

DK 625.5—238

Priklapljanje vozil na vlečno vrv pri krožnih žičnicah s prižemko sistema »GIRAK«

JOŽE HLEBANJA

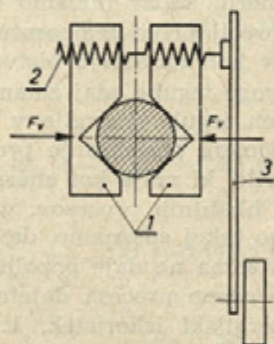
1. Uvod

V Jugoslaviji smo v zadnjih letih zgradili tri velike osebne dvovrvice krožne žičnice (Pohorje, Popova Šapka, Sljeme) in več tovornih žičnic, pri katerih se vozilo na postajah priklaplja in odklaplja od vlečne vrvi. V ta namen uporablja »Metalna«, tovarna konstrukcij in strojnih naprav v Mariboru, prižemke sistema »Girak«. Ta prižemka je sestavljena iz dveh čeljusti, ki se stisneta z vijakom (sl. 1), z levim in desnim navojem. Vijak dobiva vrtenje s posebno kulislo v vklopni steni. Pri tem se zastavlja vprašanje, kakšno obliko mora imeti kulisla v vklopni steni, da dobi vreteno potrebno hitrost, ter kako potekajo prečne deformacije vlečne vrvi, od katerih je odvisna pritiska sila čeljusti (F_v) prižemke na vlečno vrv. Pri avtomatičnem vklapljanju dobi vklopni vzvod določeno kotno hitrost ω in od nje odvisno kinetično energijo, ki se porabi za stiskanje vrvi. Zveza med kinetično energijo vklopnega vzvoda in pritiskno silo (silo v vretenu) je določena z naslednjo enačbo:

$$\int_0^q F_v \cdot dq = \frac{J \cdot \omega^2}{2} \cdot \eta_v \quad (1)$$

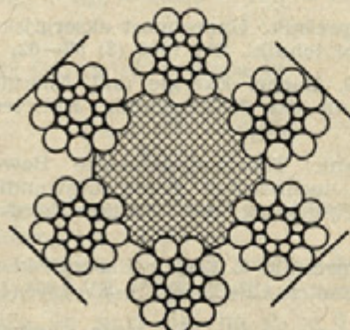
kjer pomenijo: F_v — pritiska sila čeljusti na vrv oz. silo v vijaku, q, dq — prečno deformacijo vrvi, J — masni vztrajnostni moment vklopne ročice, ω — končno kotno hitrost, ki jo doseže vklopna ročica, η_v — stopnjo izkoristka v vijaku.

Da gornjo enačbo lahko rešimo, moramo poznati zakonitost, po kateri se spreminja pritiska sila F_v v odvisnosti od prečne deformacije vrvi kakor tudi



Sl. 1. Shema prižemke

1 — čeljusti, 2 — vreteno z levim in desnim navojem, 3 — vklopna ročica

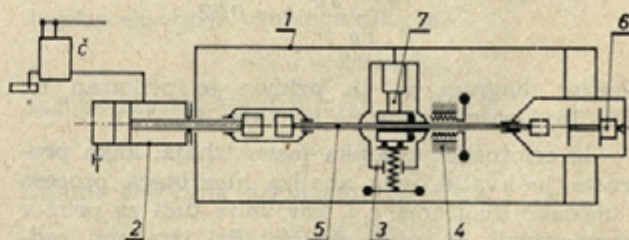


Sl. 2. Prerez vlečne vrvi

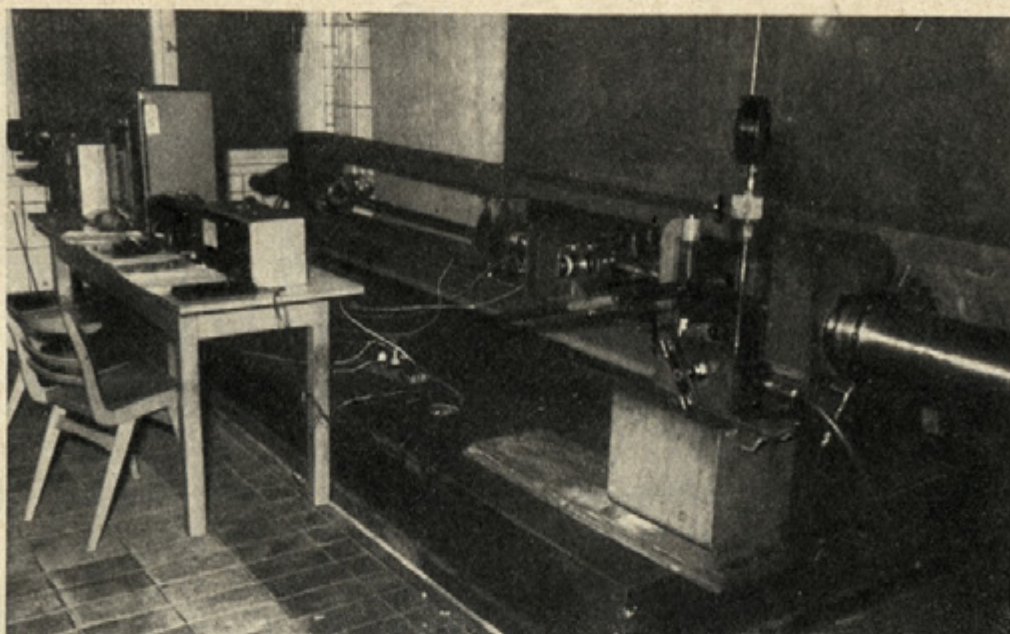
končno kotno hitrost vklopne ročice, ki je odvisna od oblike kulise. Iz tega izvirata dve ločeni nalogi, ki ju je treba rešiti, če želimo pravilno določiti prižemno silo. Ti dve nalogi sta določitev prečne deformacije v odvisnosti od prečnih in vzdolžnih sil ter določitev oblike kulise v vklopni steni.

