

ISTRAŽIVANJE RASPODJELE OPTEREĆENJA KOD OBIČNIH ZUPČANIH PRIJENOSA S DIJELJENJEM ILI SPAJANJEM SNAGE U BRODSKIM REDUKTORIMA

RESEARCH OF LOAD DISTRIBUTION AT ORDINARY GEAR TRANSMISSION WITH DISTRIBUTION OR POWER LINKING IN MARINE GEARBOXES

UDK 629.12.03:621.833

Pregledni rad
Review

Sažetak

Rad obuhvaća problem raspodjele opterećenja kod običnih zupčanih prijenosa s dijeljenjem ili spajanjem snage u brodskim reduktorima. Prikazana su rješenja za izjednačenje opterećenja ovih prijenosa, kao i rezultati ispitivanja. Izrađen je i prikazan računski program za proračun faktora raspodjele opterećenja K_o običnog zupčanog prijenosa s dijeljenjem i spajanjem snage, gdje se izjednačenje opterećenja postiže preko elastičnih vratila. Kod suvremenih konstrukcija ovih prijenosa u brodskim reduktorima, koji spajaju dizelmotor, parnu ili plinsku turbinu, izjednačenje opterećenja postiže se preko elastičnih vratila i elastičnih spojki.

Ključne riječi: brodski reduktori, izjednačenje opterećenja, obični zupčani prijenosi sa dijeljenjem ili spajanjem snage

Summary

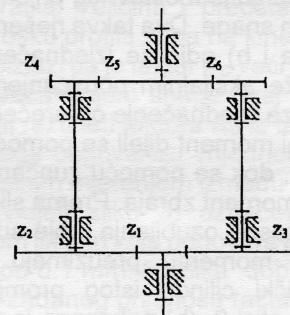
The paper deals with the problem of load distribution in ordinary gear transmissions with distribution and power linking in marine gearboxes. Solutions have been presented for load equalization of these transmissions, as well as the research results. A calculation program has been worked out for the calculation of load distribution K_o of ordinary gear transmissions with distribution and power linking, where load equalization is achieved by use of flexible shafts. With up-to-date design of these transmissions in marine gearboxes, which connect the diesel-engine, steam or gas turbine, load equalization is achieved by flexible shafts and flexible couplings.

Key words: marine gearboxes, load equalization, ordinary gear transmissions with distribution or power linking

1. Problem izjednačenja opterećenja kod običnih zupčanih prijenosa s dijeljenjem ili spajanjem snage u brodskim reduktorima

The problem of load equalization in ordinary gear transmissions with distribution or power linking in marine gearboxes

Povećanjem tonaže brodova povećava se i potrebna snaga pogonskog kompleksa. To ima za posljedicu sniženje brzine vrtnje broskog vijka, što uvjetuje bitno povećanje prijenosnih omjera reduktora. Kod pogona parnom turbinom isključivo se koristi za redukciju brzine vrtnje zupčani prijenosi s višestrukim zahvatom i to u kombinaciji planetarni i obični zupčani prijenosi s dijeljenjem ili spajanjem snage. Za redukciju brzine vrtnje s dva ili više dizel-motora u brodskim reduktorima koriste se obični zupčani prijenosi s dijeljenjem snage. Firma Lohman+Stolterfoht prva je počela proizvoditi brodske reduktore s običnim zupčanim prijenosima sa dijeljenjem i spajanjem snage i zupčanicima većim od dva metra u zavarenoj konstrukciji [1]. Zbog dijeljenja ili spajanja mehaničke



Slika 1. Obični zupčani prijenos sa dijeljenjem i spajanjem snage

Figure 1. Ordinary gear transmission with distribution and power linking

*Mr. sci. Ante Bukša
Pomorski fakultet u Rijeci
Studentska 2, Rijeka

energije na dva ili više zupčanika kod ovih prijenosa pojavljuje se problem izjednačenja opterećenja (okretnog momenta) na pojedine parove zupčanika.

Na slici 1. prikazan je čvrsto uležišten obični zupčani prijenos sa dijeljenjem i spajanjem snage. U prvom dijelu prijenosa raspodjela okretnog momenta obavlja se na dva zupčanika, dok u drugom dijelu prijenosa dolazi do spajanja okretnog momenta s dva zupčanika na jedan zupčanik. Prijenosnik je statički neodređen jer zbog grešaka u izradi ne može se računati s time da svaki zupčani par prima polovinu okretnog momenta. Većom točnošću izrade dijelova prijenosa može se smanjiti nejednakost u raspodjeli okretnog momenta, ali se ne može računati da će se postići izjednačenje opterećenja. Međutim, pomoću elastičnih vratila, koja spajaju prvi i drugi dio prijenosa, može se postići izjednačenje opterećenja (okretnog momenta) na dva zupčanika u prvom dijelu prijenosa ili s dva zupčanika na jedan zupčanik u drugom dijelu prijenosa.

