

UDK 621.833.6

Novi vidiki razvoja planetnih prenosnikov

MARKO KOS

1. UVOD

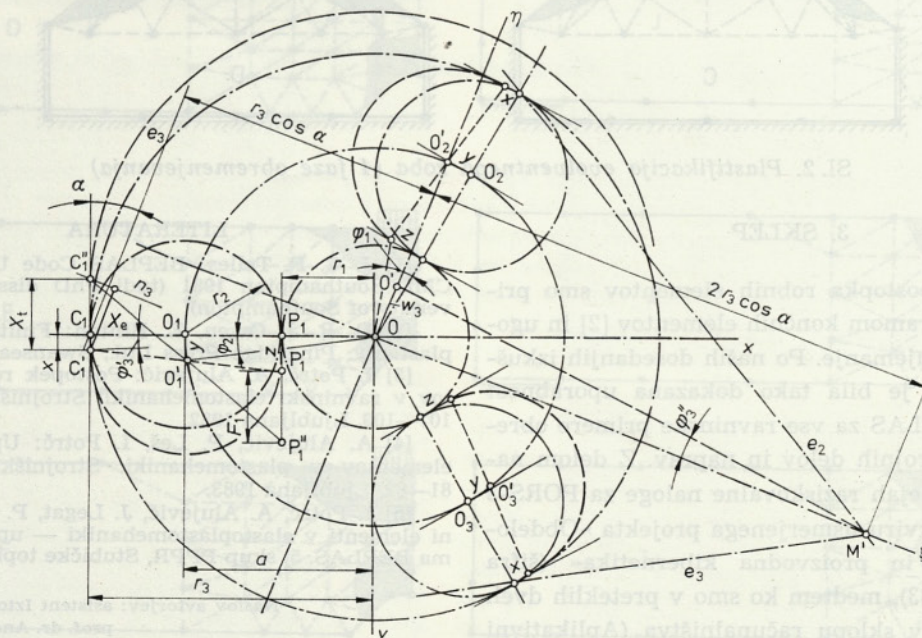
Raziskava [1] in objave njenih ključnih rezultatov v vodilnih svetovnih strokovnih revijah [2, 3, 4, 5] omogočajo, da začrtamo smer razvoja planetnih prenosnikov, ki bodo odstranili pomanjkljivosti doslej znanih izvedb ter pomagali k dinamično uporabnostni, ekonomski in izdelovalno-tehnološki optimizaciji planetnih prenosnikov. Planetni prenosniki postajajo vse pomembnejši pri prenosu največjih vrtilnih momentov, kajti s porazdelitvijo pogonskega toka na več vzporednih vej omogočajo nekajkrat manjšo in lažjo izvedbo kakor s klasičnimi prenosniki po eni poti. To pa postaja pri konstruiranju različnih naprav vse pomembnejši dejavnik pri mobilnih strojih kakršni so bagri, avtodvigala, rovni kopalniki, nakladalniki, vozila za cestno mehanizacijo, težka cestna vozila pa vse do letalskih vozil in do procesne industrije z ogromnimi prenosnimi močmi. Zato mora razvoj teh prenosnikov izrabiti skoraj neomejene ekonomske možnosti ter realizirati na podlagi teoretičnih in patentnih osnov konstrukcijsko in prototipno izvedbo z vsemi potrebnimi meritvami za overjanje zasnove.

2. DINAMIČNI MODEL IN METODA DINAMIČNE ANALIZE

Planetni prenosnik sloni v svoji zasnovi na ravnotežju toka pogonskega momenta in iz njega iz-

virajočih sil v vseh vejah od sončnega pastorka prek planetnih zobnikov v planetni kletki do zunanjega zobatega venca v odvisnosti od števila planetnih zobnikov, ki so enakomerno razporejeni po obodu kletke. Če bi bila ta porazdelitev toka na posamezne veje teoretična, tj. natančno enaka in v ravnotežju, ne bi bilo treba iskati novih konstrukcijskih oblik. Sam sistem v svoji izvedbi namreč ni in ne more biti teoretično natančen, ker je vsak element obremenjen z odstopki, ki so sicer v območju dopustnih, vendar dejansko so in jih je treba upoštevati. Mogoče je seveda z izredno natančno izdelavo te odstopke zmanjšati na minimum, kar tudi nekatera podjetja delajo: luknje v kletki se precizno obdelujejo na koordinatnih vrtnalnikih in zobniki se brusijo na izredno natančnost nekaj μm do največjih izmer. Vendar se tudi pri tej praksi ni mogoče izogniti dinamičnim silam zaradi odstopkov, zlasti pri izjemno velikih obodnih hitrostih. Glavna težava pri tem je izredno visoka izdelovalna cena. Cilj konstrukterjev je takšen sistem, ki bo omogočal nezahtevne, raje grobe kakovostne razrede obdelave.

Vsak odstopok v kinematični verigi povzroča nenadno spremembo obodne hitrosti in premik elementa v nasprotno smer. Vsaka sprememba obodne hitrosti pa povzroča pospešek in to vodi do večjih in manjših dinamičnih sil, ki dodatno k osnovni pogonski sili povzročajo preobremenitev.



Sl. 1. Pomik zobatega venca zaradi odstopka ozobja F_1 okrog trenutnega pola M'
 w_3 pomik sredine zobatega venca, $r_{1,2,3}$ polmer sončnega pastorka, planetnega zobnika in zobatega venca

Različna svetovna podjetja so razvila vsaka svoj s patenti zaščitene sisteme izravnave teh sil, od katerih jih je ostalo v uporabi troje ali četvero, medtem ko drugi izdelovalci izdelujejo na podlagi licenc po teh osnovnih izvedbah. Postavlja se vprašanje, kakšen dinamični model in kakšne veličine postaviti, da bi z njihovo pomočjo ovrednotili različne izvedbe ter iskali optimalno rešitev.

