

OPTEREĆENJE VIJENCA SREDIŠNJEG ZUPČANIKA S UNUTRAŠNJIM OZUBLJENJEM KOD PLANETARNIH PRIJENOSA U BRODSKIM REDUKTORIMA

LOAD OF THE ANNULUS SHROUD AT PLANETARY TRANSMISSION IN MARINE GEARBOXES

UDK 629.123+629.12.063
Pregledni članak
Review

Sažetak

U brodskim reduktorima, kod planetarnih prijenosa, izjednačenje opterećenja najčešće se postiže radialno slobodnim središnjim zupčanicima pomoću zglobne konstrukcije preko dvostruke zubne spojke. U radu je prikazana shema opterećenja vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem, kod izjednačenja opterećenja, u opsegu kuteva $0 \leq \varphi \leq \gamma$, kao i konstruktivna izvedba sklopova središnjih zupčanika za izjednačenje opterećenja preko dvostruke zubne spojke. Prikazan je i analiziran primjer proračuna vijenca ovog zupčanika kod planetarnog prijenosa s tri planetarna zupčanika. Kod izjednačenja opterećenja moment savijanja M_φ , uzdužna sila N_φ i poprečna sila Q_φ , koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem, zbog djelovanja vanjskih opterećenja (F_{ti} , F_{ri} i M_j), mogu se izračunati ako se vijenac zupčanika zamijeni odgovarajućim prstenom.

Ključne riječi: brodski reduktori, planetarni prijenosi, središnji zupčanik s unutrašnjim ozubljenjem, izjednačenje opterećenja

Summary

In marine gearboxes at planetary transmission, load equalization is frequently achieved by radially free annulus and sunwheel by means of joint constructions over a double gear-toothed couple. The paper provides a scheme of the load of the annulus shroud at load equalization within the range of angles $0 \leq \varphi \leq \gamma$, as well as constructive performance of the annulus and sunwheel joint for load equalization over the double gear-toothed couple. The paper gives a survey and analysis of an example of calculation of the annulus shroud at the planetary transmission with three planetary gears. At load equalization the bending moment M_φ , the longitudinal force N_φ and the transverse force Q_φ , which act in the cross-section of the annulus shroud, because of the influence of the external forces (F_{ti} , F_{ri} i M_j), may be calculated if the annulus shroud is replaced by an equivalent ring.

Key words: marine gearboxes, planetary transmission, annulus, load equalization

*mr. sci. Ante Bukša
**mr. sci. Predrag Kralj
***mr. sci. Dragan Martinović
Visoka pomorska škola u Rijeci
Studentska 2, Rijeka

1. Uvod

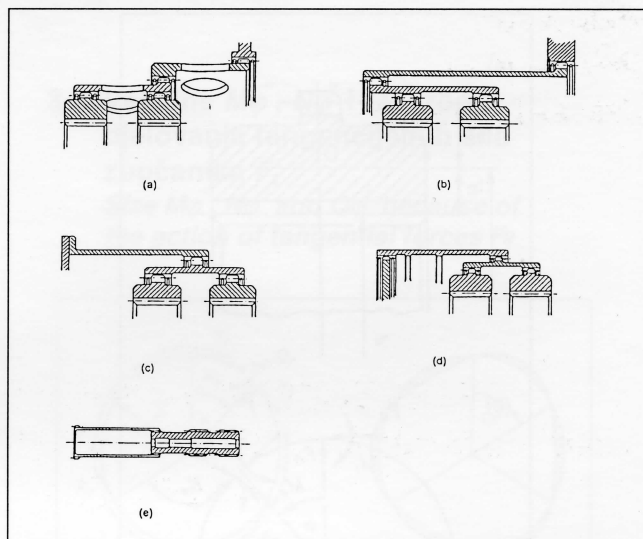
Introduction

Zupčani prijenosi u brodskim reduktorima porivnog sustava koji spajaju porivni stroj s brodskim vijkom mogu se podijeliti prema [1] na standardne zupčane prijenose i zupčane prijenose s višestrukim zahvatom. Zupčani prijenosi s višestrukim zahvatom dijele se na obične prijenose s višestrukim zahvatom, planetarne i kombinirane prijenose s višestrukim zahvatom. Prednosti planetarnih prijenosa, kao i običnih prijenosa s višestrukim zahvatom, prema standardnim prijenosima, mogu se iskoristiti samo onda, ako svi paralelni parovi zupčanika ravnomjerno sudjeluju u prijenosu okretnog momenta. Kod jednostavnog $A1^1$ planetarnog prijenosa s tri planetarna zupčanika, principijelne mogućnosti rješenja za izjednačenje opterećenja slijede iz izbora postavljenog pokretnog elementa, ovisno o tome radi li se o radijalno slobodnom središnjem zupčaniku s vanjskim ili unutrašnjim ozubljenjem, planetarnom zupčaniku ili nosaču planeta [2 i 3]. U praksi je najčešći slučaj kombinacija dvaju elemenata (radijalno slobodni središnji zupčanici), a vrlo rijetko triju.

