

SISTEM KVALITETA USLOV ZA USPEŠNO POSLOVANJE I KONKURENTNOST



Kopaonik,
Kraljevi čardaci SPA

18.-20. Maj 2022.godine

STEPEN ISKORIŠĆENJA ZUPČASTIH PAROVA

mr Milan Stanojević¹

dr Blaža Stojanović²

dr Zorica Đorđević³

Dr Milica Žarevac Bošković⁴

Rezime: Stepen iskorišćenja predstavlja parametar za ocenu korisnog efekta korišćene energije i služi za ocenu sposobnosti tehničkih sistema da očuvaju transportovanu energiju. Kod zupčastih parova se prilikom prenosa snage sa pogonskog na gonjeni zupčanik jedan deo snage gubi usled trenja i taj gubitak snage se iskazuje posredstvom stepena iskorišćenja. U radu je prikazana primena analitičkih metoda u cilju dokazivanja da odgovarajućom promenom geometrijskih parametara profila zubaca dolazi do smanjenja gubitaka snage i povećanja stepena iskorišćenja zupčastih parova. Eksperimentalna ispitivanja zupčastih parova se vrše na uređajima u kojima se simuliraju radni uslovi. U cilju smanjenja potrebne radne snage najčešće se koriste uređaji sa zatvorenim kolom snage. Njihovom primenom se dokazuje da se proračunate i izmerene vrednosti stepena iskorišćenja veoma dobro slažu bez obzira na nivo opterećenja i da je njihova maksimalna razlika zanemarljivo mala.

Ključne reči: zupčasti parovi, gubici snage, stepen iskorišćenja, zatvoreno kolo snage

JEL Klasifikacija: L00

1. UVOD

U poređenju sa drugim prenosnicima snage koji obavljaju istu elementarnu funkciju prenosa snage od pogonske do radne mašine najveću primenu imaju zupčasti parovi. Oni se primenjuju zbog kompaktnosti konstrukcije, velike pouzdanosti u radu, ostvarivanja tačnog kinematskog prenosnog odnosa, malih dimenzija, velike izdržljivosti i trajnosti u radu i primene u veoma širokom dijapazonu snaga, brojeva obrtaja i zbog visokog stepena iskorišćenja.

Stepen iskorišćenja služi za prikaz gubitaka snage koji nastaje u toku sprezanja profila zubaca zupčanika koje se u toku dodirnog perioda karakteriše kotrljanjem i klizanjem, odnosno trenjem koje se javlja između bokova istovremeno spregnutih zubaca. Deo snage koji se prenosi sa pogonskog na

¹ Milan Stanojević, Akademija strukovnih studija Šumadija, Kragujevac, Srbija, mstanojevic@asss.edu.rs

² Blaža Stojanović, Fakultet inženjerskih nauka, Kragujevac, Srbija, blaza@kg.ac.rs

³ Zorica Đorđević, Fakultet inženjerskih nauka, Kragujevac, Srbija, zoricadj@kg.ac.rs

⁴ Milica Žarevac Bošković, Akademija strukovnih studija Šumadija Odsek Kragujevac, Kragujevac, Republika Srbija, zboskovic@asss.edu.rs

gonjeni zupčanik se troši na savlađivanje trenja koje predstavlja negativnu pojavu koja se ne može potpuno eliminisati. S obzirom na sve strožije zahteve u pogledu uštede energije povećava se značaj stepena iskorišćenja kao značajne karakteristike pri izboru geometrijskih parametara zupčastih parova i u slučaju izbora odgovarajuće vrste ulja za njihovo podmazivanje. Gubici energije nastaju kao posledica savladavanja otpora trenja na bokovima istovremeno spregnutih zupčastih parova i kao posledica savladavanja otpora koji nastaju i u samom ulju korišćenom za njihovo podmazivanje⁵.

Stepen iskorišćenja zupčastog para se može odrediti odnosom snaga na gonjenom i pogonskom zupčaniku⁵:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 i} \quad (1)$$

gde je:

- P_1 – snaga na pogonskom zupčaniku,
- P_2 – snaga na gonjenom zupčaniku,
- T_1 – obrtni moment na pogonskom zupčaniku,
- T_2 – obrtni moment na gonjenom zupčaniku,
- ω_1 – ugaona brzina na pogonskom zupčaniku,
- ω_2 – ugaona brzina na gonjenom zupčaniku,
- i – radni prenosni odnos.

U proračunima se koristi srednja vrednost za stepen iskorišćenja, jer se on menja u toku zahvata zubaca.