Če so vsi kinematski elementi čvrsto vpeti, potem se zgodi pri odstopku, ki je večji od elastične deformacije, da prenaša samo en planetni zobnik vso obremenitev. V tem primeru izgubimo vso prednost razvejanja pogonske sile. Če napravimo enega od delov v prostoru plavajočega, potem se lahko postavi v takšno ravnotežno lego, da so obodne sile na vseh planetnih zobnikih enake. Slika 1 prikazuje pomik zobatega venca zaradi odstopka ozobja F_1 okrog trenutnega pola M' . Ker se pri tem pospešujejo vse mase razen sončnega pastorka, prihaja kljub uravnoteževanju do povečanih dinamičnih sil na ozobju. Če postavimo diferencialne gibalne enačbe za vse elemente, dobimo dinamične sile na teh elementih. Če pa uvedemo v te enačbe brezdimenzijske veličine, dobimo posplošene velikosti sil, ki se ne nanašajo več samo na določen prenosnik, temveč predstavljajo vso družino vseh možnih različic prenosnikov pri vseh mogočih obodnih hitrostih, ki so posplošene z lastno frekvenco, tako da pomeni primer posplošene resonančne hitrosti 1. Obnašanje različnih sistemov lahko sedaj opisujemo z dinamičnim koeficientom relativne dinamične obodne sile f_D .

V bistvu se pojavljajo trije mogoči sistemi: s prosto plavajočim samonastavljivim sončnim pastorkom, prosto plavajočim zobnim vencem in s prosto plavajočo kletko planetnih zobnikov. Pri vseh izvedbah sta lahko nepremično vpeta zobati venec ali planetna kletka. Posledice različnih odstopkov na ozobju se lahko prenesejo na pomik elementov prenosnika [10]. Velikost pospeška odstopka je odvisna od njegove velikosti, poteka (ki je podoben sinusu) in od periode pojava odstopka. Če se pojavijo odstopki v razdelku, se pojavi pospešek med enim razdelkom. Pri vsoti odstopkov razdelka zobnega profila se odstopki vzbujajo prek večjih obodnih odsekov z več razdelki. To so visokofrekvenčni odstopki z razmeroma velikimi pospeški, ki so normalno porazdeljeni.

Med nizkofrekvenčne odstopke spadajo zlasti odstopki krožnega teka, ki pa povzročajo za eno do dva velikostna razreda manjše pospeške, ker je gradient odstopka na obodu manjši. Odstopki raznih ubiranj se prenašajo v opazovano ubiranje in se mu prištevajo. Pri tem obravnavamo odstopke po verjetnostni teoriji s porazdelitvenim številom pogreškov po zakonu presajanja pogreškov.

Ta teorija daje metodo za ocenjevanje in primerjavo različnih sistemov, pri čemer lahko upo-

števamo kakovost tehnološke obdelave in vse geometrijske značilnosti. V enačbah se pojavljajo naslednja razmerja:

- ξ_2 — vztrajnostnega masnega momenta planetne kletke in sončnega pastorka (reducirani na os pastorka),
- ξ_3 — reduciranega vztrajnostnega masnega momenta zobatega venca in sončnega pastorka,
- γ — krožne frekvence odstopka in lastne frekvence nihajnega sistema,
- β — vztrajnostnega masnega momenta pogonske sklopke in sončnega pastorka,
- n_2 — mase planetne kletke in sončnega pastorka,
- n_3 — mase zobatega venca in sončnega pastorka,
- n_5 — mase planetnega zobnika in sončnega pastorka,
- n_6 — reducirane mase planetnega zobnika in sončnega pastorka,
- μ_1 — vztrajnostnega masnega momenta sončnega pastorka in njegovega reduciranega vztrajnostnega masnega momenta ($r_1^2 m_1$).

Celotna metoda in razvitje enačb so razvidni iz [3]. Pri tem pomenijo še

- λ — število porazdelitev odstopkov ($= 0,5$),
- f_1 — pospešek zaradi odstopka, ki pa iz izrazov izpade, ker gre za razdelitev več sistemov z enakimi odstopki.

S temi označbami sledi dinamični koeficient relativne dinamične obodne sile:

pri prosto plavajočem zobatem vencu

$$f_{D3} = \frac{F_{D3}}{f_1 m_1} = \frac{1 + 2\lambda}{9} \mu_1 \left(1 + \frac{\beta}{1 - \gamma^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{1 + (1/\xi_2) + (1/\xi_3)} \right) + \frac{2(1 - \lambda)}{3} (0,5887 n_3 + n_6) \quad (1)$$

pri prosto plavajočem sončnem pastorku

$$f_{D1} = \frac{F_{D1}}{f_1 m_1} = \frac{1 + 2\lambda}{9} \mu_1 \left(1 + \frac{\beta}{1 - \gamma^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{1 + (1/\xi_2) + (1/\xi_3)} \right) + \frac{2(1 - \lambda)}{3} \left(\frac{2}{3} \cos^2 \alpha + n_6 \right) \quad (2)$$

pri prosto plavajoči kletki planetnih zobnikov

$$f_{D2} = \frac{F_{D2}}{f_1 m_1} = \frac{1 + 2\lambda}{9} \mu_1 \left(1 + \frac{\beta}{1 - \gamma^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{1 + 1/\xi_2 + 1/\xi_3} \right) + \frac{2(1 - \lambda)}{3} \left[\frac{1}{6} n_2 + 0,54(n_5 - 2 n_6) \right] \quad (3)$$

Pri verjetnosti odstopka na vseh drugih elementih izhajajo dinamični koeficienti za realni, z odstopki obremenjeni planetni sistem:

prosto plavajoči sončni pastorek (1. primer)

$$f'_{D1} = \sqrt{1,25} \cdot f_{D1} \quad (4)$$

prosto plavajoča kletka planetnih zobnikov (2. primer)