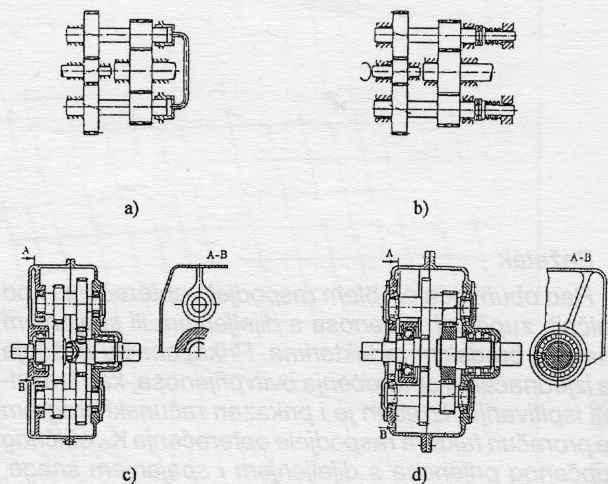
Problem raspodjele opterećenja također se pojavljuje i kod prijenosa kada se planetarni nosač izvodi nepomičan. U tom slučaju se više ne radi o planetarnom prijenosu nego o običnom zupčanom prijenosu s dijeljenjem ili spajanjem snage. Neki autori, prema Arnaudowu [2], ovakav prijenosnik ubrajaju u planetarne i nazivaju ih pseudo-planetarnim prijenosom ili planetarnim razdjelnim prijenosom, dok Oberšmit [3] ovakav prijenos naziva planetarnim prijenosom sa suprotnim smjerom vrtnje pogonskog i gonjenog vratila. Kod običnih zupčanih prijenosa sa dijeljenjem ili spajanjem snage, koji imaju karakteristiku planetarnih prijenosa, izjednačenje opterećenja postiže se preko sklopova za izjednačenje opterećenja pomoću zglobne ili elastične konstrukcije radijalno slobodnim centralnim ili planetarnim zupčanicima.

2. Rješenja za izjednačenje opterećenja kod običnih zupčanih prijenosa s dijeljenjem i spajanjem snage

Solutions for load equalization in ordinary gear transmissions with distribution or power linking

U radu [4] prikazano je nekoliko rješenja za izjednačenje opterećenja jednostavnog prijenosa s dijeljenjem i spajanjem snage. Dva takva rješenja prikazana su na slici 2. (a i b) gdje se izjednačenje okretnog momenta postiže aksijalnim pomicanjem vratila pomoću sklopova za izjednačenje opterećenja. Kod ovih prijenosa okretni moment dijeli se pomoću zupčanika s kosim zubima, dok se pomoću zupčanika s ravnim zubima okretni moment zbraja. Prema slici 2. (a) aksijalne sile, kod kosog ozubljenja, koje su proporcionalne okretnom momentu preuzimaju međusobno spojeni hidraulički cilindri istog promjera i izjednačavaju ih. Na slici 2. (b) prikazano je rješenje gdje djelovanje aksijalnih sila preuzimaju cilindrične zavojne torzijske opruge i neovisno jedna od druge utječu na veličinu okretnog momenta. Ovakvo rješenje, gdje se izjednačenje opterećenja postiže po-

moću opruga u kućištu ležaja, koristi firma Lohman+Stolterfoht za male ulazne brzine [5]. Na slici 2. (c i d) prikazana su rješenja ovih prijenosa gdje se izjednačenje okretnog momenta postiže pomoću sklopova zupčanika i vratila koji su pomoću elastičnih segmenata u prvom dijelu prijenosa vezani za kućište. Slika 2. (c) pokazuje rješenje gdje su zupčanici, koji primaju polovinu okretnog momenta, uležišteni za kućište pomoću elastičnih segmenata koji imaju pravac radijalne sile zuba zupčanika, dok je na slici 2. (d) prikazano rješenje gdje je ležaj centralnog zupčanika uležišten za kućište pomoću elastičnog segmenta koji ima pravac normalne sile zuba zupčanika.