Ukupni stepen iskorišćenja kod višestepenih prenosnika se izračunava kao proizvod pojedinačnih stepena iskorišćenja, jer se gubici javljaju u svakom spregnutom zupčastom paru⁶:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n \quad (2)$$

Stepen iskorišćenja zupčastih parova je bio interesantna tema za istraživače zupčanika pre više od jednog veka. Objavljen je veliki broj studija, posebno u okviru poslednjih četrdeset godina o trenju i stepenu iskorišćenja zupčanika. Proučavanje stepena iskorišćenja je vršeno korišćenjem analitičkih metoda i merenjem stepena iskorišćenja zupčanika korišćenjem eksperimentalnih metoda.

Ovaj pregledni rad može da bude polazna tačka koja će voditi dizajnera u donošenju dobrih odluka u ranoj fazi procesa projektovanja kako bi se izbegle promene dizajna kasnije u završnoj fazi izrade prototipa.

2. PRIMENA ANALITIČKIH METODA ZA IZRAČUNAVANJE STEPENA ISKORIŠĆENJA ZUPČASTIH PAROVA

Kod zupčastih parova stepen iskorišćenja je parametar ocene korisnog efekta korišćenja energije i jedan od najvažnijih kriterijuma za ocenu pouzdanosti izvedene konstrukcije. Gubici snage u zupčastom paru potiču od gubitaka koji nastaju pri sprezanju zupčanika, pa je potrebno izvršiti detaljnu analizu mogućih uticaja na njihovo smanjenje, a samim tim i na povećanje stepena iskorišćenja.

L. Magalhaes i ostali su u radu [3]⁷ pokazali da se smanjenje gubitaka snage može ostvariti korišćenjem dva različita pristupa: primenom cilindričnih evolventnih zupčanika sa nižim

⁵ Dobratić, P., Nosivost i stepen iskorišćenja cilindričnih zupčastih parova u uslovima višestruke sprege, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 2019, str. 137

⁶ Nikolić, V., Mašinski elementi – teorija, proračun, primeri, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2004, str. 214

⁷ Magalheas, L., Martins, R., Locateli, C. and Seabra, J., Influence of tooth profile and oil formulation on gear power loss, Tribology International Vol. 43 No. 10, 2010, pp. 1861-1871

vrednostima modula i značajnim pozitivnim vrednostima koeficijenata pomeranja profila i korišćenjem odgovarajućih baznih ulja za prenosnike. Pokazalo se da su na ovaj način izabrane geometrijske mere dovele da smanjenja gubitaka snage i do smanjenja radne temperature do 20°C.

U radu [4]⁸ L. Magalhaes i ostali su pokazali kako modifikovani zupčanici mogu da rade efikasnije, smanjujući gubitke snage usled trenja između zubaca koji se sprežu. Promena geometrijskih parametara profila zubaca može u mnogim slučajevima minimizirati trenje zupčanika, a jedan od načina je da su profili zubaca napravljeni alatima čiji ugao profila alata iznosi 40°. Zupčasti parovi za prenos snage se obično prave prema zahtevima naprezanja i prema projektovanom radnom veku, dok se modifikacije osnovnih profila zubaca upravo rade sa željom da se izjednači brzina klizanja između zupčanika, da se smanji koeficijent trenja duž dodirne linije. Uvek je potrebno primeniti uravnoteženo rešenje, jer vrednost ugla profila alata ima važan uticaj na smanjenje gubitka snage, ali sa druge strane postoji i uticaj na povećanje buke i vibracija.

H. Xu je u radu [5]⁹ predložio opštu metodologiju za predviđanje gubitaka snage zupčastih parova povezanih sa trenjem, koja uključuje model analize kontakta zupčanika i model koeficijenta trenja sa formulacijom mehaničke efikasnosti zupčanika u tipičnim radnim uslovima. Model koeficijenta trenja koristi novu formulu koeficijenta trenja zasnovanu na nenjutnovskom modelu termičkog elastohidrodinamičkog podmazivanja (EHL). Ove formule koeficijenta trenja su kombinovane sa modelom kontaktne analize i formulacijom mehaničke efikasnosti da bi se izračunali trenutni gubici obrtnog momenta/snage i stepen iskorišćenja para zupčanika na dатој poziciji. Razlike između predviđenih vrednosti stepena iskorišćenja i izmerenih su dosledno unutar 0,1%. Istražen je uticaj osnovnih parametara konstrukcije zupčanika, modifikacije zubaca, uslova rada, završne obrade i obrade površine, svojstava maziva i grešaka u proizvodnji i montaži na stepen iskorišćenja zupčanika. Kao rezultat istraživanja je dat skup smernica o tome kako povećati stepen iskorišćenja zupčastih parova kroz projektovanje, kvalitet izrade površina i rešenja za podmazivanje. Na osnovu parametarskih analiza izvedenih u ovoj studiji, primećeno je da promene u hrapavosti površine, viskoznosti maziva, temperaturi, uglu nagiba boka zubaca, uglu profila alata, modulu, stepenu sprezanja profila, premazi, kao i promena koeficijenata pomeranja profila utiču na stepen iskorišćenja zupčanika. Sa druge strane je utvrđeno da nastojanje da se smanji buka zupčanika kroz povećanje evolventnog kontaktnog odnosa značajno smanjuje stepen iskorišćenja zupčastih parova.