2. Konstruktivne izvedbe sklopova središnjih zupčanika za izjednačenje opterećenja

Constructive performance of annulus and sunwheel joints for load equalization

Izjednačenje opterećenja radijalno slobodnim središnjim zupčanicima postiže se pomoću zglobne ili elastične konstrukcije. Na slici 1. prikazane su konstruktivne izvedbe sklopova središnjih zupčanika prema Stoeckichtovu načelu, gdje se izjednačenje opterećenja postiže pomoću zglobne konstrukcije dvostrukim zubnim spojkama [4, 5, 6 i 7]. Slika 1 (a, b, c i d) pokazuje konstruktivne izvedbe sklopova za izjednačenje opterećenja radijalno slobodnim središnjim zupčanikom s unutrašnjim ozubljenjem, dok slika 1 (e) prikazuje konstruktivnu izvedbu za izjednačenje opterećenja radijalno slobodnim središnjim zupčanikom s vanjskim ozubljenjem. Rješenje za izjednačenje opterećenja radijalno slobodnim središnjim zupčanikom s unutrašnjim ozubljenjem pod (a) koristi njemačka firma BHS² za redukciju brzine vrtnje dizel - motora od 430 min^{-1} na brzinu vrtnje broskog vijka od 114 min^{-1} [5], dok rješenje za izjednačenje opterećenja središnjih zupčanika pod (b, c, d i e) koristi engleska tvrtka Allen Gears za redukciju brzine vrtnje parne turbine visokotlačnog dijela sa 6000 min^{-1} i niskotlačnog dijela sa 3500 min^{-1} na brzinu vrtnje broskog vijka od 127 min^{-1} [7].



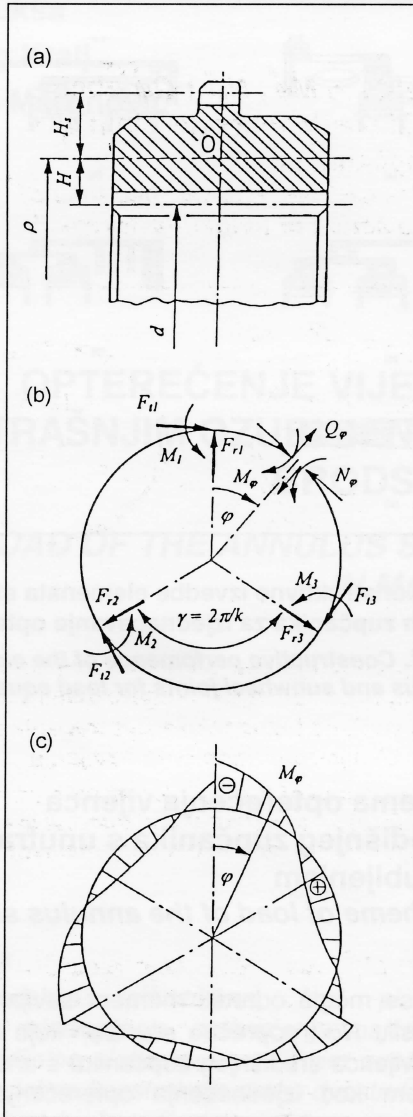
Slika 1. Konstruktivne izvedbe elemenata sklopova središnjih zupčanika za izjednačavanje opterećenja

Figure 1. Constructive performance of the elements of annulus and sunwheel joints for load equalization