2. Prečne deformacije vlečnih vrvi

Kot vlečna vrv pri dvovravnih krožnih žičnicah je običajno v rabi istosmerno vita pramenasta vrv konstrukcije Seale, kakršno v prerezu prikazuje slika 2. Vrv je sestavljena iz šestih pramenov po 19 žic, ki so oviti okoli konopljene duše. Prerez sam kaže preveč komplicirano sestavo, da bi se lotili računanja prečnih deformacij v odvisnosti od prečnih in vzdolžnih sil. Razen od vzdolžne in prečne sile je odvisna prečna deformacija in s tem stisk čeljusti tudi od oblike čeljusti, kar je nakazano na sliki 1. V tem primeru dobimo najenostavnejše uporabne rezultate s poskusom. Izdelali smo napravo, s kakršno lahko dosegamo in merimo v uporabnih mejah poljubno prečno in vzdolžno silo. Shemo te naprave kaže slika 3. Vzdolžno silo (do 20 Mp) dosegemo s tlačnim valjem, prečno pa z vretenom. Sile merimo z merilnimi trakovi, deformacije pa z mikrometri. Kot preskušane za dve seriji meritev smo izbrali jekleno vrv z označbo 26 B 200 GR OENORM M 9534, izdelek St. Egydier, kakršna je bila uporabljena za žičnico na Sljemeni pri Zagrebu. Naprava in merilna mesta so vidna tudi na slikah 4 in 5. Meritve smo izvajali za vzdolžne sile od 2 do 12 Mp s stopnjevanjem po 2 Mp, prečne sile pa od 500 do 7000 kp s stopnjevanjem po 500 kp. Da bi začetne vplive deformacij (deformacije pri majhnih silah) izločili, smo jih začeli meriti šele pri 500 kp. Rezultati teh meritev so razvidni iz diagramov na slikah 6 in 7, in sicer pomenijo polne črte stopnjevanje prečne sile pri konstantni vzdolžni sili, črtkane črte pa razbremenjevanje. Na sliki 6 so prikazane meritve na novi, še neuporabljeni vrvi, na sliki 7 pa so rezultati ponovljenih meritev na isti vrvi, se pravi, da je bila vrv poprej že stiskana. Z obeh slik se vidi, da ostanejo po razbremenitvi v prečni smeri znatne trajne deformacije, ki pa po razbremenitvi v vzdolžni smeri in ponovni obremenitvi v vzdolžni smeri izginejo. Če primerjamo rezultate prve in druge serije meritev, lahko spoznamo, da rezultati pri drugi seriji meritev glede na različne vzdolžne obremenitve veliko manj divergirajo kakor pri prvi. Iz tega se da sklepati, da se vpliv vzdolžnih sil na prečne deformacije z obratovno dobo vrvi manjša oz. da je vpliv vzdolžnih sil na prečne deformacije pri novih vrveh znatno večji kakor pri starih in že rabljenih vrveh, ki že dalj



Sl. 3. Shema naprave za merjenje prečnih deformacij
1 — ogrodje stroja, 2 — tlačni valj, 3 — prečni suport, 4 — vzdolžni suport, 5 — preskušane, 6 — merilna doza za vzdolžne sile, 7 — merilna doza za prečne sile



Sl. 4. Naprava za merjenje prečnih deformacij v Inštitutu za strojništvo

časa obratujejo. Brž je mogoče opaziti, da si krivulje, ki dajejo odvisnost prečnih deformacij, ne sledijo po velikostih vzdolžnih sil, kar lahko pripisujemo različni legi vrvi v čeljustih. Meritve so bile opravljene za to, da bi izključili vpliv trajnih deformacij — stalno na drugem mestu. Kljub temu pa te meritve pričajo, da vzdolžna sila vpliva na prečne deformacije jeklene vrvi, vendar postaja vrv po daljšem obratovanju manj občutljiva za prečne deformacije glede na vzdolžne sile.

Iz prakse vemo, da so pritiskne sile (F_v) v prižemkah med 2000 in 3000 kp. S slik 6 in 7* pa vidimo, da so krivulje, ki kažejo odvisnost med prečno in vzdolžno obremenitvijo v tem območju skoraj linearne. Ker imamo pri izračunu prižemne sile opraviti s trenjem, ki ni natanko določljivo, temveč ga lahko računamo le v določenih mejah, lahko brez večje napake imamo odvisnost prečne deformacije od pritiskne sile za linearno. Če se opremo na drugo serijo meritev, imamo pri prečni sili $F_v = 3000$ kp prečno deformacijo $\Delta q = 0,67 \dots 0,80$ mm. Iz tega izhaja konstanta prečne deformacije:

$$c = \frac{\Delta F_v}{\Delta q} = \frac{2500}{0,67 \dots 0,8} = 3700 \dots 3125 \text{ kp/mm.}$$

Tako dobljena konstanta prečne deformacije vlečne vrvi velja seveda samo za preskušeni tip vrvi. Z vpeljavo konstante prečne deformacije se da enačba 1 izraziti naslednje:

$$\int_0^q F_v \cdot dq = \int_0^q c \cdot q \cdot dq = \frac{c \cdot q^2}{2} = \frac{J \cdot \omega^2}{2} \cdot \eta_v$$

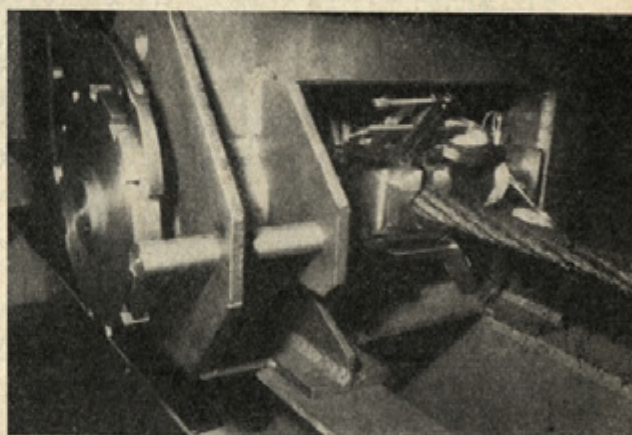
od tod pa izhaja vrednost za q :

$$q = \sqrt{\frac{J \cdot \omega^2}{c} \cdot \eta_v}$$

in

$$F_v = c \cdot q = \sqrt{c \cdot J \cdot \omega^2 \cdot \eta_v} \quad (2)$$

Pri posebni obliki čeljusti na prižemki (sl. 8), kakršna je uporabljena pri naših dvovrtnih krožnih žičnicah, je prižemna sila (torna sila), ki je odvisna od