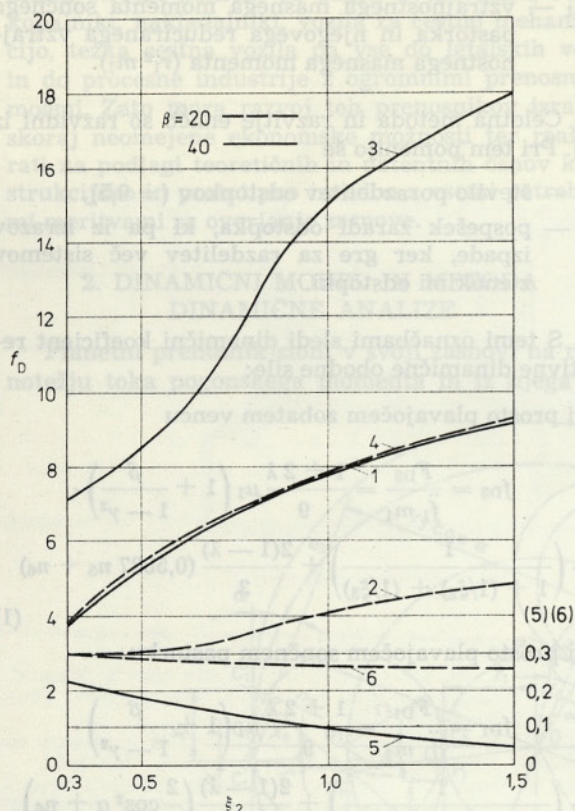
$$f'_{D2} = \sqrt{1,25} \cdot f_{D2} \quad (5)$$

prosto plavajoči zobati venec (3. primer)

$$f'_{D3} = \sqrt{1,25} \cdot f_{D3} \quad (6)$$

kombinacija prosto plavajočega sončnega pastorka in kletke planetnih zobnikov (4. primer)

$$f'_{D1,2} = \sqrt{(0,5 \cdot f_{D1})^2 + f_{D2}^2} \quad (7)$$



Sl. 2. Koeficient dinamične sile f_D v odvisnosti od razmerja masnih vztrajnostnih momentov ξ_2 pri plavajočem sončnem pastorku za različne vrednosti vplivnih veličin (nepremičen zobati venec, $\lambda = 0,5$)

- 1 — $n_6 = 0,2$; $\mu_1 = 1$; $\beta = 40$; $\gamma = 0,5$, $\xi_3 = \infty$
- 2 — kot 1, toda $\beta = 20$
- 3 — kot 1, toda $\mu_1 = 2$
- 4 — kot 3, toda $\beta = 20$
- 5 — kot 1, toda $\gamma = 4$
- 6 — kot 5, toda $\beta = 20$

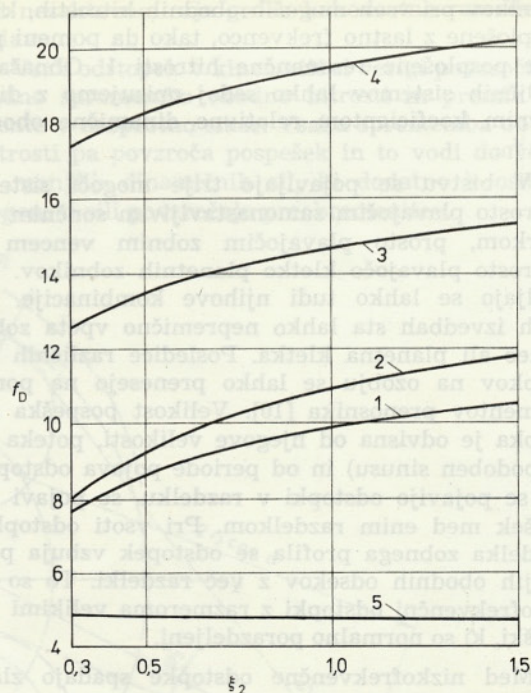
in kombinacija prosto plavajočega sončnega pastorka in zobatega venca (5. primer)

$$f'_{D1,3} = \sqrt{f_{D1}^2 + (0,5 \cdot f_{D3})^2} \quad (8)$$

V izvedbah se pojavljajo zgornje brezdimenzijske veličine v naslednjih mejah:

$$\begin{aligned} \xi_2 &= 0,3 \text{ do } 2, \quad \xi_3 = 1 \text{ do } 2, \quad \beta = 20 \text{ do } 50, \\ n_2 &= 4 \text{ do } 6, \quad n_3 = 20 \text{ do } 60, \quad n_5 = 1 \text{ do } 2, \\ n_6 &= 0,2 \text{ do } 0,6, \quad \mu_1 = 1 \text{ do } 2. \end{aligned}$$

Slika 2 prikazuje vrednosti dinamičnega koeficienta f_D v odvisnosti od razmerja vztrajnostnih masnih momentov ξ_2 pri plavajočem sončnem pastorku in nepomičnem zobatem vencu in slika 3 pri plavajočem zobatem vencu. Sliki povesta, da je mogoče z optimizacijo konstrukcijske izvedbe močno vplivati na dinamične sile, predvsem pa da je sistem izravnave s plavajočim pastorkom nekajkrat manj dinamično obremenjen kakor sistem s plavajočim zobatim vencem. Naj omenim, da je prav ta sistem podlaga dvema vodilnima nemškima patentiranima prenosnikoma, ki se danes prvenstveno izdelujeta.



