je K_s (sl. 50);

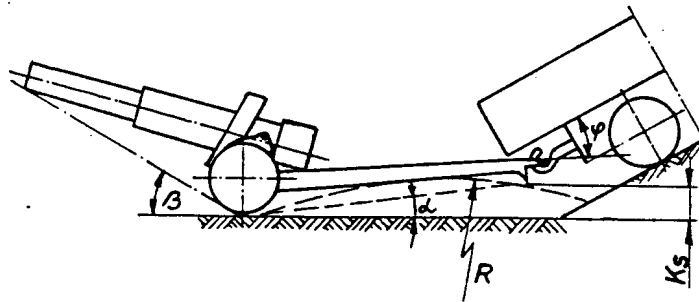


SLIKA 50. Skica za određivanje klirensa i poluprečnika poprečne prohodnosti

- poluprečnik poprečne prohodnosti r i poluprečnik uzdužne prohodnosti R (sl. 50 i 51) karakterišu profil uzvišenja

na tlu koje može da savlada orudje. Sa sl. 50 se vidi da visina uzvišenja može da bude veća od klirensa K_p ;

- prednji ugao prohodnosti β definiše veličinu prepreke koja može da bude savladana (bez udara cevi u prepreku) pri kretanju vučnog vozila unazad. Ugao se meri kada su orudje i vučno vozilo na horizontalnoj platformi a oko za vuču je vezano za kuku vozila. Na sličan način se definiše i zadnji ugao prohodnosti α ;



SLIKA 51. Skica za određivanje α , β , R , K_s i ψ

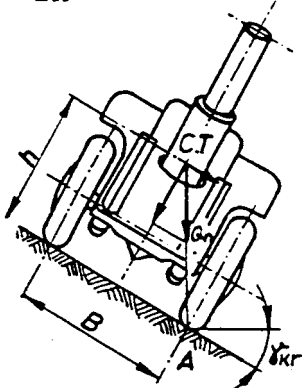
- ugao uzdužne gipkosti ψ pokazuje mogućnost zaokretanja kuke vučnog vozila u odnosu na krake orudja u vertikalnoj ravni; ugao poprečne gipkosti ψ karakteriše mogućnost odgovarajućeg zakretanja u horizontalnoj ravni koje se ocenjuje i minimalnim poluprečnikom zaokretanja koji zavisi od tipa vučnog vozila. Savremena orudja imaju $\psi = \pm 45^\circ$, $\psi = \pm 60^\circ$ za gusenične tegljače i $\psi = \pm 45^\circ$ za točkaška vučna vozila.

Osnovni kriterijumi (za navedene elemente) prohodnosti dati su tabelarno.

Masa orudja, t	Klirens, mm		Uglovi prohodnosti, °			Poluprečnici prohodnosti, m	
	K_p	K_s	α	β	r	R	
						bez prednjaka	sa prednjakom
do 3	320	300	20	30	1,0	2,2	3,0
3÷6	350	320	15	25	1,0	3,0	4,0
6÷10	350	320	15	25	1,2	3,0	6,0
> 10	350	320	15	25	3,5	3,5	10,0

Poprečna stabilnost orudja u vožnji karakteriše se granničnim (najvećim) uglom bočnog nagiba pri kome ne dolazi do prevrtanja orudja (sl. 52).

$$\gamma_{kr} = \arctg \frac{B}{2h} \dots \dots \dots (96)$$



SLIKA 52. Skica za određivanje graničnog ugla poprečne stabilnosti.

Izraz (96) se dobija iz uslova jednakosti momenta komponentata sile Q_p u odnosu na tačku A. Pri okretanju orudja javlja se sila inercije koja smanjuje stabilnost, odnosno smanjuje granični ugao bočnog nagiba. Da bi se uzela u obzir sila inercije desnu stranu izraza (96) treba pomnožiti sa koeficijentom $\epsilon = 0,3 \div 0,4$. Da bi se povećala stabilnost orudja treba povećati širinu kolotraga B i spustiti niže središte masa.

Širina kolotraga orudja i tegljača (vučnog vozila) treba da budu usaglašene; odnos ovih veličina je obično u granicama $0,95 \div 1,05$.

Visoka pokretljivost i ravnomernost pokretanja obezbedjena je primenom optimalno projektovanog sistema oslanjanja, pouzdanim učvršćenjem mehanizama kada je orudje u marševskom položaju, a to se pre svega odnosi na mehanizme za pokretanje i nišanske sprave.

Otpornost i vek trajanja lafeta zavise od uslova transporta a ne od gadjanja. Stoga je značajno da orudje poseduje racionalan sistem oslanjanja i točkove sa pumpanim pneumaticima, ukoliko to taktički zahtevi dopuštaju.

Pri oceni jednostavnosti, pouzdanosti i pogodnosti veze orudja sa tegljačem treba voditi računa o sili opterećenja na krajevima krakova lafeta i o broju poslužilaca koji su zaduženi za operaciju vezivanja orudja sa vučnim vozilom. Pretpostavlja se da jedan poslužilac može da podigne teret od 500 N.

Veličina sile opterećenja na krajevima krakova zavisi od kalibra i iznosi:

- 800 ÷ 1200 N, za sva orudja kalibra do 100 mm;
- 1250 ÷ 1500 N, za sva orudja kalibra 100÷122 mm;
- 1200 ÷ 3000 N, za haubice kalibra 122 ÷ 152 mm,
- 2000 ÷ 5000 N, za topove kalibra 122 ÷ 152 mm.

Sva orudja, a pogotovu orudja veće mase (> 3000 kg) treba da imaju putnu kočionu instalaciju, koja je najčešće pneumatska i kojom se komanduje iz vučnog vozila. Zavisno od vučnog vozila ona je kod modernih sredstava dvovoda, često dvovoda i jednovoda a redje samo jednovoda (kod starijih konstrukcija vozila i orudja). Pored toga, za manevar po vatrenom položaju i za zaustavljanje orudja na terenima sa nagibom na točkove orudja se ugradjuju ručne (parkirne) kočnice.