Slika 2. Rješenja za izjednačenje opterećenja kod običnih zupčanih prijenosa s dijeljenjem i spajanjem snage

Figure 2. Solutions for load equalization in ordinary gear transmissions with distribution and power linking

3. Prikaz izjednačenja opterećenja kod običnih zupčanih prijenosa s dijeljenjem i spajanjem snage

Survey of load equalization in ordinary gear transmissions with distribution or power linking

U radu [4] prema slici 3. prikazani su dijagrami izjednačenja opterećenja koji su dobiveni na osnovi ispitivanja običnih zupčanih prijenosa sa dijeljenjem i spajanjem snage kod ulazne brzine vrtnje od $n=45.5 \text{ min}^{-1}$. Od ispitivanih devet varijanata na slici desno prikazano ih je sedam, gdje se izjednačenje opterećenja pomoću elastičnih konstrukcija postiže varijantama (1, 2, 3, 6 i 7), dok se pomoću zglobnih konstrukcija izjednačenje opterećenja postiže varijantama (4 i 5). Dijagrami isprekidanim linijama predstavljaju rezultate ispitivanja izjednačenja opterećenja kod pozicijske greške profila zuba od 0.2 mm na kinematskom krugu, dok dijagrami punim linijama predstavljaju rezultate ispitivanja izjednačenja opterećenja kod pozicijske greške profila zuba od 0.1 mm. Iz dijagrama također proizlazi da je kod manje

pozicijske greške profila zuba bolja raspodjela opterećenja. Najmanji faktor raspodjele opterećenja K_o daje varijanta (3) pomoću elastičnog pogonskog vratila kod pozicijske greške profila zuba od 0.1 mm.

Kroz proračun karakterističnog primjera običnog zupčanog prijenosa s dijeljenjem i spajanjem snage prema [6] (slika 1.) dvostepenog reduktora sa strelastim zubima snage $P=66000$ kW, ulazne brzine vrtnje $n_1=90$ s⁻¹, prijenosnog omjera $i_{1,2}=9$ i standardnog modula prvog stupnja $m_n=8$ potrebno je izračunati i prikazati faktor raspodjele opterećenja K_o s obzirom na pozicijsku grešku profila zuba na kinematskom krugu. Izjednačenje opterećenja kod ovog prijenosa postiže se preko elastičnih vratila dužine $l=3360$ mm. Broj zubi pogonskog zupčanika $z_1=35$ a kut nagiba $b=28.955^\circ$. Materijal vratila je čelik 30CrNiMo8 (Č. 5432) s $t_{uDI}=580$ MPa i $s_M=1100-1450$ MPa, a obilježje kvalitete površinske obrade elastičnih vratila je fino brušeno ($R_{max}=3-5$ mm). Potrebna sigurnost $S_{potr}=1.4$ uz pretpostavku da zupčani prijenos prima snagu od parne ili plinske turbine. Proračun ovog primjera bit će izrađen na osnovi standardnih formula prema [3].

Faktor raspodjele opterećenja K_o uzima u obzir neravnomjernu podjelu okretnog momenta, koji se dijeli s centralnog zupčanika na dva ili više zupčanih parova. Odnosno, on nam govori koliko je veće trenutno maksimalno opterećenje jednog paralelnog para zupčanika prema nazivnom opterećenju. Trenutno maksimalno opterećenje izračunat će se na taj način da se pretpostavi pozicijska greška i s obzirom na nju izračuna trenutni maksimalni moment.

Da bi se prema slici 4. dobio faktor raspodjele opterećenja K_o prethodno je potrebno dimenzionirati elastično vratilo. Promjer elastičnog vratila izračuna se prema tabeli 1. u odnosu na moment torzije M_u i dopušteno naprezanje na torziju $t_{u dop}$.

Tabela 1. Proračun elastičnog vratila

Table 1. Calculation of flexible shaft

$$d = \sqrt[3]{\frac{5M_u}{\tau_{u dop}}} = 231.198 \text{ mm}$$

Usvaja se standardni promjer $d = 240$ mm

$$\tau_{u dop} = \frac{b_1 b_2 \tau_{uDI}}{\phi S_{potr}} = 213 \text{ MPa}$$

gdje je prema [3] $b_1=0.6, b_2=0.9, \phi=1.0-1.1$

$$M_u = F_{t1} \frac{d_2}{2} = 526610 * 10^3 \text{ Nmm}$$

$$F_{t1} = \frac{T_1}{d_1} = 365703.8 \text{ N}$$

$$T_1 = \frac{P10^6}{\omega_1} = 117014.86 * 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\omega_1 = 2\pi n_1 = 565.48 \text{ s}^{-2}$$

$$d_1 = z_1 \frac{m_n}{\cos \beta} = 320 \text{ mm}$$

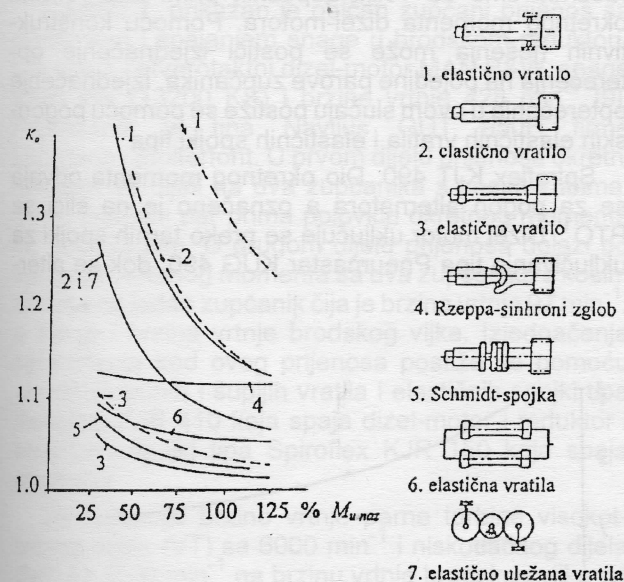
$$d_2 = z_2 \frac{m_n}{\cos \beta} = 2880 \text{ mm}$$