3. Shema opterećenja vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem

Scheme of load of the annulus shroud

Da bi se moglo odrediti moment savijanja $M\varphi$, uzdužnu silu $N\varphi$ i poprečnu silu $Q\varphi$, koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem kod izjednačenja opterećenja prema slici 2, vijenac se zamjenjuje ekvivalentnim prstenom [8]. Ako se zanemare promjene radijalnog pomaka središnjih zupčanika, na svim mjestima zahvata kutovi zahvaćanja su jednaki, kao i krakovi H i H_s . Vijenac ovog zupčanika vezan je preko dvostruke zubne spojke za kućište. Na mjestu zahvata sa satelitima, kod ravnog ozubljenja, na kružnici radijusa ρ vijenac je opterećen tangencijalnom silom $F_{ti} = F_{ni} \cdot \cos\alpha$ radijalnom silom $F_{ri} = F_{ni} \sin\alpha$ i momentom tangencijalne sile $M_i = F_{ti} H$. Kod izjednačenja opterećenja ova vanjska opterećenja poznata su ili se mogu izračunati. Tada će prsten biti statički određen, a u istom trenutku presjek je tri puta statički neodređen. Iz literature je poznato da se unutrašnje sile u presjeku prstena mogu izračunati energetskom metodom [9], metodom elastičnog težišta [10] ili metodom uzastopnih jednadžbi [11]. Izvodi u navedenoj literaturi uglavnom se odnose na koncentrirana vanjska opterećenja. Budući da je središnji zupčanik s unutrašnjim ozubljenjem vezan preko dvostruke zubne spojke, spomenuta vanjska opterećenja, prema slici 2 (b), moraju se uravnotežiti s tokom tangencijalnih sila q u dvostrukoj zubnoj spojci ili u nekom drugom slučaju preko elastičnog [12] ili plastičnog sloja [13].



Slika 2. Shema opterećenja vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem: a) poprečni presjek vijenca [8], b) vanjska i unutrašnja opterećenja i c) dijagram momenta savijanja

Figure 2. Scheme of load of the annulus shroud: a) transverse cross-section of the shroud, b) external and internal loading i c) diagram of the bending moment

Do traženih veličina M_φ , N_φ i Q_φ prema slici 2, koje djeluju u spomenutom presjeku s kutnom koordinatom φ u opsegu kuteva $0 \leq \varphi \leq \gamma$, doći će se prema Bičenku [14] primjenom već izvedenih jednadžbi s obzirom na vrstu vanjskih opterećenja koja su prikazana na slici 3.

S obzirom na vrstu vanjskog opterećenja do konačnih veličina M_φ , N_φ i Q_φ , koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem, zbog djelovanja radijalnih, tangencijalnih i momenta tangencijalnih sila, doći će se proporcionalno primjenom jednadžbi (1), (2) i (3).

$$M_\varphi' = \frac{F_r \rho}{2\pi} (\varphi \sin \varphi + \frac{1}{2} \cos \varphi + 1 - \pi \sin \varphi)$$

$$N_\varphi' = -\frac{F_r}{2\pi} ((\pi - \varphi) \sin \varphi + \frac{3\rho + 4H}{2\rho} \cos \varphi)$$

$$Q_\varphi' = \frac{F_r}{2\pi} ((\pi - \varphi) \cos \varphi - \frac{\rho + 4H}{2\rho} \sin \varphi)$$

$$M_\varphi'' = \frac{F_t \rho}{2\pi} ((\pi - \varphi) \cos \varphi + \frac{3}{2} \sin \varphi + \varphi - \pi)$$

$$N_\varphi'' = \frac{F_t}{2\pi} ((\pi - \varphi) \cos \varphi - \frac{\rho + 4H}{2\rho} \sin \varphi)$$

$$Q_\varphi'' = \frac{F_t}{2\pi} ((\pi - \varphi) \sin \varphi - \frac{\rho - 4H}{2\rho} \cos \varphi - \frac{3\rho}{\rho + H})$$

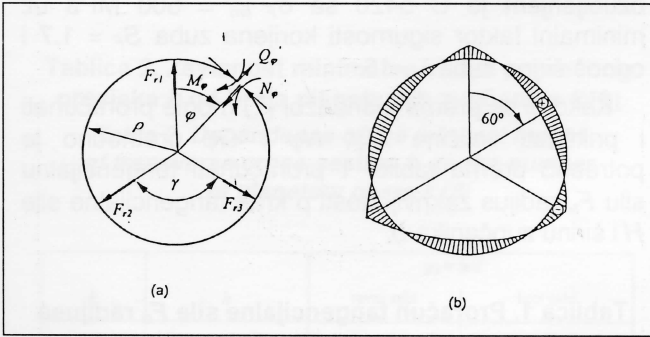
$$M_\varphi''' = \frac{M}{\pi} (\frac{\pi - \varphi}{2} - \sin \varphi)$$

$$N_\varphi''' = -\frac{M \sin \varphi}{\rho \pi}$$

$$Q_\varphi''' = \frac{M}{\rho} \frac{1}{2\pi} (\frac{\rho}{\rho + H} + 2 \cos \varphi)$$