N. E. Anderson i S. H. Loewenthal su u radu [6]¹⁰ proširili metodu predviđanja gubitka snage koju su prethodno razvili drugi autori na evolventne zupčanike nestandardnih dimenzija.

Ova metoda može biti od koristi za analizu efekata modifikovane debljine vrha zupca zupčanika, ugla profila alata, odnos pomeranja alata za izradu zupca zupčanika, prečnika zupčanika i ukupnog prenosnog odnosa. Posebno se analiziraju zupčanici sa visokim stepenom sprezanja (stepenom sprezanja većim od dva). Uprkos većim brzinama klizanja, mogu se dizajnirati zupčanici sa visokim stepenom sprezanja čije se vrednosti stepena iskorišćenja približavaju onima kod konvencionalnih zupčanika.

M. Pleguezuelos i ostali su u radu [7]¹¹ objasnili da jednostavne, tradicionalne metode za izračunavanje stepena iskorišćenja cilindričnih zupčanika su zasnovane na hipotezi o stalnom koeficijentu trenja i ravnomernoj raspodeli opterećenja duž dodirne linije. Međutim, u stvarnosti koeficijent trenja je promenljiv duž dodirne linije, iako se za prelimarne proračune koristi prosečna

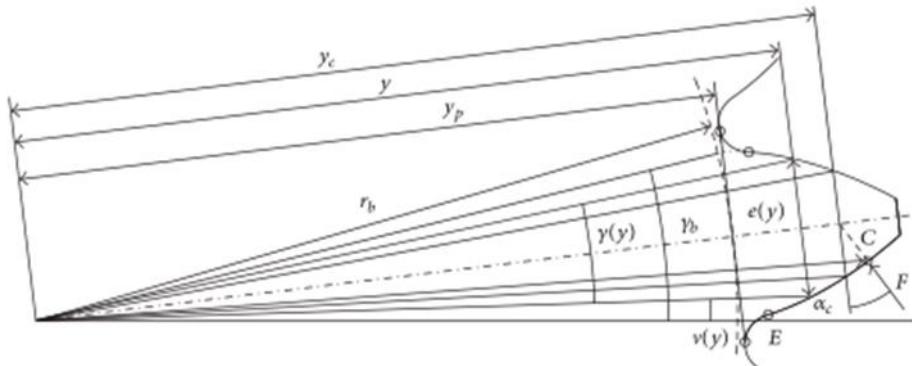
⁸ Magalheas, L., Martins, R., Locateli, C. and Seabra, J., Influence of tooth profile on gear power loss, 3 rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, 2009, pp. 1-10

⁹ Xu, H., Development of a generaliyed mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs, Doctor dissertation, The Ohio State University, 2005, p. ii-iii

¹⁰ Anderson, N. E. and Loewenthal S. H., Efficiency of Nonstandard and High Contact Ratio Involute Spur Gears, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 108, 1986. pp. 119–126

¹¹ Pleguezuelos, M., Pedrero, H. I. and Sanchez, M. B., Analytical Expressions of the Efficiency of Standard and High Contact Ratio Involute Spur Gears, Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2013, Article ID 142849, 2013 pp. 1-14

vrednost koeficijenta trenja. U ovom radu je primenjen model opterećenja za proučavanje stepena iskorišćenja standardnih evolventnih zupčanika sa visokom vrednošću stepena sprezanja profila između 1 i 2 i veće od 2. Prikazani su približni izrazi za izračunavanje gubitke snage usled trenja i za izračunavanje stepena iskorišćenja pod pretpostavkom da koeficijent trenja bude konstantan duž dodirne linije. Studija uticaja nekih parametara transmisije (kao što su prenosni odnos, ugao profila alata i drugi) na vrednost stepena iskorišćenja je takođe prikazana u ovom radu. Detaljno je predstavljen model deljenja minimalne elastične potencijalne energije. Zasnovan je na pretpostavci o ravnomernoj raspodeli opterećenja na parove zubaca koji su u istovremenom kontaktu i obezbeđuje minimalnu elastičnost potencijalne energije. Sve komponente se mogu izračunati iz jednačina teorije elastičnosti i nekih geometrijskih parametara zubaca koji su predstavljeni na slici 1.