$$z_2 = z_3 = i z_1 = 315$$

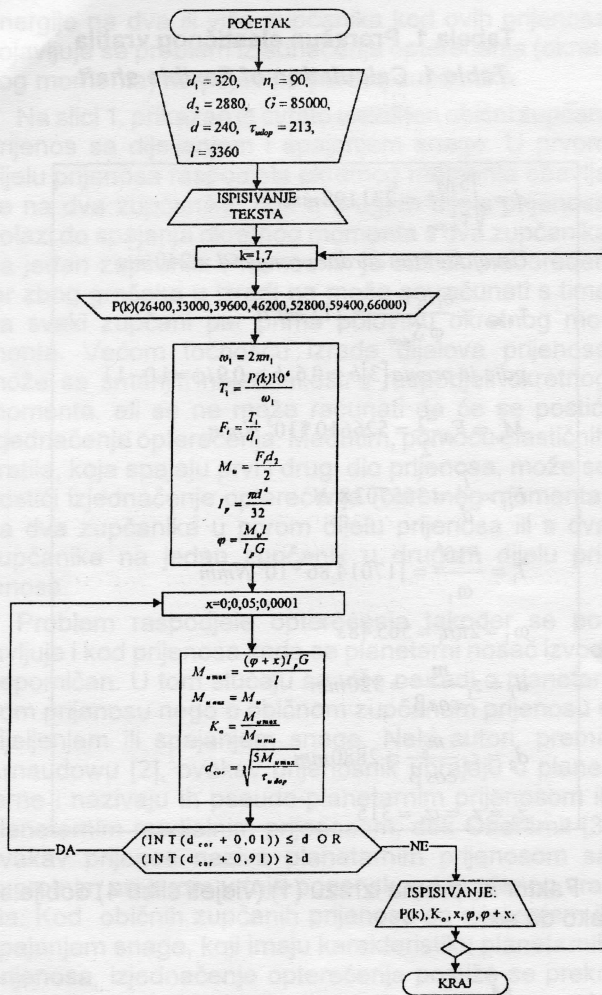
Faktor K_o prema izrazu (1) (vidjeti sliku 4) dobije se tako da se

$$K_o = \frac{M_{u max}}{M_{u naz}} \tag{1}$$

maksimalni torzijski moment $M_{u max}$, koji opterećuje elastično vratilo zbog maksimalne pozicijske greške profila zuba, podijeli sa nazivnim torzijskim momentom $M_{u naz}$. Maksimalni torzijski moment dobije se iz formule za proračun kuta torzije, s time da se kut torzije poveća u odnosu prema nazivnom opterećenju za veličinu pozicijske greške profila zuba. Rezultati proračuna faktora raspodjele K_o prikazani su u tabeli 2. i slici 5. Da bi se u tabeli 2. dobio $K_o=1.122$ kod zadane snage, kut torzije elastičnog vratila bit će $\phi+x=0.071540$ radijana (4.099°), gdje je pozicijska greška $x=0.0078$ radijana (0.447°) kuta torzije elastičnog vratila. Veličina x predstavlja maksimalnu pozicijsku grešku profila zuba na kinematskom krugu. Iz slike 5. proizlazi da je faktor K_o veći za manju snagu, odnosno povećavanjem snage ovaj faktor se smanjuje. Dobiveni rezultati faktora K_o iz tabele 2. i slike 5. za 100% snage odgovaraju vrijednostima dobivenim eksperimentalnim mjerenjem između varijanta (1) i (2) prema [4] (vidjeti sliku 3) označenu u dijagramu tankom punom linijom koja odgovara pozicijskoj greški profila zuba od 0.1 mm. Razlika dobivene vrijednosti ovog faktora zadanog prijenosa računskom metodom u usporedbi sa eksperimentalnim rezultatom varijante (6), gdje se izjednačenje opterećenja postiže elastičnim vratilima, za 100% snage iznosi 6 %.