Slika 3. Opterećenje prstena: a) opterećenje radijalnom silom F_r , b) opterećenje tangencijalnom silom F_t i c) opterećenje momentom $M = F_t H$
 Figure 3. Load of the ring: a) Load of the radial force F_r , b) Load of the tangential force F_t and c) Load of the moment $M = F_t H$

3.1. Veličina $M\phi'$, $N\phi'$ i $Q\phi'$ zbog djelovanja radijalnih sila F_r
Size $M\phi'$, $N\phi'$ i $Q\phi'$ because of the action of radial forces F_r



Slika 4. Opterećenje vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem radijalnim silama:

- a) vanjska i unutrašnja opterećenja i
- b) dijagram momenta savijanja

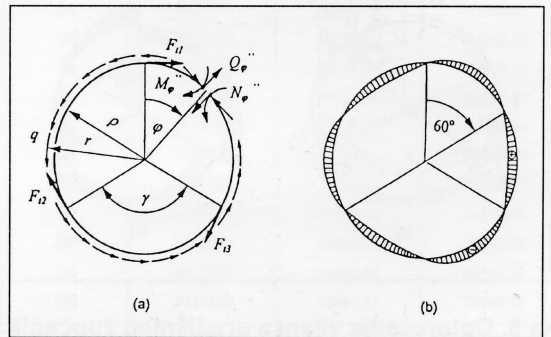
Figure 4. Load of the annulus shroud with the radial forces: a) external and internal loading and b) diagram of the bending moment

Veličine $M\phi'$, $N\phi'$ i $Q\phi'$, koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem, zbog djelovanja radijalnih sila, mogu se dobiti primjenom jednadžbi (1). Uvrštavanjem triju radijalnih sila prema slici 4 (a) s pretpostavkom da je $F_{r1} = F_{r2} = F_{r3} = F_r$ i sređivanjem dobije se:

$$\begin{aligned}
 M_{\phi}' &= -\frac{F_r \rho}{2\pi} (3 + \phi \sin \phi + (\phi + \gamma) \sin(\phi + \gamma) + (\phi + 2\gamma) \sin(\phi + 2\gamma) + \\
 &+ \frac{1}{2} (\cos \phi + \cos(\phi + \gamma) + \cos(\phi + 2\gamma) - \pi (\sin \phi + \sin(\phi + \gamma) + \sin(\phi + 2\gamma))) \\
 N_{\phi}' &= \frac{F_r}{2\pi} ((\pi - \phi) \sin \phi + (\pi - (\phi + \gamma)) \sin(\phi + \gamma) + (\pi - (\phi + 2\gamma)) \sin(\phi + 2\gamma) + \\
 &+ \frac{3\rho + 4H}{2\rho} (\cos \phi + \cos(\phi + \gamma) + \cos(\phi + 2\gamma))) \\
 Q_{\phi}' &= -\frac{F_r}{2\pi} ((\pi - \phi) \cos \phi + (\pi - (\phi + \gamma)) \cos(\phi + \gamma) + (\pi - (\phi + 2\gamma)) \cos(\phi + 2\gamma) - \\
 &- \frac{\rho + 4H}{2\rho} (\sin \phi + \sin(\phi + \gamma) + \sin(\phi + 2\gamma)))
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Na slici 4 (b) prikazan je dijagram momenata savijanja vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem, zbog djelovanja radijalnih sila zupčanika, gdje je za $\phi = 0^\circ$ i $\phi = 120^\circ$ $M_{\phi}' = -0.1887897 F_r \rho$, dok je za $\phi = 60^\circ$ $M_{\phi}' = 0.099885 F_r \rho$.

3.2. Veličine $M\phi''$, $N\phi''$ i $Q\phi''$ zbog djelovanja tangencijalnih sila zupčanika F_t
Size $M\phi''$, $N\phi''$ and $Q\phi''$ because of the action of tangential forces F_t



Slika 5. Opterećenje vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem tangencijalnim silama:

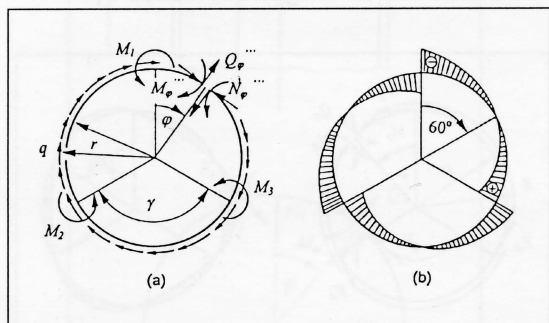
- a) vanjska i unutrašnja opterećenja i
- b) dijagram momenta savijanja

Figure 5. Load of the annulus shroud with the tangential forces: a) external and internal loading and b) diagram of the bending moment