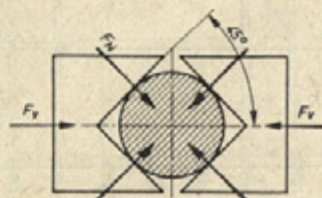


Sl. 5. Prečni suport in čeljusti pri merjenju

tornega koeficienta in upošteva z enačbo 2 podano pritiskno silo, določena z naslednjo enačbo:

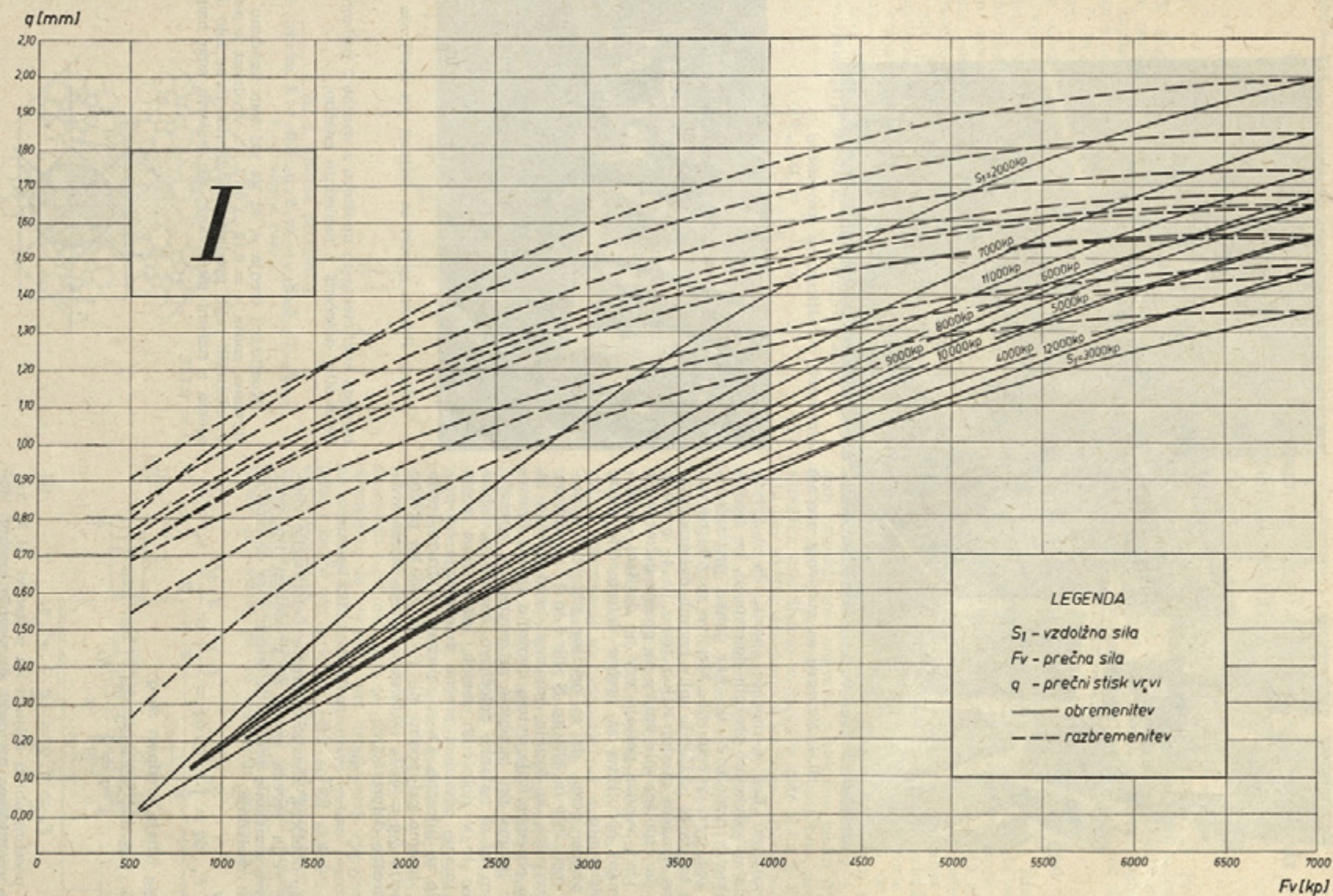
$$F_{tr} = 4 \cdot F_N \cdot \mu = 2 \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot c \cdot J \cdot \omega^2 \cdot \eta_v} \quad (3)$$

Koeficient trenja μ , ki ga pri tem izračunu upoštevamo, znaša $\mu = 0,12 \dots 0,13$. Ta vrednost je podana v nekaterih tujih predpisih za žičnice in se zelo dobro ujema z našimi meritvami, pri katerih smo namerili $\mu = 0,127$.