Slika 3. Prikaz faktora raspodjele opterećenja K_o i varijanata ispitivanja
Figure 3. Survey of the factor of load distribution K_o and the variety of examination



Slika 4. Dijagram toka za proračun faktora raspodjele opterećenja K_0
 Figure 4. Flow diagram for calculation of the factor of load distribution K_0

4. Neke suvremene konstrukcije običnih zupčanih prijenosa s dijeljenjem ili spajanjem snage u brodskim reduktorima

Some up-to-date designs of ordinary gear transmissions with distribution or power linking in gear transmission

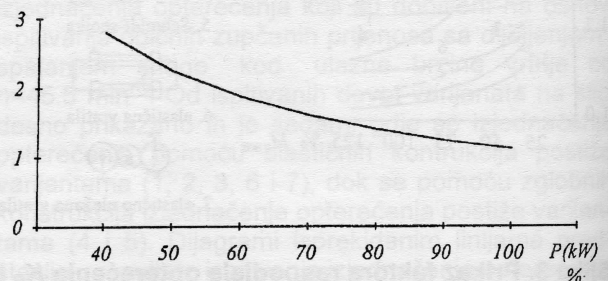
Pregledom suvremenih konstrukcija običnih zupčanih prijenosa s dijeljenjem ili spajanjem snage u brodskim reduktorima, gdje se okretni moment dijeli sa jednog zupčanika na dva ili spaja sa dva na jedan zupčanik, dati će pregled u ovo područje kroz karakteristična obilježja s obzirom na izjednačenje opterećenja. Ovi prijenosi u brodskim reduktorima koriste se kod porivnog sklopa, ako je glavni motor dizel-motor, parna ili plinska turbina, kod ratnih brodova (brzih brodova) u kombinaciji dizel-motor i plinska turbina, parna i plinska turbina ili u kombinaciji plinskih turbina.

Tabela 2. Rezultati proračuna faktora raspodjele opterećenja
 Table 2. Results of the calculation factor of load distribution

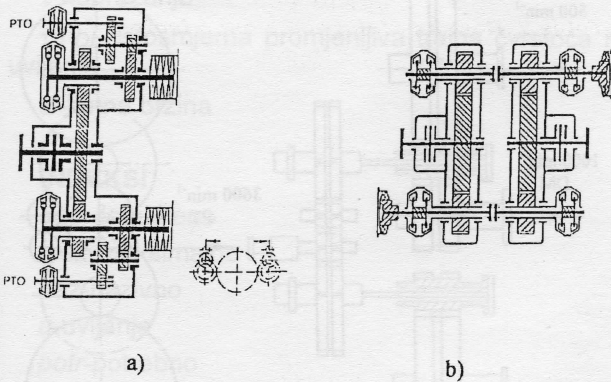
snaga $P(kW)$	faktor raspodjele opterećenja K_0	pozicijska greška x	kut torzije φ	$\varphi+x$
40%, 26400	2.804	0.0460	0.025496	0.071496
50%, 33000	2.242	0.0396	0.031870	0.071470
60%, 39600	1.870	0.0333	0.038244	0.071544
70%, 46200	1.602	0.0269	0.044618	0.071518
80%, 52800	1.402	0.0205	0.050992	0.071492
90%, 59400	1.245	0.0141	0.057366	0.071466
100%, 66000	1.122	0.0078	0.063740	0.071540

Na slici 6. (a) prikazan je običan prijenosnik sa spajanjem snage, spojen sa sporookretnim dvo-taktnim dizel-motorom Hitachi-B+W 8 L55 GFCA snage 7720 kW (10500 KS) i brzine vrtnje 155 min^{-1} . Prijenosnik je tipa Navilus GVS 2400 njemačke firme Lohmann+Stolterfoht, koji su se ugrađivali u seriji kontejnerskih brodova 1400 TEU i na tankere od 128000 tona nosivosti [7]. Veliki zupčanik, koji je direktno spojen sa brodskim vijkom a ima brzinu vrtnje 80 min^{-1} , prima snagu jednog i drugog sporookretnog dizel-motora. Zbog grešaka u izradi i montaži ne može se računati time da veliki zupčanik primi istu veličinu okretnog momenta dizel-motora. Pomoću konstruktivnih rješenja može se postići izjednačenje opterećenja na pojedine parove zupčanika. Izjednačenje opterećenja u ovom slučaju postiže se pomoću pogonskih elastičnih vratila i elastičnih spojki tipa

Spiroflex KJT 490. Dio okretnog momenta odvaja se za pogon alternatora a označeno je na slici sa PTO¹. Dizel motor uključuje se preko tarnih spojki za uključivanje tipa Pneumastar KUG 490, dok se alter-



Slika 5. Prikaz faktora raspodjele opterećenja K_0
 Figure 5. Survey of the factor of load distribution K_0



Slika 6. Obični zupčani prijenosi sa spajanjem snage

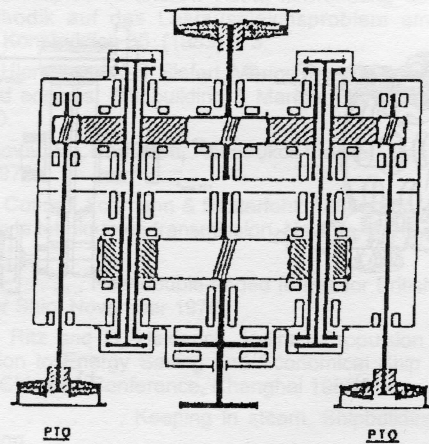
Figure 6. Ordinary gear transmission with power linking

nator uključuje preko elastično tarnih spojki tipa Pneumaflex KAD 320.