Veličina $M\phi''$, $N\phi''$ i $Q\phi''$, koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem, zbog djelovanja tangencijalnih sila, mogu se dobiti primjenom jednadžbi (2). Uvrštavanjem triju tangencijalnih sila prema slici 5. (a) s pretpostavkom da je $F_{t1} = F_{t2} = F_{t3} = F_t$ i sređivanjem dobije se:

$$\begin{aligned}
 M_{\phi}'' &= -\frac{F_t \rho}{2\pi} (3\phi + 3\gamma - 3\pi + (\pi - \phi) \cos \phi + (\pi - (\phi + \gamma)) \cos(\phi + \gamma) + \\
 &+ (\pi - (\phi + 2\gamma)) \cos(\phi + 2\gamma) + \frac{3}{2} (\sin \phi + \sin(\phi + \gamma) + \sin(\phi + 2\gamma))) \\
 N_{\phi}'' &= -\frac{F_t}{2\pi} ((\pi - \phi) \cos \phi + (\pi - (\phi + \gamma)) \cos(\phi + \gamma) + (\pi - (\phi + 2\gamma)) \cos(\phi + 2\gamma) - \\
 &- \frac{\rho + 4H}{2\rho} (\sin \phi + \sin(\phi + \gamma) + \sin(\phi + 2\gamma))) \\
 Q_{\phi}'' &= -\frac{F_t}{2\pi} (-\frac{3\rho}{\rho + H} + (\pi - \phi) \sin \phi + (\pi - (\phi + \gamma)) \sin(\phi + \gamma) + \\
 &+ (\pi - (\phi + 2\gamma)) \sin(\phi + 2\gamma) - \frac{\rho - 4H}{2\rho} (\cos \phi + \cos(\phi + \gamma) + \cos(\phi + 2\gamma)))
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

3.3. Veličine $M\varphi'''$, $N\varphi'''$ i $Q\varphi'''$ zbog djelovanja momenata M tangencijalnih sila zupčanika F_t Size $M\varphi'''$, $N\varphi'''$ and $Q\varphi'''$ because of the action of the moment M of tangential forces of the gear F_t



Slika 6. Opterećenje vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem momentom M : a) vanjska i unutrašnja opterećenja i b) dijagram momenta savijanja

Figure 6. Load of the annulus shroud with moment M : a) external and internal loading and b) diagram of the bending moment

Veličine $M\varphi'''$, $N\varphi'''$ i $Q\varphi'''$, koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem, zbog djelovanja momenata M tangencijalnih sila, mogu se dobiti primjenom jednadžbi (3). Uvrštavanjem triju momenata prema slici 6 (a) s pretpostavkom da je $M_1 = M_2 = M_3 = M$ i sređivanjem dobije se:

$$\begin{aligned} M\varphi''' &= -\frac{M}{\pi} (3\pi - 3\varphi - 3\gamma - 2\sin\varphi - 2\sin(\varphi + \gamma) - 2\sin(\varphi + 2\gamma)) \\ N\varphi''' &= \frac{M}{\rho\pi} (\sin\varphi + \sin(\varphi + \gamma) + \sin(\varphi + 2\gamma)) \\ Q\varphi''' &= -\frac{M}{\rho} \frac{1}{2\pi} \left(3\frac{\rho}{\rho + H} + 2\cos\varphi + 2\cos(\varphi + \gamma) + 2\cos(\varphi + 2\gamma) \right) \end{aligned} \quad (6)$$

Na slici 6 (b) prikazan je dijagram momenata savijanja vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem zbog djelovanja momenata tangencijalnih sila, gdje je za $\varphi = 0^\circ$, $M\varphi''' = -0.5 F_t H$, dok je za $\varphi = 120^\circ$, $M\varphi''' = 0.5 F_t H$.

Konačne veličine $M\varphi$, $N\varphi$ i $Q\varphi$, koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem kod izjednačenja opterećenja, dobiju se zbrajanjem jednadžbi (4), (5) i (6). Dakle,

$$\begin{aligned} M\varphi &= M\varphi' + M\varphi'' + M\varphi''' \\ N\varphi &= N\varphi' + N\varphi'' + N\varphi''' \\ Q\varphi &= Q\varphi' + Q\varphi'' + Q\varphi''' \end{aligned} \quad (7)$$