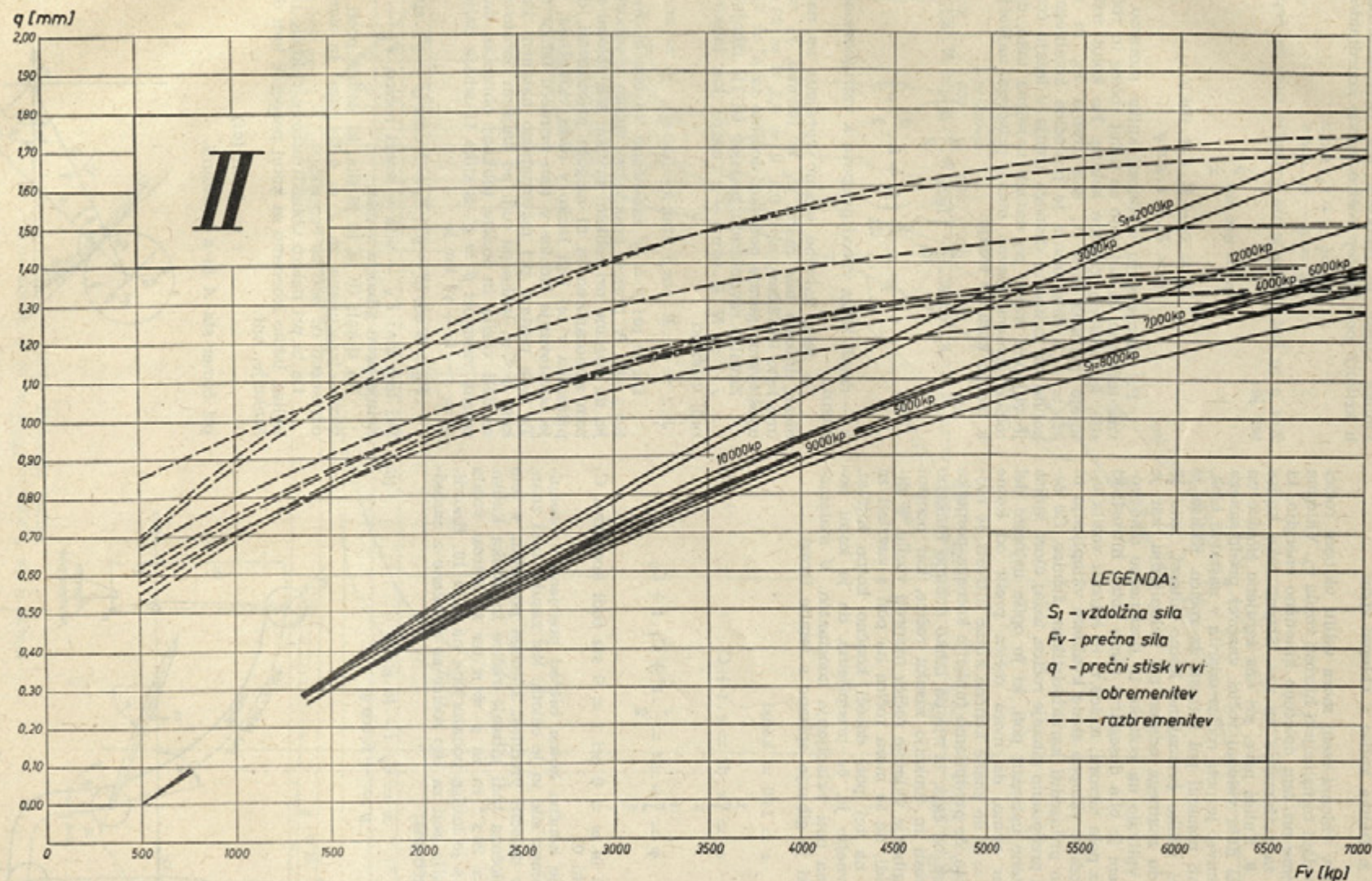


Sl. 8. Delovanje pritiskne sile je odvisno od oblike čeljusti

* Gl. str. 184 in 185.



Sl. 6. Rezultati prve serije meritev prečne deformacije



Sl. 7. Rezultati druge serije meritev prečne deformacije

3. Oblika kulise v vklopni steni

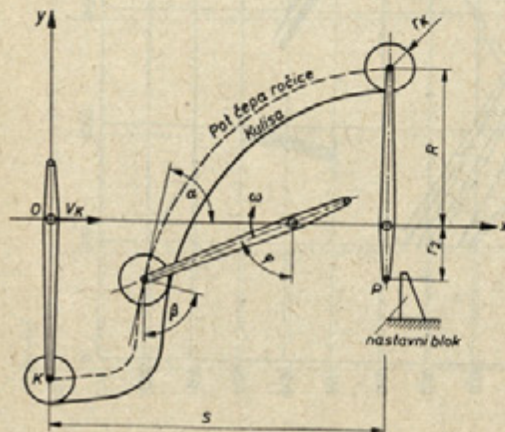
Kulisa v vklopni steni mora vsiliti vklopni ročici vrtenje pri dani translacijski hitrosti vozila v_k . Vklonpa ročica prejme pri tem določeno kinetično energijo, ki se porabi za prižemanje na vrh. Shemo take kulise kaže slika 9. Kulisa prve, pri nas zgrajene žičnice na Pohorju, ni dala vklopni ročici vnaprej predpisanega gibanja, temveč je peta ročica udarila v nastavni blok, ki je hkrati pomenil pol hitrosti za ročico. Kulisa je dala ročici veliko premajhno kotno hitrost, zato je prihajalo do znatnega udarca pri vklopljanju, kar je neugodno vplivalo na potnike in posamezne dele vozila. Pri tem je bila dosegljiva samo kotna hitrost, ki rezultira iz pola hitrosti, ročice r_2 in hitrosti vozila v_k . Pri tej ureditvi vklopne stene kvalitete vklopljanja ni bilo možno prilagoditi karakteristikam žičnice. Če želimo imeti predpisano gibanje ročice, tedaj mora kulisa vklopne stene ustrezati poti, ki jo opiše ustrezni del ročice. Ker vemo, da mora ročica preiti od kotne hitrosti $\omega = 0$ do znane končne kotne hitrosti, je najenostavnejše, če predpišemo funkcijo kotnega pospeška v odvisnosti od časa, iz nje pa lahko dobimo funkcijo kotne hitrosti in funkcijo zasuka ročice, kar pomeni relativno gibanje vklopne ročice nasproti vozilu. S slike 9 se vidi, da se mora ročica na poti s zavrteti za $\varphi \geq \pi$ in na tej poti doseči končno kotno hitrost. Najenostavnejše je, če predpišemo, da je kotni pospešek ε na poti vklopljanja konstanten. V matematični obliki je gibanje opisano s temile izrazi:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= f(t) = \text{konst} \\ \omega &= \int_0^t \varepsilon \cdot dt = \varepsilon \cdot t + C_1 \\ \varphi &= \int_0^t \omega \cdot dt = \frac{\varepsilon}{2} \cdot t^2 + C_1 \cdot t + C_2\end{aligned}\quad (4)$$

Za $\varphi = 0$ in $\omega = 0$ pri $t = 0$ sta tudi konstanti C_1 in C_2 enaki 0.