Na slici 6. (b) također je prikazan zupčani prijenos sa spajanjem snage, spojen preko tarnih spojki za uključivanje i isključivanje Pneumaster KOZ 1153, sa četverotaktnim dizel-motorom MaK 12M551AK snage $2 \cdot 4790$ kW ($2 \cdot 6527$ KS) i brzine vrtnje 470 min^{-1} , dok je brzina brodskog vijka 196 min^{-1} [8]. Prijenosnik je tipa Navilus GVQ 1575 njemačke firme Lohmann+Stolterfoht koji je ugrađivan na brodarice firme British Columbia Ferries uglavnom za prijevoz željeznice. Izjednačenje opterećenja postiže se pomoću pogonskih elastičnih vratila i elastičnih spojki tipa Spiroflex KJS 350.

Na slici 7. prikazan je običan zupčani prijenos sa dijeljenjem i spajanjem snage u brodskom reduktoru koji spaja četverotaktni dizel-motor MAN B&W snage 9720 kW (13200 KS) i brzine vrtnje 428 min^{-1} [9]. Prijenosnik je tipa Navilus GUT 950H firme Lohmann+Stolterfoht. U prvom dijelu prijenosa okretni moment se dijeli na dva zupčanika s kosim zubima. Svaki zupčani par prima polovicu okretnog momenta od 108433 Nm. U drugom dijelu prijenosa dolazi do spajanja okretnog momenta sa dva zupčanika s kosim zubima na jedan zupčanik čija je brzina vrtnje 97 min^{-1} , a što je i brzina vrtnje brodskog vijka. Izjednačenje opterećenja kod ovog prijenosa postiže se pomoću elastičnih punih i šupljih vratila i elastičnih spojki tipa Spiroflex KJR 410 koja spaja dizel-motor i reduktor i elastičnih spojki tipa Spiroflex KJR 150 koja spaja alternator.

Za redukciju brzine vrtnje parne turbine visokotlačnog dijela (VT) sa 6000 min^{-1} i niskotlačnog dijela (NT) sa 3500 min^{-1} na brzinu vrtnje brodskog vijka od



Slika 7. Obični zupčani prijenos s dijeljenjem i spajanjem snage

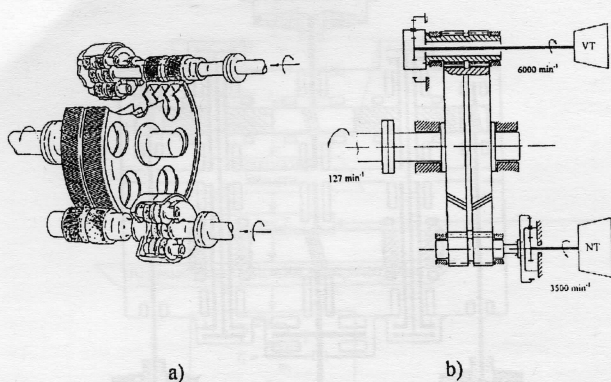
Figure 7. Ordinary gear transmission with distribution and power linking

127 min^{-1} prema [10] engleska firma Allen Gears koristi zupčane prijenose s višestrukim zahvatom i to u kombinaciji planetarni i obični zupčani prijenosi sa dijeljenjem i spajanjem snage a prikazani su na slici 8. Izjednačenje opterećenja, kod ovog prijenosa, postiže se preko elastičnog vratila koji spaja visokotlačnu parnu turbinu a manjim dijelom, zbog svoje duljine, preko vratila niskotlačnog dijela parne turbine.

Kod ratnih brodova (brzih brodova), zbog velikih bojnih brzina broda, ugrađuju se pogonski strojevi velikih snaga. Maksimalne bojne brzine, kao i brzine krstarenja, postižu se u kombiniranom porivnom pogonu parnih turbina, plinskih turbina i dizel-motora. Do 1970. god. u većini instalacija ratnih brodova koristi se kombinirani pogon COSAG², dok od 1970. god. veći dio instalacija je kombiniranom pogonu CODOG³ [11]. Kombinacija porivnog sklopa CODOG može sadržavati jednu plinsku turbinu i dva dizel-motora [12], dvije plinske turbine i jedan dizel motor [13] ili jednu plinsku turbinu i jedan dizel-motor.