Sl. 3. Koeficient dinamične sile f_D v odvisnosti od razmerja masnih vztrajnostnih momentov ξ_2 pri plavajočem zobatem vencu za različne vplivne veličine (nepremičen zobati venec, $\lambda = 0,5$)

- 1 — $n_3 = 20$; $\mu_1 = 1$; $\beta = 40$; $\xi_3 = 1$; $n_6 = 0,4$; $\gamma = 0,5$
- 2 — kot 1, toda $\xi_3 = 2$
- 3 — kot 1, toda $n_3 = 40$
- 4 — kot 3, toda $n_3 = 60$
- 5 — kot 1, toda $\gamma = 4$

Razpredelnica: Primerjava eksperimentalnih rezultatov Arnaudowa s teoretičnimi vrednostmi avtorja

Izravnalni sistem	Pogonska vrtilna hitrost					
	800 vrt/min			1500 vrt/min		
	eksperimen- talno	teoretično reducirano	f_D	eksperimen- talno	teoretično reducirano	f_D
sončni pastorek	1,162	1,16	2,63	1,1	1,1	2,93
planetna kletka	—	1,17	2,76	—	1,10	3,06
zobati venec	2,123	2,15	18,63	1,89	1,40	11,61
sončni pastorek + planetna kletka	—	1,15	2,37	—	1,09	2,62
sončni pastorek + zobati venec	1,254	1,32	5,12	1,16	1,18	5,31

Na osnovi obsežnih numeričnih analiz pridemo do naslednjih sklepov:

1. Izravnavna s plavajočim pastorkom in plavajočo planetno kletko daje skoraj enake dinamične koeficiente.

2. Največji dinamični koeficienti se pojavljajo pri plavajočem zobatem vencu.

3. Kombinacija plavajočega sončnega pastorka s plavajočim zobatim vencem ali s plavajočo kletko izboljša dinamično obnašanje.

Dinamični koeficient je vendar pri kombinaciji z zobatim vencem pri $\lambda = -0,5$ še vedno zelo visok (12,04).

Iz te ocenitve izhajajo splošna pravila za konstrukterja:

— Plavajoči sončni pastorek:

Zmanjšati masne vztrajnostne momente in mase, premer zobnika čim manjši in povečati širino; razmerji n_1 in β zmanjšati, tj. izbrati sklopko z majhnim masnim vztrajnostnim momentom.

— Plavajoča planetna kletka:

Izbrati ukrepe kakor pri plavajočem sončnem pastorku, masa kletke nima večje vloge, nasprotno je pomembnejše, da držimo μ_1 čim manjši.

— Plavajoči zobati venec:

Tej rešitvi se je bolje izogibati, ker so dinamične sile zelo velike ter mase kot najpomembnejšega vplivnega dejavnika ne moremo zmanjšati, zlasti, ker izravnalni venci zobate sklopke delujočo maso še povečajo.

— Kombinacija plavajoče planetne kletke in sončnega pastorka:

Ta izvedba daje najboljše rezultate; z majhno pogonsko sklopko, z lahko kletko, z majhnim razmerjem masnih vztrajnostnih momentov ξ_2 in z majhnim pastorkom z najmanjšim razmerjem μ_1 lahko dinamične sile še zmanjšamo. S to izvedbo lahko izravnamo desetkrat večje tehnološke odstopke pri enakih dinamičnih silah kakor pri plavajočem zobatem vencu; to kaže, da je mogoče s konstrukcijskimi ukrepi odločilno vplivati na

zahtevnost tehnoloških postopkov in na ekonomičnost izdelave.

— Kombinacija plavajočega sončnega pastorka in plavajočega zobatega venca:

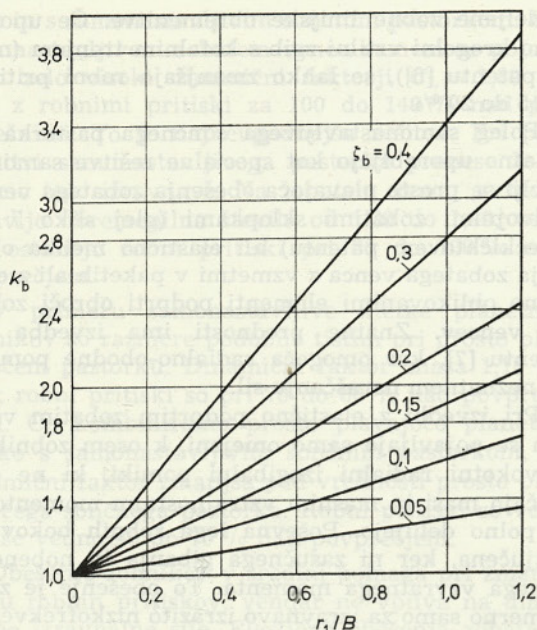
Sicer izboljša dinamične lastnosti, toda vseeno ostanejo sile za en velikostni razred večje kakor pri drugih izravnalnih metodah.

Kinematični potek prilagoditve pri odstopkih kaže, da morajo biti izravnalni sistemi tako oblikovani, da je mogoč radialen pomik pri majhnem zasuku, ker se sicer ne more opraviti izravnalni postopek.

Za primerjavo teh teoretičnih nastavkov z eksperimentalnimi meritvami je avtor uporabil meritve Kondrašova, ki jih je opravil na vseh doslej znanih izravnalnih sistemih in njihovih kombinacijah. Avtor je dal leta 1972 spodbudo za iskanje teoretične poti za razlago tako nepričakovanih rezultatov, enako tudi meritve Arnaudowa na dresdenski visoki šoli leta 1973. Razpredelnica 1 kaže, da so eksperimentalni rezultati z računskimi vrednostmi v skladu glede na vse vidike. Približevanje preizkusnim vrednostim lahko ocenimo kot dobro.

3. ROBNİ PRITISKI PO ŠIRINI ZOB KOT POSLEDICA IZRAVNALNEGA SISTEMA

Pri meritvah Kondrašova je še nek drug pojav avtorja spodbudil k iskanju odgovora v delu [4]: po širini zob pri ubiranju med sončnim pastorkom, planeti in zobnim vencem ni bila porazdelitev obodne sile enakomerna, temveč so se pojavili nenavadno visoki robni pritiski, hkrati pa je bilo očitno, da je to značilno za določen izravnalni sistem, kar pomeni, da so robni pritiski odvisni od konstrukcije. To pomeni, da lahko z ustreznimi konstrukcijskimi ukrepi te robne pritiske zmanjšamo na minimum. Nastanek robnih pritiskov moramo zato poleg dinamičnih izravnalnih sil pritegniti k vrednotenju različnih izravnalnih sistemov. Robne pritiske na zobeh lahko zato predvidimo in upoštevamo njihov vpliv v izračunu trdnosti zobnih bokov.