Ker je končna kotna hitrost pogojena s predpisano prižemno silo in je celotni kot zasuka tudi znan, je mogoče določiti vrednost kotnega pospeška, s tem pa sta določena tudi gibanje ročice in oblika kulise. Za $\omega_{\max} = 20 \text{ s}^{-1}$ in za $\varphi = \pi$ ter za hitrost vozila $v_k = 3 \text{ m/s}$ je kulisa ponazorjena na sliki 10. Koordinate krivulje poti za čep ročice so določene z naslednjima enačbama:

$$\begin{aligned}x &= v_k \cdot t - R \cdot \sin \varphi \\ y &= -R \cos \varphi\end{aligned}\quad (5)$$



Sl. 9. Shema kulise

Oblika kulise je določena kot ekvidistantna linija h krivulji poti za čep ročice, njene koordinate pa so:

$$\begin{aligned}x_k &= x + r_k \cdot \sin \alpha \\ y_k &= y - r_k \cdot \cos \alpha\end{aligned}\quad (6)$$

Kot α je kot tangente na krivuljo poti za čep ročice ter je

$$\alpha = \arctan \frac{\dot{y}}{\dot{x}}\quad (7)$$

$$\begin{aligned}\dot{x} &= v_k - R \cdot \varepsilon \cdot t \cdot \cos \varphi \\ \dot{y} &= R \cdot \varepsilon \cdot t \cdot \sin \varphi\end{aligned}\quad (8)$$

Pri ocenjevanju vrednosti kulise moramo upoštevati tudi sile, ki delujejo na kolut ročice in ročico, ter sile, ki zavirajo gibanje kabine. Na kolut ročice delujejo pritiska sila N , sila trenja F_{tr} in moment $M_t = J \cdot \varepsilon$. Sila trenja je posledica kotalnega trenja koluta ob kuliso in drsnega trenja v ležaju čepa. Ker je vklopna ročica po navadi narejena tako, da kolut ročice pomeni glavno maso, prispeva največji delež k trenju kotalno trenje:

$$\begin{aligned}F_{tr} &= N \cdot \frac{2}{d_k} \cdot \left(f_k + k \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu \right) = N \cdot \mu' \\ \mu' &= \frac{2}{d_k} \left(f_k + k \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu \right)\end{aligned}$$

k — delež, ki ga vzvod prispeva k vztrajnostnemu momentu.

Za dele, kakršne imamo vgrajene na naših žičnicah, imamo tele mere: $d_k = 140 \text{ mm}$, $f_k = 0,1 \text{ cm}$ (merjeno $0,072 \text{ cm}$), $\mu = 0,2$, $k = 0,3$, $d = 20 \text{ mm}$. Če upoštevamo gornje podatke, dobimo za $\mu' = 0,023$.

Zavoljo ravnotežnih pogojev (sl. 11) izhaja:

$J \cdot \varepsilon = N \cdot R \cdot (\sin \beta - \mu' \cdot \cos \beta)$, kar lahko pišemo tudi v obliki

$$J \cdot \varepsilon = N \cdot R \cdot \cos \beta \cdot (\tan \beta - \tan \varphi'), \quad \varphi' = \arctan \mu'.$$

Da je pri $\beta = \varphi'$ zadoščeno tej enačbi, mora pritiska sila N prejeti neskončno veliko vrednost. Jasno je, da postane pri tolikšni pritiski sili celotni mehanizem samozaporen in ni mogoče pričakovati, da bi se prižemka v tej legi lahko v redu vklopljala, tako da je obratovanje žičnice v tem primeru lahko nevarno. Ta lega nastaja pri matematično natančni kulisi pri kotu $\varphi < \pi$, lahko pa tudi po daljšem obratovanju, če se deli vozila in kulise tolikanj obrabijo, da je dosežena vrednost $\beta = \varphi'$. S slike 11 izhaja dalje, da je $\beta = \pi - (\alpha + \varphi)$ ter je

$$F_R \approx N \cos (\beta - \varphi'); \quad F_k \approx N \cdot \cos (\beta - \varphi') \cdot \sin \varphi.$$

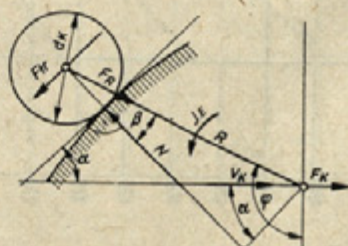
Pri tem sta: F_R — sila v smeri ročice, F_k — sila, ki deluje proti gibanju vozila.

Na slikah 10 in 12 je sila, ki deluje proti gibanju vozila, izračunana za $J = 0,054 \text{ kgm}^2$ in narisana v odvisnosti od poti za čep ročice.