Kao primjer zupčanog prijenosa s višestrukim zahvatom uzet će se planetarni prijenos s tri planetarna zupčanika ($k = 3$), gdje središnji

zupčanik s unutrašnjim ozubljenjem miruje. Prijenos od dizel - motora prima snagu $P = 2500$ kW s ulaznom brzinom vrtnje $n_1 = 430$ min⁻¹. Zupčani parovi su cilindrični s ravnim zubima, prijenosnim omjerom $i = n_1/n_s = 4$, brojem zubi $z_1 = 40$ i pomakom profila $x_3m = 0$. Izjednačenje opterećenja postiže se radijalno slobodnim središnjim zupčanicima preko dvostruke zubne spojke. Materijal središnjeg zupčanika s vanjskim ozubljenjem je Č 5420 sa $\sigma_{F \text{ lim}} = 500$ MPa uz minimalni faktor sigurnosti korijena zuba $S_F = 1.7$ i odnos širine zuba $\lambda = 15$.

Kako bi se prema jednadžbi (7) mogle proračunati i prikazati veličine $M\varphi$, $N\varphi$ i $Q\varphi$ prethodno je potrebno prema tablici 1 proračunati tangencijalnu silu F_t , radijus zakrivljenosti ρ kraka tangencijalne sile H i širinu zupčanika b .

Tablica 1. Proračun tangencijalne sile F_t , radijusa zakrivljenosti ρ , kraka tangencijalne sile H i širine zupčanika b

Table 1. Calculation of the tangential force F_t , the radius of curvature ρ , the arm of the tangential force H and width of the gear b

Tangencijalna sila F_{t3}
$F_{t3} = F_{t1} = F_t = \frac{2T_1}{d_1} = 92530.905$ N
$T_1 = \frac{P \cdot 10^6}{\omega_1} = 18506181$ Nmm
$P_1 = \frac{P}{k} = 833.33$ kW
$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = 45.03$ s ⁻¹
$d_1 = z_1 m = 400$ mm
$m = 3 \sqrt{\frac{2T_1}{\lambda z_1 \sigma_{FP}}} Y_F Y_\epsilon K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 8.84$ mm
usvaja se: $m = 10$ mm
gdje je: $Y_F \approx 2.2$, $Y_\epsilon = 1$, $K_I = 1.5$, $K_V = 1$, $K_{F\alpha} = 1$, $K_{F\beta} = 1$, $\lambda = 15$ i $z_1 = 40$.
Ovi faktori dobiveni su na osnovi dijagrama i tabela prema [15]
$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} = 294.12$ MPa
Broj zubi
$z_3 = z_1 \left(\frac{n_1}{n_s} - 1 \right) = 120$
Radius zakrivljenosti ρ
$\rho = \frac{d_{f3} + h}{2} = 632.5$ mm
$d_{f3} = d_3 + 2m + 2c = 1225$ mm
$d_3 = m z_3 = 1200$ mm
Minimalna visina h
$h = (2 - 5)m = 40$ mm
Krak tangencijalne sile H
$H = \rho - \frac{d_3}{2} = 32.5$ mm
Širina zuba b
$b = \lambda m = 150$ mm

Minimalna visina poprečnog presjeka vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem $h = (2 - 5) m$, a zavisi od broja planetarnih zupčanika k i koeficijenta relativne širine zupčanog vijenca $\psi = b/d$. Ovaj koeficijent prema tablici 2 za ravne zube mora biti u granicama $\psi = 0.12 - 0.18$, a uvrštavanjem vrijednosti za b_3 i d_3 dobije se $\psi = 0.125$.

Tablica 2. Zavisnost minimalne visine poprečnog presjeka h od broja planetarnih zupčanika k [8]

Table 2. Dependence of the minimal height of transverse cross-section h on the number of planetary gears k [8]

k	h	$\psi_3 = b/d$	
		ravni zubi	kosi zubi
3	$(2 - 5) m = h'$	0.12 - 0.18	0.2 - 0.25
4	$0.8h'$	0.12 - 0.17	0.24
5	$0.73h'$	0.11 - 0.13	0.22
6	$0.68h'$	0.1	0.2
7	$0.63h'$	-	0.17
8	$0.6h'$	-	0.15

Prema [8] presjek vijenca središnjeg zupčanika zamjenjuje se ekvivalentnim prstenovima, gdje je odnos radijusa zakrivljenosti ρ i visine poprečnog presjeka h veći od 2.5, a odnos širine poprečnog presjeka b prema njegovoj visini h manji od $(\rho/h)^{0.5}$. Uvrštavanjem vrijednosti za ρ i h iz tablice 1. dobije se da je $\rho/h = 15.81 > 2.5$ i $b/h = 3.75 < (\rho/h)^{0.5} = 3.98$.