Na slici 9. prema [14] prikazan je CODAG⁴ kombinirani porivni pogon, koji za brzinu krstarenja koristi dizel-motor a za postizanje bojnih brzina istodobno dizel-motor i plinsku turbinu. Izjednačenje opterećenja, kod ovog porivnog pogona, postiže se preko elastičnih vratila koja povezuju primarni i sekundarni stupanj prijenosa. Za primarni stupanj prijenosa spojena je plinska turbinu, dok je za sekundarni spojen dizel-motor i brodski vijci. Kod CODOG kombiniranog porivnog pogona izjednačenje opterećenja postiže se elastičnim vratilima koji spajaju primarni i sekundarni stupanj prijenosa preko dvostruke zubne spojke, kao i elastičnim i hidrauličnim spojkama koje spajaju dizel-motor.

- 1 PTO-Power take off (spaja alternator oduzimanjem porivne snage)
- 2 COSAG- Combined Steam and Gas Turbine (kombinirani pogon parne i plinske turbine)
- 3 CODOG-Combined Diesel or Gas Turbine (kombinirani pogon dizel- motora ili plinske turbine)
- 4 CODAG-Combined Diesel and Gas Turbine (kombinirani pogon dizel-motora i plinske turbine)



Slika 8. Brodski reduktori sa zupčanim prijenosima s višestrukim zahvatom
a) prostorna slika reduktora [10],
b) shema prijenosa

Figure 8. Marine gearboxes with gear transmission with multiple mesh

a) a space scheme of the gearbox [10], b) a scheme of transmission

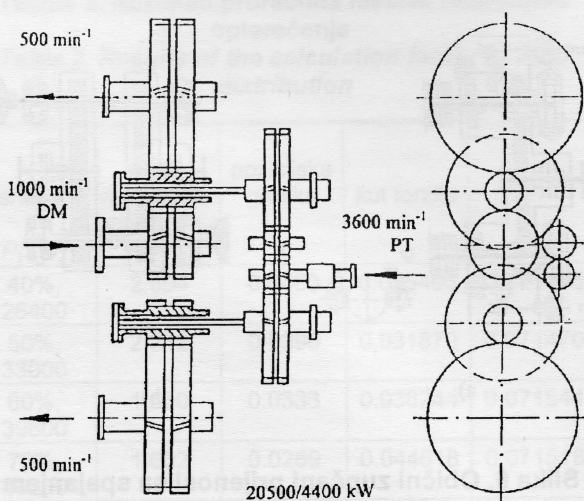
5. Zaključak Conclusion

Kod običnih zupčanih prijenosa sa dijeljenjem i spajanjem snage izjednačenje opterećenja postiže se preko hidrauličkih cilindara istog promjera, pomoću torzijskih zavojnih opruga, koje kod kosog ozubljenja neovisno jedna od druge utječu na veličinu okretnog momenta, pomoću sklopova vratila i ležaja, koji su preko elastičnih segmenata vezani za kućište.

Na osnovi rezultata ispitivanjem raspodjele opterećenja kod ovih prijenosa može se zaključiti da je kod veće snage bolja raspodjela opterećenja. Najbolja raspodjela opterećenja postiže se preko pogonskog elastičnog vratila.

Iz rezultata navedenog primjera također proizlazi, da se faktor raspodjele opterećenja K_o povećanjem snage smanjuje, odnosno za manju snagu ovaj faktor se povećava jer je i pozicijska greška veća. Faktor K_o u priloženom primjeru ne može se smatrati realnom vrijednošću, jer je on dobiven s obzirom na pretpostavljenu grešku, dok su ostale utjecajne greške bile zanemarene. Stoga bi se do pouzdanije vrijednosti ovog faktora moglo doći kada bi se i ostale utjecajne greške uzele u obzir.

Pregledom suvremenih konstrukcija proizlazi da se izjednačenje opterećenja kod običnih zupčanih prijenosa sa spajanjem snage u brodskim reduktorima, koji spajaju snagu dva dizel-motora, postiže pomoću elastičnih vratila i elastičnih spojki. Izjednačenje opterećenja kod zupčanih prijenosa s višestrukim zahvatom, koji se sastoje od planetarnih i običnih zupčanih prijenosa sa dijeljenjem i spajanjem snage u brodskim reduktorima koji spajaju parne turbine visokotlačnog i niskotlačnog dijela na brodski vijak, postiže se pomoću elastičnih vratila. Kod ratnih brodova i kombiniranog porivnog pogona izjednačenje opterećenja postiže se



Slika 9. Kombinirani porivni pogon dizel-motora i plinske turbine

Figure 9. Combined thrust drive of the diesel engine and gas turbine

elastičnim vratilima koja spajaju primarni i sekundarni stupanj prijenosa.