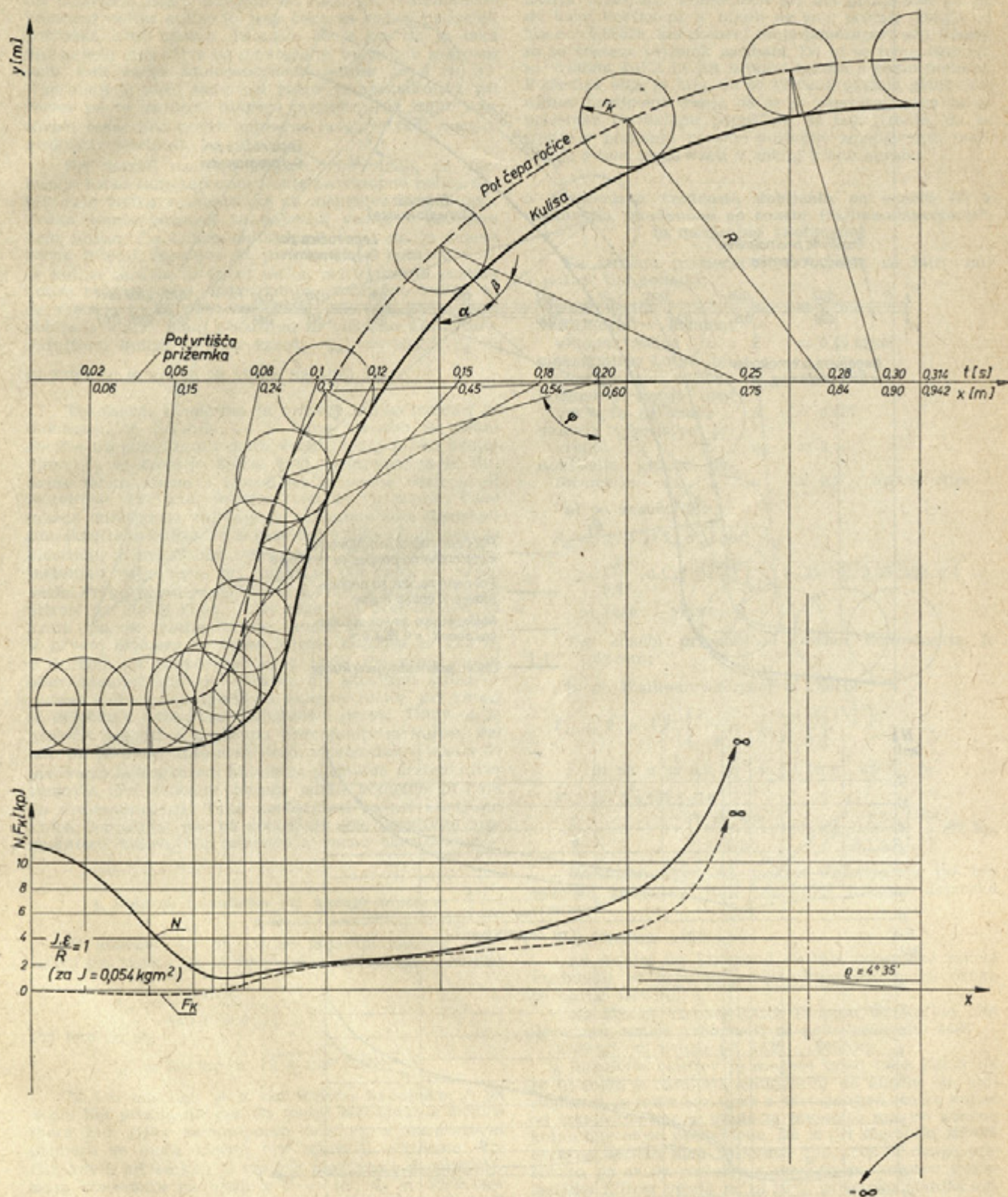
Da bi pri naletu ublažili udarec vklopne ročice ob kuliso, lahko izberemo za kotni pospešek tudi drugačne funkcije, npr.:

$$\varepsilon = A \cdot \sin (at),$$

pri čemer sta A in a konstanti.