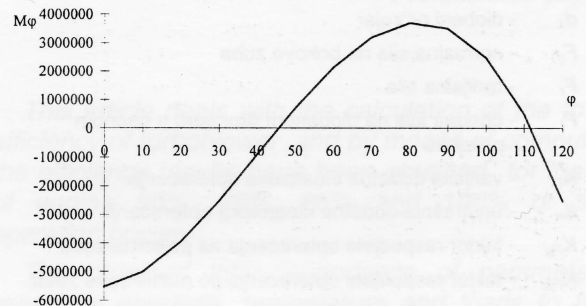
Rezultati proračuna unutrašnjih opterećenja (M_φ , N_φ , Q_φ), koji se dobiju ako se u jednadžbu (7) uvrsti vrijednost iz tablice 1 obodne sile $F_t = 92530.905$ N, radijusa zakrivljenosti $\rho = 632.5$ mm i kraka tangencijalne sile $H = 32.5$ mm prikazani su u tablici 3. i slici 7. Iz navedenih rezultata proizlazi da je maksimalno opterećenje vijenca kod $\varphi = 0$ u opsegu kuteva $0 \leq \varphi \leq \gamma$ s obzirom na sva tri mjesta zahvata.

Proračunska shema vijenca središnjeg zupčanika s vanjskim ozubljenjem, koji ima oblik kružnog prstena i koji je preko dvostruke zubne spojke vezan za pogonsko vratilo, jednaka je proračunskoj shemi vijenca zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem. Veličine M_φ , N_φ i Q_φ prema jednadžbi (7), koje djeluju u presjeku vijenca središnjeg zupčanika s vanjskim ozubljenjem. kod izjednačenja opterećenja. mogu se dobiti promjenom preznaka u jednadžbi (4), (5) i (6) radijalne sile F_r i momenta tangencijalne sile M_t .

Tablica 3. Rezultati proračuna unutrašnjih opterećenja vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem

Table 3. Results of the calculation of internal loading of the annulus shroud

$\varphi(^{\circ})$	$M_\varphi(\text{Nmm})$	$N_\varphi(\text{N})$	$Q_\varphi(\text{N})$
0	-5525238	-36543.37	-3688.698
10	-5017364	-28425.74	-9372.759
20	-3963204	-19444.38	-13560.85
30	-2535359	-9872.252	-16125.72
40	-917787.8	-0.137138	-16989.44
50	699796	9871.986	-16125.77
60	2127652	19444.15	-13560.94
70	3181826	28425.51	-9372.886
80	3689707	36543.17	-3688.882
90	3495309	43550.49	3318.401
100	2463947	49234.55	11436.02
110	486376.2	53422.68	20417.39
120	-2517860	55987.57	29989.52



Slika 7. Dijagramski prikaz momenta savijanja M_φ vijenca središnjeg zupčanika s unutrašnjim ozubljenjem

Figure 7. Diagram of the bending moment M_φ of internal loading of the annulus shroud

4. Zaključak Conclusion

Izjednačenje opterećenja kod planetarnih prijenosa, koji su našli veliku primjenu u brodskim reduktorima, može se postići radijalno slobodnim središnjim zupčanicima, planetarnim zupčanicima ili nosačem planeta. U praksi za izjednačenje opterećenja, kod ovih prijenosa, najviše se koristi kombinacija radijalno slobodnim središnjim zupčanicima pomoću zglobne konstrukcije preko dvostruke zubne spojke.

U planetarnim prijenosima s tri planetarna zupčanika, kao i kod prijenosa kada se planetarni nosač izvodi nepomičan, na sva tri mjesta zahvata središnjih zupčanika s planetarnim zupčanicima, kod izjednačenja opterećenja, tangencijalne sile su jednake ($F_{t1} = F_{t2} = F_{t3} = F_t$). To znači, da su i radijalne sile jednake ($F_{r1} = F_{r2} = F_{r3} = F_r$), kao i

moment tangencijalnih sila ($M_1 = M_2 = M_3 = M$). Odnosno, sve sile planetarnog prijenosa moraju biti međusobno u ravnoteži

Kako bi se prikazala shema opterećenja vijenca središnjih zupčanika vijenac se zamjenjuje kružnim prstenom. Iz rezultata proračuna planetarnog prijenosa s tri planetarna zupčanika proizlazi da je maksimalno opterećenje vijenca kod $\varphi = 0$ u opsegu kuteva $0 \leq \varphi \leq \gamma$. Isto tako, na osnovi tabelarnih rezultata proračuna može se zaključiti da je veličina momenta savijanja M_φ kod $\varphi = 0$ sto i pedeset puta veća od uzdužne sile N_φ , a tisuću i četiri stotine puta od poprečne sile Q_φ . To je razlog da se proračun unutrašnjih opterećenja presjeka vijenca središnjih zupčanika, kod izjednačenja opterećenja, uzima proračun unutrašnjih opterećenja vijenca samo na savijanje.