Slika 1. Geometrijski parametri evolventnog zupca

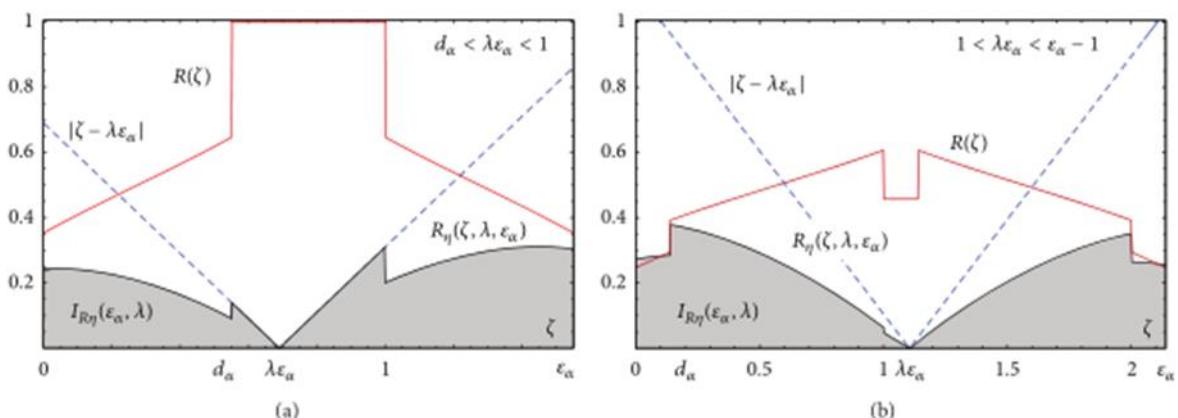
Izvor: Analytical Expressions of the Efficiency of Standard and High Contact Ratio Involute Spur Gears, 2013, p. 2

Stepen iskorišćenja cilindričnih zupčanika je konačno definisan izrazom¹²:

$$\eta = 1 - 2\pi\mu \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) I_{R\eta}(\varepsilon_\alpha, \lambda) \quad (3)$$

$I_{R\eta}$ je površina ispod krive R_η koja je prikazana na slici 2 (označena sivom bojom) i može se izračunati samo korišćenjem tehnikе numeričke integracije.

Na osnovu gore navedene analitičke jednačine vrši se izračunavanje stepena iskorišćenja sa velikom preciznošću (sa relativnom greškom od 0,03%) u poređenju sa numeričkim proračunima, za širok spektar geometrijskih i radnih parametara. U svim slučajevima, vrednosti efikasnosti su veće od onih dobijenih iz hipoteze o ravnomernoj raspodeli opterećenja zbog manjeg intenziteta opterećenja u tačkama sa većim relativnim klizanjem. Stepen iskorišćenja se povećava za veći ugao profila alata, za uravnoteženo specifično klizanje na zupčaniku.



¹² Pleguezuelos, M., Pedrero, H. I. and Sanchez, M. B., op. cit., p. 2

Slika 2. Funkcija $R_\eta(\varepsilon_\alpha, \lambda, \zeta)$: (a) konvencionalni cilindrični zupčanik gde je $d_\alpha \leq \lambda\varepsilon_\alpha \leq 1$; (b) zupčanik sa visokim stepenom sprezanja profila $1 \leq \lambda\varepsilon_\alpha \leq \varepsilon_\alpha - 1$

Izvor: Analytical Expressions of the Efficiency of Standard and High Contact Ratio Involute Spur Gears, 2013, p. 6

U radu [8]¹³ S.-c. Kim i ostali su prikazali da prilikom projektovanja cilindričnih evolventnih zupčanika se postavlja za cilj optimizacija težine, stepena iskorišćenja i buke zupčanika uz ostvarivanje potrebne čvrstoće. Optimizacija je sprovedena sa pet kombinacija ciljeva i odabrane varijable dizajna su bile varijable makro geometrije zupčanika; oni su uključivali normalni modul, ugao profila alata, ugao nagiba boka zubaca, zupce zupčanika i širinu zupčanika. Teoretski pristup za izračunavanje gubitka snage, koji zavisi od opterećenja baziran je na osnovu metoda prema Nimanu i stepen iskorišćenja zupčanika se može izraziti na sledeći način [8]¹⁴:

$$\eta_{VZ} = \frac{P_A - P_{VZ}}{P_A} \quad (4)$$

gde je:

$$P_{VZ} = P_A \mu_m H_V \quad (5)$$

$$P_A = F_t v_t \quad (6)$$

$$\mu_m = 0,445 \left(\frac{K_A F_{bt}/b}{v_{\Sigma^m} \rho_m} \right)^{0,2} \eta_M^{-0,05} X_R \leq 0,2 \quad (7)$$