Sl. 6. Faktor širinske razdelitve bremena K_β v odvisnosti od širinskega razmerja r_1/b pri različnih faktorjih izsrednosti bremena ζ_b
 r_1 — polmer sončnega pastorka; b — širina zoba

Iz prikaza je razvidno, da moramo v vsakem primeru računati z izsredno lego obremenitve in s tem večjim ali manjšim robnim pritiskom na zobnem boku. Vzrok je vsaka izravnalna naprava, ki pri pomiku sistema zaradi večjega ali manjšega tornega sklopa vodi zobne boke v loku in ne vzporedno med seboj. V največji meri določa obnašanje izravnalnega sistema velikost nastajajočih dinamičnih sil. S slike 5 je razvidno, da je pri plavajočem sončnem pastorku izsrednost najmanjša in da dinamični faktor in torni številni prav malo vplivata. Plavajoča planetna kletka je bolj neugodna. Najslabše lastnosti ima plavajoči zobati venec, pri čemer je vpliv tornega števila v obešenju venca močno občutiti, prav tako dinamični faktor, ki vsebuje dinamične sile; zlasti pa je izsredna lega obremenitve odvisna od prestave.

Ker je višina robnega pritiska odvisna linearno od izsrednosti razdelitve obremenitve zoba, bo isto zaporedje prednosti izravnalnih sistemov veljalo tudi za ta pojav, ki vpliva na dobo trajanja zob.

Zaradi tega moramo povprečno računati, odvisno od širinskega razmerja sončnega pastorka r_1/b , pri prosto plavajočem pastorku z 20 do 30 %, pri prosto plavajoči kletki planetnih zobnikov s 40 do 60 % in pri prosto plavajočem zobatem vencu s 50 do 80 % robnega pritiska nad srednjo linijsko obremenitvijo. Opozoriti je treba na to, da to ne pomeni preobremenitve nad statično imensko obremenitvijo, temveč nad celotno dejansko obremenitvijo, ki vsebuje tudi dinamične sile. Ker vplivajo izravnalni sistemi na dinamične sile različno močno v istem zaporedju, kakor smo ga pravkar

navedli, pomeni robni pritisk dodatno obremenitev zob. Pri konstrukcijskih ukrepih moramo to upoštevati, da lahko racionalno oblikujemo in dosežemo s tem daljšo dobo trajanja.

Pri kombiniranih izravnalnih sistemih s prosto plavajočim sončnim pastorkom in hkratno prosto plavajočo kletko planetnih zobnikov oz. zobatem vencu ne moremo pričakovati izboljšanja stika zobnih bokov, ker se prilagoditev ne more pojaviti pri vseh zobnih ubiranjih. Središčenje bo doseženo na bolj gibljivem in manj vztrajnem izravnalnem telesu, in to je sončni pastorek.

Te izsledke raziskave potrjujejo meritve Kondrašova. Tako je dokazano, da se pojavlja na zobnih bokih planetnih prenosnikov z izravnalnimi sistemi, ki ne izvajajo korekcijskih izravnalnih pomikov vzporedno k zobnim bokom, temveč v loku okrog vrtilišča zunaj ali v zobnikih (kakor npr. na dvojni zobati sklopki, krogelnem ali križnem zgibu ali podobni napravi), nezanemarljivo velika izsrednost zobne sile z velikimi robnimi pritiski. Ti pritiski lahko dosežejo vrednosti za več ko 100 % nad srednjimi linijskimi obremenitvami. Po tej raziskavi izhajajo navodila za konstruiranje planetnih prenosnikov:

1. Vrstni prednostni red izravnalnih sistemov glede na izravnalno funkcijo je isti kakor pri izravnalnih silah: prosto plavajoči sončni pastorek, plavajoča kletka planetnih zobnikov ali njihove kombinacije. Na dvojni zobati sklopki viseči, prosto plavajoči zunanji zobati venec ne more dati racionalne rešitve zaradi velikih robnih pritiskov, razen če uporabimo drage ukrepe pri kakovosti izdelave.

2. Sončni pastorek naj bo čim manjši, kajti s povečujočim se širinskim razmerjem pastorka r_1/b se manjšajo robni pritiski.

3. Torni številni na bokih zobatih sklopk mora biti čim manjše. To pomeni gladke in natančne boke z dobrimi mazalnimi razmerami. Učinek klina zaradi njihove elastične deformacije je treba na vsak način preprečiti.

4. Izravnalni sistemi morajo omogočati k zobnim bokom navpične pomike izravnalnih zobnikov na bočnih vodilih, ki onemogočajo poševno lego zobnih bokov.

5. Da zmanjšamo nagib zobnih bokov pri izravnalnih pomikih, naj bodo puše dvojnih zobatih sklopk čim daljše.

6. Ena od zvez zobate sklopke na zobnikih naj bo nameščena na sredini njihove širine.

7. Planetni zobniki naj bodo uležajeni na nihalnih ležajih ali na elastičnih vložkih, da se lahko bolje prilagajajo zobnim bokom pri ubiranju.

Rezultati tega dela so namenjeni racionalizaciji izdelave, kajti dobrih obratovalnih lastnosti ne moremo doseči samo z drago natančnostjo. Rezultati so splošno uporabljivi, nanašajo se tako na valjaste zobnike z ravnimi zobmi kakor tudi z dvojno poševnimi zobmi brez osnih sil.