Oznake

b	- širina zuba
c	- tjemena zračnost ($c = 0.25 m$)
d_1	- diobeni promjer
F_n	- normalna sila na bokove zuba
F_r	- radijalna sila
F_t	- obodna sila na diobenom promjeru u čeonom presjeku
K_1	- vanjska dodatna dinamička opterećenja
K_v	- unutrašnja dodatna dinamička opterećenja
$K_{F\alpha}$	- faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube
$K_{F\beta}$	- faktor raspodjele opterećenja po dužini boka zuba
k	- broj planetarnih zupčanika
h	- visina poprečnog presjeka središnjeg zupčanika
i	- prijenosni omjer
H	- krak tangencijalne sile od središta vijenca do zahvata s planetarnim zupčanikom
H_s	- krak tangencijalne sile od središta vijenca do zahvata s zubnom spojkom
M	- moment savijanja
m	- modul
N	- uzdužna sila
n	- brzina vrtnje
Q	- poprečna sila
q	- tok tangencijalnih sila
P	- prijenosna snaga
r	- polumjer
S_F	- koeficijent sigurnosti korijena zuba
T	- okretni moment
z	- broj zubi
Y_F	- faktor oblika zuba
Y_ε	- faktor udjela opterećenja
σ_{Flim}	- dinamička čvrstoća u korijenu zuba
σ_{FP}	- dopušteno naprezanje u korijenu zuba
ρ	- radijus zakrivljenosti

α	- zahvatni kut
φ, γ	- kutevi
λ	- odnos širine zuba
ω	- kutna brzina

Indeksi

1	- središnji zupčanik s vanjskim ozubljenjem
2	- planetarni zupčanik
3	- središnji zupčanik s unutrašnjim ozubljenjem
F	- korijen zuba
f	- podnožje
s	- nosač planeta
φ	- kutna koordinata

Literatura

References

- [1] A. Bukša, P. Kralj, Zupčani prijenosi u brodskim reduktorima porivnog sustava, Naše more 45(1-2)98, str. 33 - 38.
- [2] E. Dehner, Planetengetriebe, Lastausgleich und konstruktive Gestaltung, TZ f. prakt. Metallbearb. 68. Jahrgang 1974, Heft 10.
- [3] K. Ehrlenspiel, Überlegungen zur Konstruktionsarbeit am Beispiel eines Turboplanetengetriebes, VDI-Zeitschrift, Sonderdruck Bd. 113 (1971), Nr. 2, str. 106.
- [4] BHS-Stoekicht-Planetengetriebe im Schiffbau, Hansa 108(1971)9, str.881-882.
- [5] K. Ehrlenspiel und E. Dehner, Planetengetriebe fue Schiffsantriebe, Hansa 110(1973)4, str.286-295.
- [6] Zusammenarbeit von BHS und Voith im Getriebebereich, Hansa 126(1989)13/14, str. 876.
- [7] Keeping in steam, Shipbuilding & Marine Engineering International, January/February 1982, str. 17-20.
- [8] Sprovočnik, Planetarnye peredači, Mašinstroenie, Leningrad 1977.
- [9] Sprovočnik, I. A. Birgera i J.G. Panovko, Pročnost', ustojčivost', kolebanija, T. 1. Mašinstroenie, Moskva 1968.
- [10] S. Timošenko, Statika inženjerskih konstrukcija, Građevinska knjiga, Beograd, 1956.
- [11] S. V. Bojaršinov, Osnovy stroite'naj mehaniki mašin, Mašinstroenije, Moskva 1973
- [12] Renk-Getriebe helfen Energie sparen, Schiff und Hafen, 38(1986)13, str. 41.
- [13] Looman, J., Zahnradgetriebe, Berlin, Heidelberg, New York, Springer 1970.
- [14] K. B. Bičenko, R. Gramelj, Tehničeskaja dinamika, T. 1. Tehteoretizdat, Moskva, 1960.
- [15] E. Oberšmit, Ozubljenja i zupčanici, Tehnička knjiga, Zagreb, 1982.

Rukopis primljen: 3.6.1999.

¹ A označava vanjsko, a I unutrašnje ozubljenje

² BHS-prestavlja njemačku firmu Bayerische Berg, Hutten-und Salzwerke AG