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} \quad (8)$$

$$v_{\Sigma^m} = 2v_t \sin \alpha_{wt} \quad (9)$$

$$\rho_m = 0,5d_{w1} \sin \alpha_{wt} \frac{u}{\cos \beta_b(u+1)} \quad (10)$$

$$\eta_m = \eta_{40} \left(\frac{40}{\theta} \right)^{2,85} \quad (11)$$

$$X_R = 3,8 \left(\frac{R_{a1} + R_{a2}}{2d_1} \right)^{1/4} \quad (12)$$

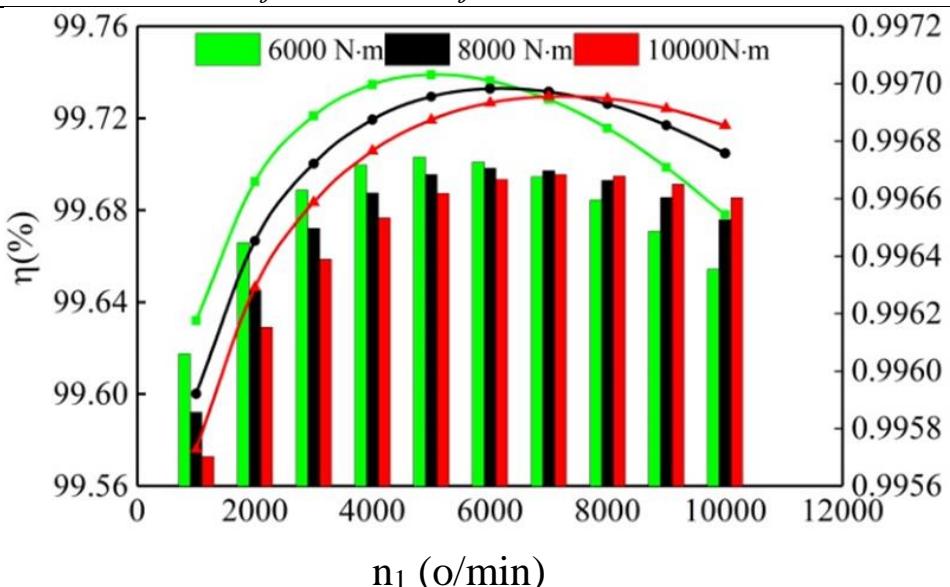
$$H_V = \pi (u + 1)/(z_1 u \cos \beta_b) \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (13)$$

H. Dong i ostali su u radu [9]¹⁵ analizirali uticaj veličine ulaznog obrtnog momenta i broja obrtaja na stepen iskorišćenja zupčastih parova. Rezultati su pokazali da je koficijent trenja klizanja važan faktor uticaja na stepen iskorišćenja. Koeficijent trenja klizanja nema istu vrednost na različitim pozicijama površine zupca zupčanika i na njegovu vrednost utiču ulazni broj obrtaja i ulazni obrtni moment. Na slici 3 je prikazana kriva stepena iskorišćenja zupčastog para koja varira sa promenom broja obrtaja zupčanika pri različitim vrednostima ulaznog obrtnog momenta. Na slici se vidi da stepen iskorišćenja se prvo povećava, a zatim opada sa povećanjem broja obrtaja. Kada je broj obrtaja od 0 do 7132 o/min, stepen iskorišćenja raste sa povećanjem brzine, a smanjuje se sa povećanjem od obrtnog momenta. Kada je broj obrtaja veći od 7132 o/min, stepen iskorišćenja opada sa povećanjem broja obrtaja, a raste sa povećanjem obrtnog momenta.

¹³ Kim, S.-c at all, Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error, Mechanism and Machine Theory, Vol. 144, 2020, pp. 1-13

¹⁴ Kim, S.-c at all, op. cit., p. 6

¹⁵ Dong, H., at all, Research on the sliding friction associated spur-face gear meshing efficiency based on the loaded tooth contact analysis, Plos one, 2018, pp. 1-27



Slika 3. Stepen iskorišćenja u zavisnosti od broja obrtaja i obrtnog momenta

Izvor: Research on the sliding friction associated spur-face gear meshing efficiency based on the loaded tooth contact analysis, 2018, p. 24

U radu [10]¹⁶ B. R. Höhn i ostali su razmatrali različite metode za smanjenje gubitka snage u menjajućima koji se već odlikuju visokim stepenom iskorišćenja. Gubici opterećenja se ne mogu smanjiti, posebno pri niskim temperaturama i uslovima delimičnog opterećenja kada se koriste ulja niskog viskoziteta i sa visokim indeksom viskoznosti i malom dubinom uranjanja komponenti u ulje. U zavisnosti od primene i režima rada, dokazano je da je moguće smanjenje gubitka snage u menjajuću za oko 50%. U nekim primenama samo jednostavna promena, upotreba visoko efikasnog maziva može uštedeti oko 20% gubitka snage. Za maksimalnu optimizaciju efikasnosti moraju se pronaći alternativna rešenja za dizajn zupčanika i ležajeva, kao i tip maziva, viskozitet i snabdevanje komponentama. Izazovi ovih novih pristupa su adekvatni kompromisi između smanjenja gubitka snage s jedne strane i nosivosti i svojstava buke s druge strane.