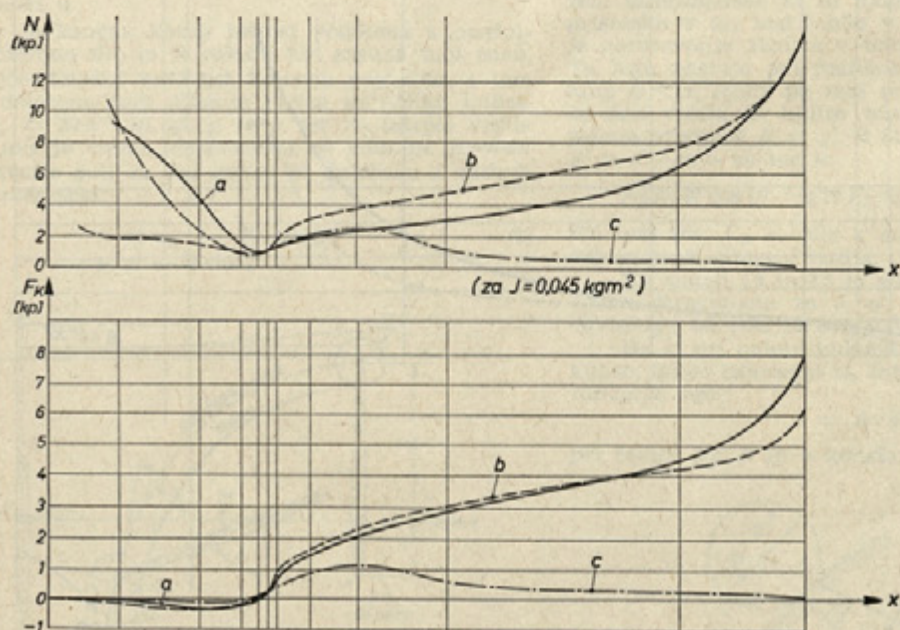
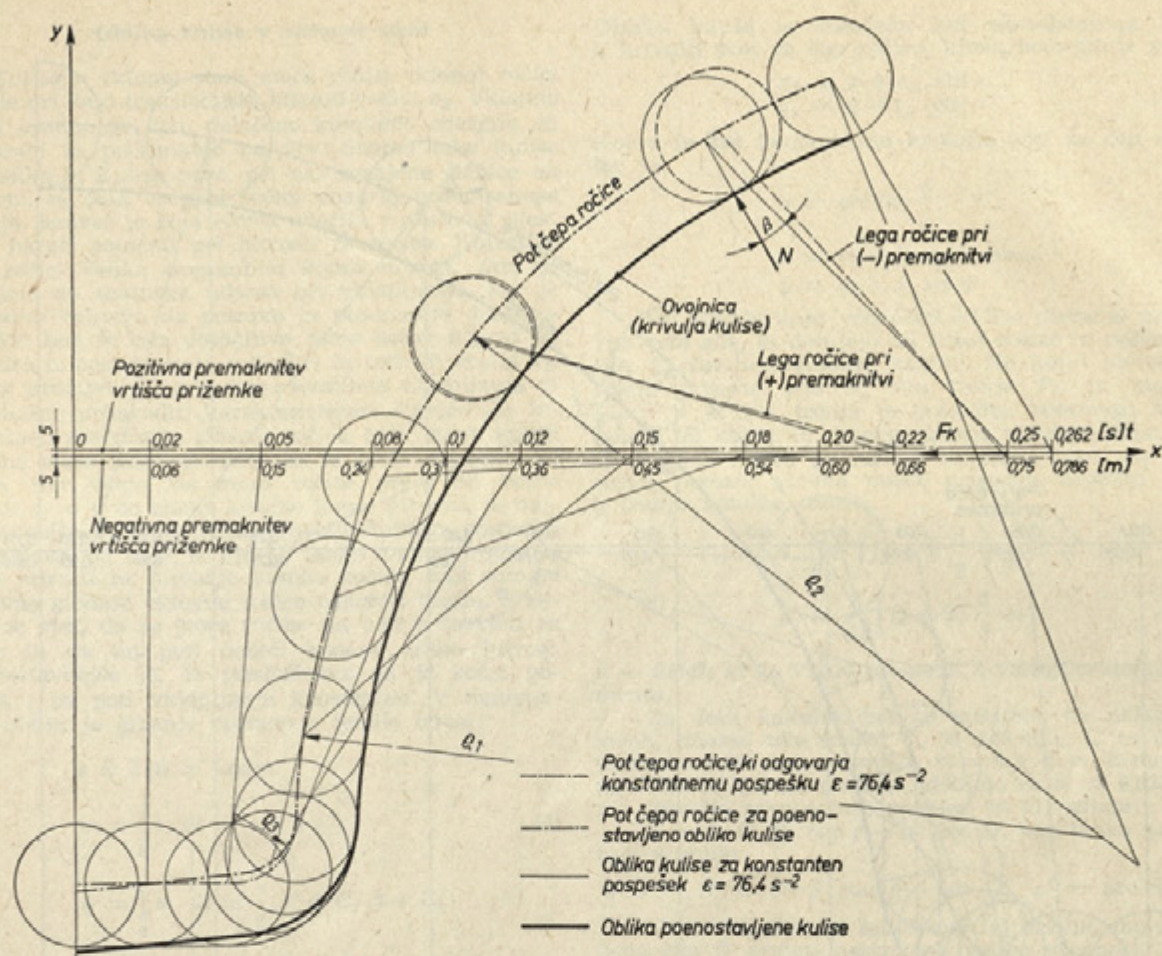


Sl. 11. Sile na vklopno ročico



Sl. 10. Krivulja kulise

 $\varepsilon = \text{konst}, \varphi = \pi, \omega_{\max} = 20 \text{ s}^{-1}, v_k = 3 \text{ m/s}$



Sl. 12. Skrajšana kulisa

 $\varepsilon = \text{konst}, \varphi = 5/6 \cdot \pi, \omega_{\text{max}} = 20 \text{ s}^{-1}, v_k = 3 \text{ m/s}$

Sile na kolut (N) in sile na vozilo (F_k) so: a — za nekorigirano kuliso, b — za negativno premaknjeno kuliso, c — za pozitivno premaknjeno kuliso

Ta funkcija je bila uporabljena za izdelavo kulise na nekaterih naših žičnicah, ki dajo pri matematično natančni obliki kulise in lege čepa za ročico prirastek pospeška brez udarca. Izkazalo se je pa, da je taka kulisa zelo občutljiva za montažo in vsebuje v zadnjem delu tudi točko samozapornosti (kadar je $\beta = \varphi$). Uporabna je torej samo pri pozitivni premaknitvi, pri čemer pa se lastnosti blagega pospeševanja izgubljajo, zaradi česar ima povrh zahtevne izdelave tudi manjšo praktično vrednost.

Pri dozdaž naštetih kulisah smo videli, da vsebujejo točko samozapornosti (sile na vklopno ročico dobijo zelo velike vrednosti) in so občutljive za montažo. Točka samozapornosti se pojavlja vedno v zadnjem delu kulise. Če kuliso oblikujemo tako, da je želena kotna hitrost dosežena že pri manjšem kotu ($\varphi < \pi$), se kulisa skrajša in izloči točka, pri kateri je postala kulisa samozaporna. Tako dobimo skrajšano kuliso, ki ne vsebuje točke samozapornosti, vrh tega pa je tako dobljena kulisa manj občutljiva za višinsko nastavitve. Skrajšana kulisa za $\varepsilon = \text{konst}$, $\omega_{\max} = 20 \text{ s}^{-1}$, $v_k = 3 \text{ m/s}$ in $\varphi = \frac{5}{6} \pi$ je vidna na sliki 12.