4. IZ IZSLEDKOV IZHAJAJOČE NOVE REŠITVE IZRAVNALNIH SISTEMOV

Na osnovi ocenjevalnih meril, ki smo jih razvili za osnovne funkcije planetnih prenosnikov: izenačenje sil na posameznih vejah planetnih zobnikov in enakomernost razdelitve teh obremenitev po širini zoba — lahko ovrednotimo doslej znane in uporabljene izvedbe in nato poiščemo oz. načrtamo nove možne rešitve v obliki konstrukcijske optimizacije.

4.1. Ocena znanih izravnalnih sistemov

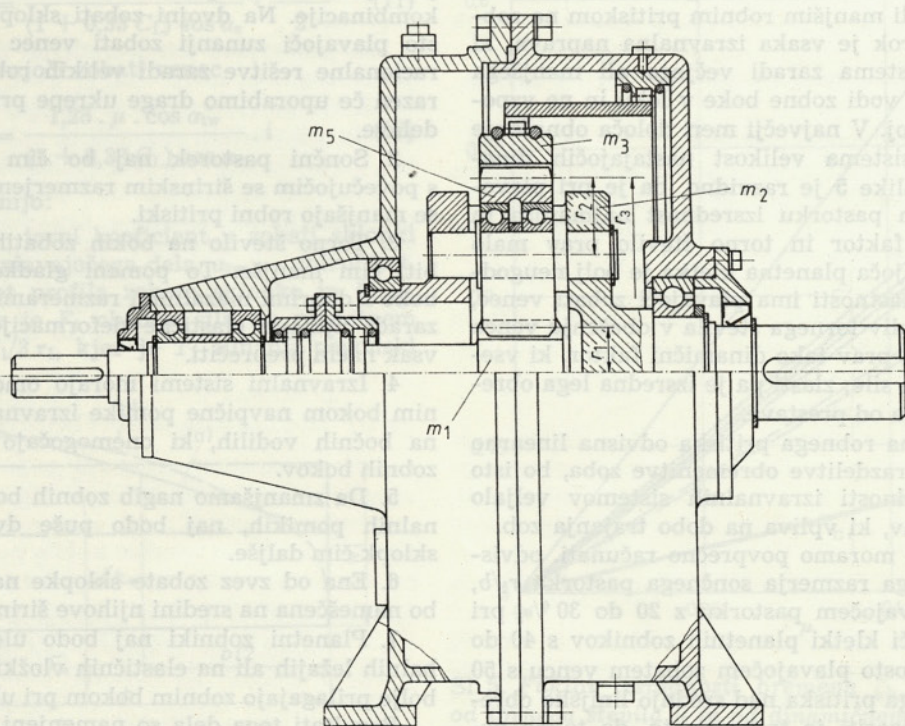
Samonastavljivi sončni pastorek je skupen skraj vsem sistemom, pri čemer je povezan s pogonsko sklopko z dvojno zobato sklopko ali s kardanskim ali krogelnim zgibom. Ta izvedba izravnavo povzroča najmanjše dinamične izravnalne sile med vsemi izravnalnimi izvedbami, vendar se pojavljajo veliki robni pritiski, zlasti če je obešen na dvojni zobati sklopki in leži vrtišče zunaj sredine pastorka. Pri samonastavljivem pastorku moramo računati z dinamičnim faktorjem $C_L = 1,10$ do $1,20$, se pravi, da se pojavljajo za 10 do 20 % višje obremenitve, kakor ustrezajo imenski obremenitvi pri idealno razdeljenem vrtilnem momentu. Robne pritiske postavimo v višini 20 do 40 % enakomerno

razdeljene zobne linijske obremenitve. Če uporabimo krogelni vrtilni zgib s kotalnim trenjem (npr. po patentu [6]), se lahko zmanjšajo robni pritiski na 15 do 20 %.

Poleg samonastavljivega sončnega pastorka se dodatno uporabljajo kot specialne rešitve samonastavljiva, prosto plavajoča obešenja zobatega venca z dvojnimi zobatimi sklopkami (glej sliko 7 po Stoeckichtovem patentu) ali elastično mehka obešenja zobatega venca z vzmetmi v paketih ali z elastično oblikovanimi elementi podprti obroči zobatih vencov. Znatne prednosti ima izvedba po patentu [7], ker omogoča radialno-obodne pomike pri neznatnem naraščanju sil.

Pri izvedbi z elastično podprtim zobatim vencem se pojavljajo samo omejeni, k osem zobnikov pravokotni radialni izogibalni pomiki, ki ne dopuščajo masi in masnim vztrajnostnim momentom, da polno delujejo. Poševna lega zobnih bokov je izključena, ker ni zasučnega gibanja in nobenega tornega vzvratnega momenta. To obešenje je zato primerno samo za izravnavo izrazito nizkofrekvenčnih odstopkov z majhnimi pospeški odstopkov. Glavno vlogo pri izravnavi ima samonastavljivi pastorek. Računati moramo z obremenilnim številom 1,30 do 1,40. Robnih pritiskov ni.

Pri izvedbi z zobatim vencem, obešenim na dvojni zobati sklopki, je treba ločiti dva primera:



Sl. 7. Planetni prenosnik s tremi planeti in prosto nastavljivim sončnim pastorkom in zobatim vencem, obešenima na dvojni zobati sklopki

1 — sončni pastorek, 2 — kletka planetnih zobnikov, 3 — zobati venec, 5 — planetni zobnik

brez in s samonastavljivim sončnim pastorkom. Pri samonastavljivem zobatem vencu samem se pojavljajo zelo visoki dinamični faktorji $C_L = 1,80$ do $2,20$ z robnimi pritiski za 100 do 140 % nad povprečnimi. To je najneugodnejša rešitev. Pri pritegnitvi samonastavljivega pastorka prenese le-ta glavno težo izravnave. Na zobatem vencu se tedaj pojavijo obremenilna števila od 1,30 do 1,40, vendar ostanejo robni pritiski pri 80 do 100 % nad povprečjem.