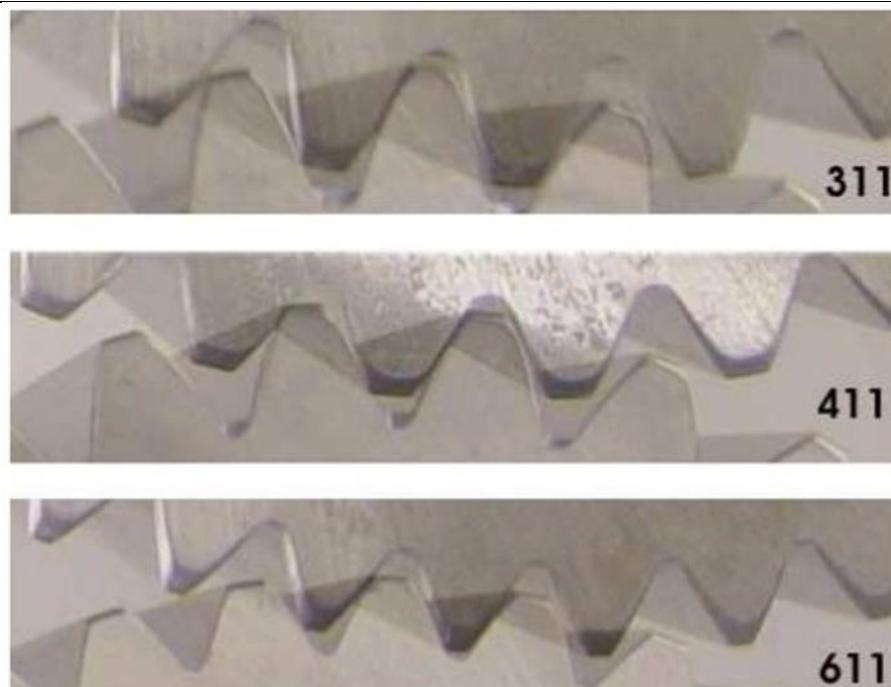
3. PRIKAZ EKSPERIMENTALNIH METODA ZA IZRAČUNAVANJE STEPENA ISKORIŠĆENJA ZUPČASTIH PAROVA

Za verifikaciju primenjenih analitičkih metoda proračuna stepena iskorišćenja izvode se razna eksperimentalna ispitivanja prema različitim programima istraživanja i tako dobijeni rezultati se upoređuju sa predviđanjima analitičkih modela.

L. Magalhaes i ostali su u radu [4]¹⁷ razvili tri različita zupčanika za test, to su bili tipovi 311, 411 i 611. Prvi tip 311 je cilindrični evolventni zupčanik, a 411 i 611 su modifikovani zupčanici sa ciljem da se smanji trenje zupčastog para. Korišćeni su standardni alati za izradu zupčanika sa uglom profila alata od 20° i napravljeni su od istog materijala ugljeničkog čelika 20MnCr5. Ciljevi smanjenja gubitka snage su postignuti samo promenom modula zupčanika i koeficijentom pomeranja zupčanika, a širina zubaca zupčanika je ostala nepromenjena (20 mm). Kod zupčanika 411 i 611 su smanjene dužine kontaktnih površina i oni rade sa mnogo manjim brzinama klizanja. Na ovaj način su stepeni sigurnosti neznatno smanjeni, a kontaktni pritisak povećan. Na slici 4 su prikazane slike modela zubaca zupčanika 311, 411 i 611 gde se vide smanjenje veličine zubaca zupčanika, povećanje brojeva zubaca i različiti oblici profila svakog para.