Toleranca, s kakršno je mogoče kuliso izdelati in montirati, je $\pm 2 \text{ mm}$. Če k temu štejemo še nekaj obrabe na posameznih delih vozila, tedaj lahko ugotovimo, da se krivulja kulise med obratovanjem le slučajno lahko ujema s teoretično in vedno odstopa od teoretične. Pri tem obenem nastane vprašanje, kako takšna odstopanja vplivajo na prižemno silo. Raziskali smo skrajšano kuliso, ki je razvidna s slike 12, in sicer za pozitivno in negativno premaknitev. Kot pozitivna premaknitev velja tista, pri kateri se pot čepa za ročico zviša. Pri pozitivni premaknitvi za 5 mm se zmanjša kotna hitrost na okrog $17,4 \text{ s}^{-1}$, pri negativni premaknitvi za 5 mm pa se kotna hitrost zveča na okrog 23 s^{-1} . V prvem primeru se kotna hitrost zmanjša za 13,3 %, v drugem pa poveča za okrog 15 %. Pri vseh poprej obravnavanih kulisah — razen pri skrajšani kulisi — imamo točko samozapornosti vklopne ročice, pri kateri se delovanje vklopnega mehanizma poruši. Temu se je mogoče izogniti s pozitivno premaknitvijo kulise. Pri tem pa je treba upoštevati tudi obrabo delov tekal in predvsem koles, zaradi katere se pozitivna premaknitev zmanjša. Pri zadostni obrabi lahko ponovno prihaja do samozapornosti. Take nevšečnosti so pri skrajšani kulisi izključene, pač pa dopuščajo celo negativno premaknitev kulise, kar zagotavlja varno obratovanje.

4. Stopnja izkoristka pri navoju vretena

V enačbah (1) do (3) se pojavlja stopnja izkoristka pri vijaku, ki je določena z naslednjim izrazom:

$$\eta_v = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \varphi')}$$

Pri tem pa je

$$\varphi' = \arctan (\mu \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha})$$

V teh enačbah je α kot vzpona navojnice, β pa bočni kot profila navoja. Za varno obratovanje žičnice mora biti vijak samozaporen ($\alpha < \varphi'$), v nasprotnem primeru se mora vlečna vrv opustiti prižemke. Pri Girakovih prižemkah je vreteno narejeno z dvostopenjskim trapeznim navojem z $\beta = 15^\circ$, $d_2 = 52,35 \text{ mm}$ in $h = 14 \text{ mm}$, kot vzpona navojnice pa je $\alpha = 4^\circ 52' 29''$. Torni kot pri upoštevanju $\mu = 0,1 \dots 0,12$ (vreteno je kaljeno in mazano) pa je $\varphi' = 6 \dots 7^\circ$.

$$\eta_v = \frac{\tan 4^\circ 52'}{\tan (10^\circ 52' \dots 11^\circ 52')} = 0,445 \dots 0,4$$

Z mazanjem in glajenjem je mogoče koeficient trenja zmanjšati. Pomembno pri teh prižemkah pa je, da torni koeficient μ' nikoli ne sme postati manjši od $\tan \alpha = 0,08528$, kar pomeni mejo samozapornosti. Včasih so se vretena prižemk zaribala. Da bi se temu izognili, so vretena kalili in jih izdatno mazali s pasto molikot. Posledica tega je bila, da so vretena postala gladkejša, njihov koeficient trenja pa se je zmanjšal, tako da so prižemke po vklopu popuščale. Iz tega izhaja, da se trenje v prižemki ne sme poljubno zmanjševati, marveč je s tem treba vzeti v zakup njeno obrabo.

5. Primerjava vrednosti, dobljenih po enačbi (3) z vrednostjo, izračunano po enačbi Wallmannsbergerja*, in merjenimi vrednostmi

Za izračun primerjalnih vrednosti so bili vzeti v poštev tile podatki:

hitrost vozila	$v_k = 3 \text{ m/s}$
vztrajnostni moment vklopne ročice	$J = 0,45 \text{ kgm}^2$
maksimalna kotna hitrost vklopne ročice	$\omega_{\max} = 20 \text{ s}^{-1}$
koeficient trenja in ed vrvjo in prižemko	$\mu = 0,127$
stopnja izkoristka pri vijaku	$\eta_v = 0,4$
konstanta prečne deformacije	$c = 3,7 \dots 3,12 \cdot 10^7 \text{ N/m}$

a) po enačbi (3):

$$F_{tr} = 2 \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot c \cdot J \cdot \omega^2 \cdot \eta_v} \\ = \frac{2}{9,81} \cdot 0,127 \cdot \sqrt{2 \cdot (3,7 \dots 3,12) \cdot 10^7 \cdot 0,45 \cdot 400 \cdot 0,4} = \\ = 1880 \dots 1730 \text{ kp}$$

Tej enačbi pripadajoča prečna deformacija je $1,4 \dots 1,52 \text{ mm}$;

b) po Wallmannsbergerjevi enačbi

$$F_{tr} = 2 \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \left[\frac{J \cdot \omega^2}{2} \cdot \eta_v \cdot \frac{n+1}{\alpha \cdot n} \right]^{(n+1)}} \\ \text{in za } n = 0,5, \alpha = 0,1 \text{ (mm} \cdot \text{kp}^{-m}) \text{ je} \\ F_{tr} = 2,0,127,1,414 \cdot \left[\frac{0,45 \cdot 400}{2 \cdot 9,81} \cdot 1000 \cdot 0,4 \cdot \frac{1,5}{0,1 \cdot 0,5} \right]^{1/1,5} = 860 \text{ kp.}$$

Računska vrednost prečne deformacije po teh enačbah znaša 4,9 mm, kar daleč presega dejanske vrednosti.

c) Merjene vrednosti:

na žičnici na Sljemenu so bile izmerjene takele vrednosti: za prvo prižemko okrog 910 kp, za drugo pa okrog 1500 kp.

Na žičnici Tetovo—Lisac (Popova Šapka) so bile izmerjene takele vrednosti: za prvo prižemko 1660 2000 kp, za drugo pa 1520 2000 kp.

Rezultate meritev je mogoče imeti take, kakor da se ujemajo z rezultati, dobljenimi po enačbi (3). Odstopke si je treba razlagati z odstopanjem oblike kulise od zasnovane kar je imelo za posledico manjšo končno kotno hitrost od predvidene. Da je pri zagrebški žičnici tolikšna razlika med prižemno silo prve in druge prižemke, pa se da razložiti s tem, da je verjetno translacijska hitrost vozila v_k za prvo prižemko manjša kakor za drugo.

* Enačba Wallmannsbergerja, glej Cizary str. 285.