Ovo istraživanje trebalo bi potaknuti projektante običnih zupčanih prijenosa sa dijeljenjem ili spajanjem snage u brodskim reduktorima da kod kontrole postignutog faktora sigurnosti korijena i bokova zuba nazivnu obodnu silu moraju množiti osim općim faktorima opterećenja (K -faktorima) i faktorom raspodjele opterećenja K_o .

OZNAKE

b_1 -faktor utjecaja veličine strojnog dijela

b_2 -faktor utjecaja kvalitete strojnog dijela

d -promjer

F_t -obodna sila na diobenom promjeru u čeonom presjeku

G -modul smicanja

l -dužina

I_p -polarni moment inercije

i -prijenosni omjer

K_o -faktor raspodjele opterećenja na pojedine parove zupčanika

M -moment sile

m_n -standardni modul

n -brzina vrtnje

P -prijenosna snaga

R -obilježje površinske obrade

S -koeficijent sigurnosti

T -okretni moment

z -broj zubi

β -kut nagiba zuba

φ -faktor udara (kod proračuna $t_{u dop}$)

φ -kut torzije

σ_M -čvrstoća materijala τ -naprezanje $\tau_{u DI}$ -istosmjerna promjenljiva trajna čvrstoća na uvijanje ω -kutna brzina**INDEKSI**

dop-dopušteno

max-maksimalno

naz-nazivno

u-uvijanje

potr-potrebno

LITERATURA:**REFERENCES:**

[1] W. F. Schaefer, Grosse Schiffsgetriebe unter anlagentechnischen Aspekten, Hansa 119(1982)18, str. 1197-1200.

[2] Arnaudow, K., Untersuchung des Lastausgleiches in Planetengetrieben, Diss. TU Dresden 1969.

[3], Praktičar 3, Školska knjiga, Zagreb 1973.

[4] Ehrlenspiel, K. und H. Petra, Anwendung der Konstruktionsmethodik auf das Lastausgleichsproblem am Zweiweggetriebe, Konstruktion 35, (1983) H 3.

[5] H. Hiernig and K-H. Siefert, Marine gears in combination with crosshead engines, Shipbuilding & Marine International, July/August 1980.

[6] Afimov, M., Reduktori, Konstrukcii i raččet, Mašinstroenie, Moskva 1972.

[7] G. Conrad, Lohmann & Stolterfoht: 1884-1984, cent ans au service de la technique de transmission, Navires, Ports et chantiers, Juin 1985.

[8], New double-ended ferries for British Columbia, The Motor Ship, November 1976.

[9] H. Ritz and O. Heiderich, Indirect Propulsion Systems-A Contribution to Energy Saving and Economical Ship Propulsion, Marintec China 83 Conference, Changhai 1983.

[10], Keeping in steam, Shipbuilding & Marine Engineering International, January/February, 1982.

[11], GEC Marine and Industrial Gears Limited, Naval Main Propulsion Gearing

[12], Renk-Getriebe fue brasilianische Korvetten, Schiff und Hafen, 37(1985)1 str. 88-89.

[13], Dutch transmission systems for Canadian frigates, The Motor Ship, May 1985, str. 39.

[14], Some gas turbine propulsion gear configurations, Shipbuilding & Marine Engineerin International, July/August 1978.

Rukopis primljen: 17.6.1997.



**ADRIATIC
OSIGURANJE**

**DIONIČKO DRUŠTVO ZA OSIGURANJE I REOSIGURANJE
ZAGREB, Kneza Mislava 14.**

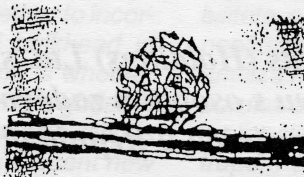
Glavna filijala Rijeka, M. Gupca 11

tel: (051) 212-269, 336-134, 335-944, fax: (051) 211-890

U SLUČAJU NEZGODE NISTE SAMI - MI SMO UZ VAS

**PRUŽAMO USLUGE IZ SVIH VRSTA
POMORSKIH OSIGURANJA**

- Međunarodni i domaći kargo
- Pomorski kasko
- Odgovornost vlasnika plovila
- Osiguranje novogradnji



**NUDIMO VAM NAJPOVOLJNIJE
UVJETE OSIGURANJA**

- Imovine (poduzeća, kuće, stanovi, kućanski aparati)
- Automobila, posljedice nesretnog slučaja



**Potpunu uslugu osiguranja možete dobiti
u našim filijalama:**

SPLIT, Gundulićeva 26, tel. 021 (357-059)

PULA, Giardini 3, tel. 021 (214-836)



***POSJETITE NAS ILI NAZOVITE NAŠE POSLOVNE JEDINICE
.. NE NAJVEĆI, VEĆ BOLJI ...***