¹⁶ Höhn, B. R., Michaelis, K. and Hinterstoißer, M., Optimization of gearbox efficiency, Goriva i maziva, Vol. 48, No. 4, 2009, pp. 441-480

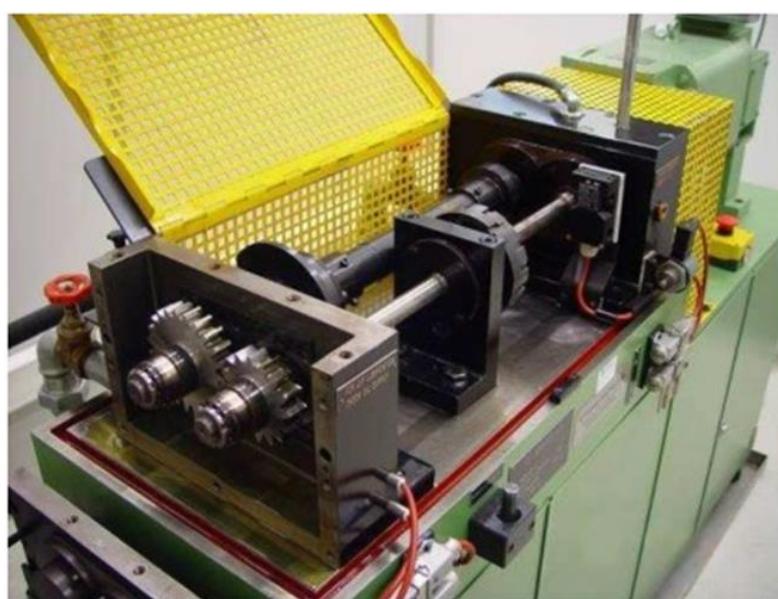
¹⁷ Magalheas, L., Martins, R., Locateli, C. and Seabra, J., op. cit., p. 3



Slika 4. Stepen iskorišćenja u zavisnosti od broja obrtaja i obrtnog momenta

Izvor: *Influence of tooth profile on gear power loss*, 3 rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, 2009, p. 4

U ovom radu je korišćena FZG mašina za ispitivanje zupčanika (slika 5). Zupčanici su prenosili obrtne momente koji odgovaraju standardnim opterećenjima FZG mašina u trajanju po 4 časa pri brojevima obrtaja od 500, 1000 i 1200 o/min , što u svakom stepenu prenosa odgovara respektivno 120000, 240000 i 480000 ciklusa, što je ukupno 840000 ciklusa po fazi. Za podmazivanje zupčanika je korišćeno mineralno ulje za prenosnike (*Mobil Oil XMP150*). Hrapavost površine aktivnih bokova zubaca zupčanika u proseku je bila $0,21 - 0,28 \mu\text{m}$ (R_a) pre ispitivanja.



Slika 5. FZG mašina koja se koristi za ispitivanje zupčanika

Izvor: *Influence of tooth profile on gear power loss*, 3 rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, 2009, p. 4

Modifikovani zupčanici su doveli do manjih gubitaka snage pri trenju. Ispitivanja su pokazala da je trenje između dodirnih zubaca novih zupčanika bilo manje i da se dizajn sa malim gubicima može

postići modifikovanjem jednostavnih geometrijskih parametara, zadržavajući mehaničke performanse zupčanika. Iako smanjenje trenja nije maksimalno, ostvaruje se kompromis između vrednosti stepena iskorišćenja i lakoće proizvodnje modifikovanih zubaca zupčanika.

U radu [5]¹⁸ H. Xu je koristio uređaj za ispitivanje stepena iskorišćenja zupčanika sa velikim brojem obrtaja koji je dizajnirao D. Chase [11]¹⁹ i koji je prikazan na slici 6.



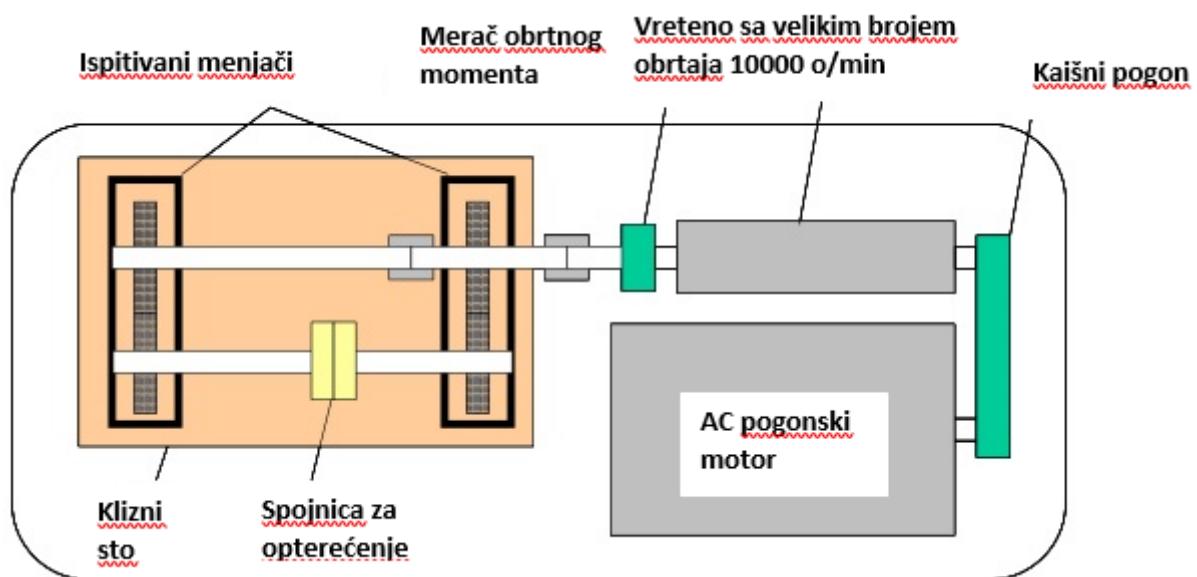
Slika 6. Uređaj za ispitivanje stepena iskorišćenja zupčanika sa velikim brojem obrtaja