V primeru samonastavljive kletke planetnih zobnikov so razmere podobne tistim pri prosto plavajočem pastorku. Dinamični faktor znaša 1,15 do 1,25; robni pritiski so pri 70 do 80 % nad povprečnimi. Če kombiniramo prosto plavajočo planetno kletko s samonastavljivim sončnim pastorkom, se dinamični faktor zmanjša pod vrednosti prosto plavajočega sončnega pastorka. Robni pritiski so vendar še vedno 40 do 70 % nad povprečjem.

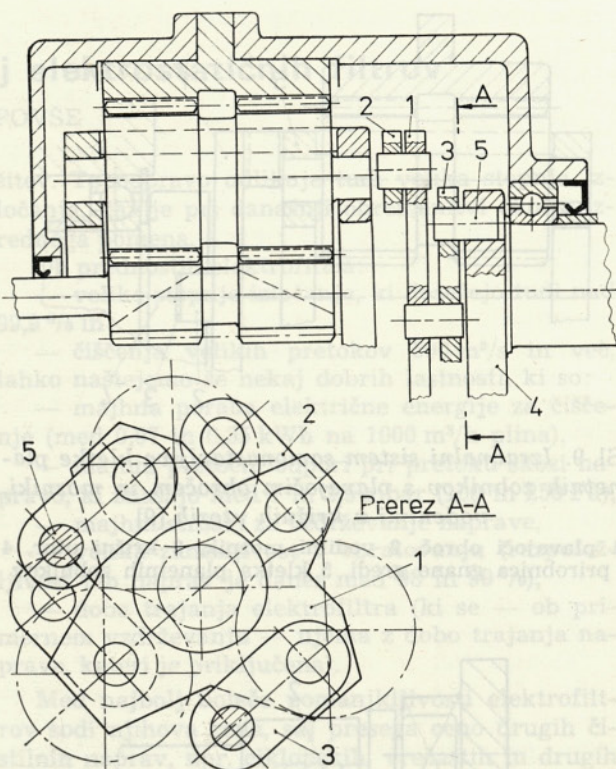
Obešenje zobnikov v sredini pomaga pri zmanjšanju robnih pritiskov, vendar ne vpliva na dinamične izravnalne sile. Elastična obešenja zobatega venca z vzvodi ali gumijastimi vložki pomagajo pri zmanjšanju lokalnih elastičnih deformacij; sami na sebi pa ne povzročajo robnih pritiskov.

Uležajenje planetnih zobnikov zunaj sredine in njihovo izenačenje z vzvodi, vodenimi na obroču, povzroča ugodne dinamične izravnalne sile, ki leže v višini samonastavljivega sončnega pastorka. K zobnim bokom pravokotni pomiki ne povzročajo robnih pritiskov.

4.2. Izravnalni sistem po teoretični optimizaciji

Izravnalni sistem z obešenjem na dvojni zobati sklopki vodi k velikim robnim pritiskom, ker deluje pri obratovanju kakor toga zveza. Torej je treba iskati takšno obešenje, ki bo povzročalo pomik zobnih bokov vzporedno k dotikalnim črtam. Povratni torni moment na zobnih bokih sklopke se v tem primeru ne bo pojavil. Ta pot nas nujno vodi h križnemu obešenju, ki omogoča pomik samo pravokotno k osem zobnikov v dveh smereh, vendar ne povezano. Zato se bo obešeni del pomikal v ravnini x, y ustrezajoče izravnalnemu pomiku in zasuku. Izravnalni sistem je mogoč na podlagi prenosnih elementov momenta v dveh varian-tah [5].

Prva izvedba na sliki 8 [8] obstaja v bistvu iz vodilnega obroča 1, ki je z vzvodi 2 povezan s kletko planetnih zobnikov in pravokotno k temu prek vzvodov 3 s prirobnico gnane gredi 4. Na planetni kletki so nameščeni sojemalni sorniki 5 za povezavo z vodilnim plavajočim obročem 1. Pri majhnih vrtilnih momentih zadošča ena vrsta vzvodov, pri večjih dve, po ena na vsaki strani plavajočega obroča. Zaradi zelo majhnih nihajnih pomikov na sornikih vzvodov je treba predvideti zanesljivo uležajenje, najbolje s kotalnimi ležaji.

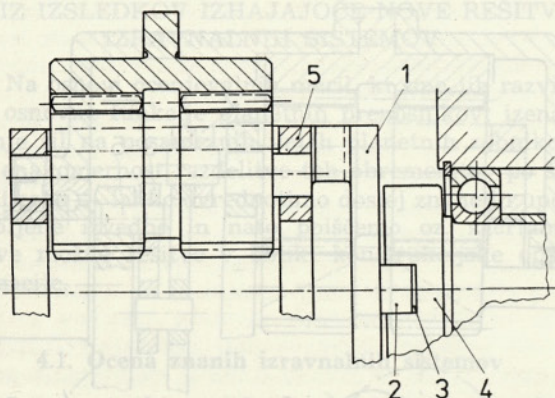


Sl. 8. Izravnalni sistem samonastavljive kletke planetnih zobnikov s plavajočim obročem in vzvodnim vodenjem na gnani gredi [8]

1 plavajoči obroč, 2, 3 vodilni vzvod, 4 prirobnica gnane gredi, 5 vezni sornik

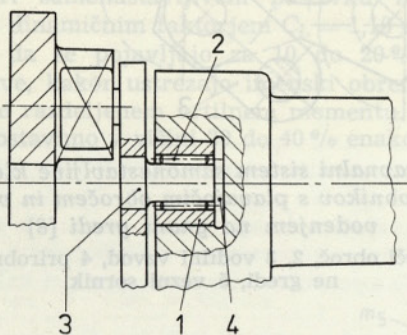
Ta izravnalni sistem s plavajočim obročem, vodenim na križnih sornikih, se lahko izvede podobno na samonastavljivem sončnem pastorku ali na samonastavljivem zobatem vencu. Pri večjih premerih ni konstrukcijskih težav, pri majhnih premerih je treba predvideti dovolj močne vezi za prevzem velikih vrtilnih momentov. Pri zelo velikih vrtilnih momentih, tj. pri izjemno širokih dvoj-nopoševno ozobčanih zobnikih namestimo plavajoče obroče na obeh straneh zobnikov.

Drugo izvedbo s križno vodenimi mozniki in utori za prenos momenta in hkrati za pomik v ravnini x, y prikazuje slika 9. V tem primeru [9] ima plavajoči kolut 1 križno z osmi pod 90° nameščene moznike 2, ki se lahko pomikajo v protiutorih 3 delovne prirobnice 4 in planetne kletke 5 in na ta način lahko slede kletki planetnih zobnikov pri njenih izravnalnih pomikih v smereh x in y . Enako izvedbo lahko uporabimo tudi za plavajoči sončni pastorek ali za plavajoči zobati venec. Torne razmere lahko pri zelo majhnih pomikih izboljšamo, če uporabimo namesto moznikov valjčke 1 na kotalnih ležajih 2 na sornikih 3 v utorih vodilih



Sl. 9. Izravnalni sistem samonastavljive kletke planetnih zobnikov s plavajočim obročem in mozniki, vodenimi v križnih utorih [9]

1 plavajoči obroč, 2 vodilni moznik, 3 križni utor, 4 prirobnica gnane gredi, 5 kletka planetnih zobnikov



Sl. 10. Izravnalni sistem s plavajočim obročem in valjčki, vodenimi v utorih [9]

1 vodilni valjček, 2 kotalni ležaj, 3 vodilni sornik, 4 križni utor

4 pogonske ali gnane gredi (slika 10). Namesto valjčkov lahko uporabimo tudi kotalno verigo. Tudi pri tej izvedbi lahko podvojimo vodenje s po enim plavajočim obročem na vsaki strani zobnikov, pri čemer lahko uporabimo luknjo v sončnem pastorku za oporo drugega plavajočega obroča.

S temi izvedbenimi različicami dosežemo vzporedne pomike skupka izravnalnih zobnikov, ne da bi povzročili torne povratne momente. Mase in masne vztrajnostne momente lahko prav tako držimo čim manjše. S tem omogočimo izogibalno gibanje v zobnih ubiranjih in s tem izravnalnega telesa, vendar lahko obvladamo dinamične sile s konstrukcijskimi ukrepi. Zaradi vzporednega pomika ni nobenih robnih pritiskov. Faktor širinske razdelitve ostane pri 1. Zobe lahko zato racionalno dimenzioniramo na bočno trdnost.

5. SKLEP

Z novo razvitimi brezdimenzijskimi faktorji dinamične sile, izsrednostjo bremena in širinsko porazdelitvijo lahko popolnoma opišemo obratovalno stanje planetnega prenosnika glede na nastajajoče dinamične obodne sile, izsredno lego teh sil vzdolž zobnega boka kot posledico tornega povratnega momenta na obešenju izravnalnega skupka zunaj zobnika in s tem povezani robni pritisk na zobnih bokih. Z njihovo pomočjo smo analizirali v praksi uporabljene izravnalne sisteme ter sestavili prednostni seznam. Na tej osnovi smo lahko sestavili smernice za konstruiranje boljših izravnalnih sistemov in predstavili dva nova izravnalna sistema, ki ne povzročata robnih pritiskov. S tem smo podali primer raziskave, ki je bila izvedena do razvojne stopnje. Žal je bila ustavljena prav tedaj, ko bi morale biti izdelane konstrukcijske osnove za prototip in za meritve, ki naj bi potrdile dokončno obliko nove vrste planetnih prenosnikov. Upamo, da bodo to izvedle delovne organizacije z večjo prenoviteljsko prodornostjo.

LITERATURA

- [1] Kos, M. in sodelavci: Raziskava in razvoj planetnih prenosnikov, I, II in III. RSS, Ljubljana, 1975 do 1978.
- [2] Kos, M.: Bewertung der Ausgleichsysteme in Planetengetrieben mit dynamischen Kraftbeiwerten. Konstruktion 33 (1981) št. 3. str. 91—96.
- [3] Kos, M.: Über den Kräfteausgleich in Planetengetrieben mit Sonnenhohlrad. Die Maschine 36 (1982) št. 12, str. 14—18.
- [4] Kos M.: Kraftverteilung über die Zahnbreite bei Planetengetrieben. Einfluß des Ausgleichsystems. Antriebstechnik 21 (1982) št. 11, str. 553—557.
- [5] Kos, M.: Neue funktionsgerechte Ausgleichssysteme von Planetengetrieben. Konstruktion 35 (1983) št. 11, str. 427—431.
- [6] Patent YU — P 2910/78 »Planetno gonilo za majhne obodne hitrosti«.
- [7] Patent YU — P 2538/77 »Naprava za razdelitev in izravnavo obodnih sil v planetnem zobniškem prenosniku«.
- [8] Patent YU — P 2908/78 »Planetno gonilo za velike obodne hitrosti«.
- [9] Patent YU — P 2909/78 »Planetno gonilo za zelo velike obodne hitrosti«.
- [10] Kos, M.: Vpliv odstopkov ozobčanja na razdelitev obremenitve v razvejanih zobniških predležjih. SV 22 (1976) št. 3/4, str. 19—22.

Ob nastanku rokopisa za ta članek, je bil njegov avtor direktor Inštituta za raziskave in razvoj DO Litostroj in profesor na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani. Navedeni patenti so last DO Litostroj, Ljubljana.

Avtorjev naslov: dr. Marko Kos, dipl. inž.
Fakulteta za strojništvo,
Ljubljana