Izvor: Development of a generalized mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs, 2005, p. 165

Šematski prikaz datog uređaja za ispitivanje sa osnovnim komponentama je prikazan na slici 7. Dva identična menjača su postavljena kao u ogledalu i međusobno su povezani preko fleksibilnih osovina tako da formiraju uređaj sa zatvorenim kolom snage. Zupčanici se mehanički opterećuju preko montirane podeljene spojnica na jednoj od savitljivih osovina koje spaja dva menjača. Obezbeđena je pogonska jedinica velike brzine koja je povezana sa jednim od menjača. Obezbeđuje dovoljnu snagu za zatvoreno kolo snage i za prevazilaženje odgovarajućih gubitaka snage. Precizni merač obrtnog momenta se nalazi između menjača i pogonske jedinice koja se koristi za merenje obrtnog momenta obezbeđenog menjačima. Dva menjača imaju identične mašinske elemente koji ih čine (ležajevi, vratila i zupčanici), izloženi su istim radnim uslovima (obimna brzina i obrtni moment), kao i istim uslovima podmazivanja (tip maziva, protok i temperatura). Izmereni gubitak snage se može podeliti na dva i tako se može odrediti ukupan gubitak snage u jednom menjaču.

¹⁸ Xu, H., op. cit., p. 165-166

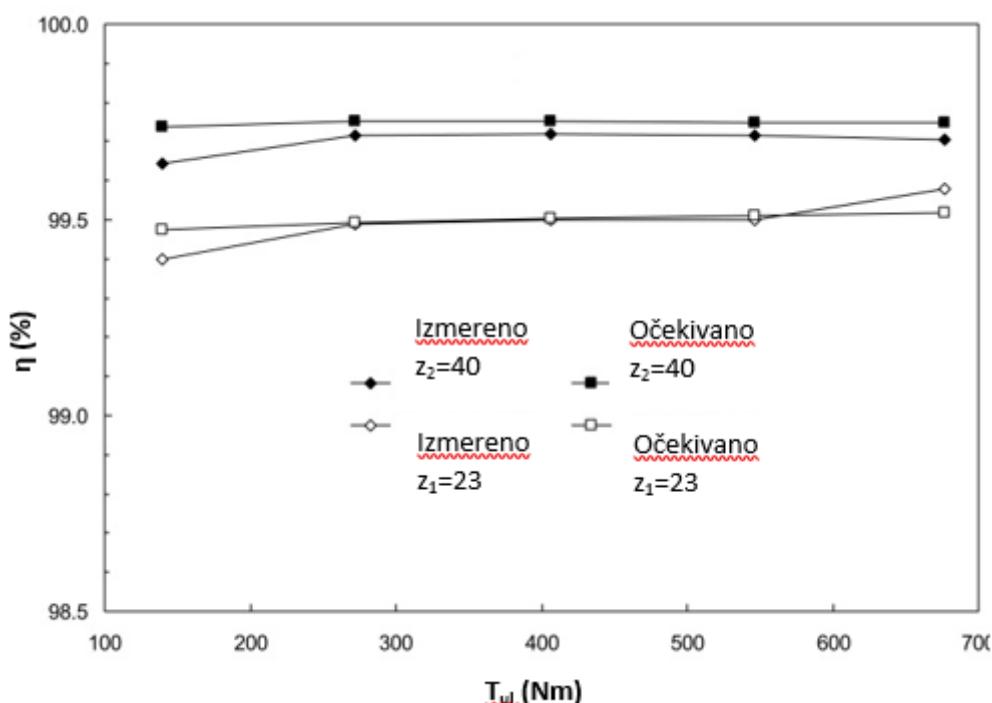
¹⁹ Chase, D., "The Development of an Efficiency Test Methodology for High-Speed Gearboxes," MS thesis, The Ohio State University, Columbus, Ohio, 2005, pp. 1-216



Slika 7. Šematski prikaz uređaja za ispitivanje stepena iskorišćenja zupčanika sa velikim brojem obrtaja sa osnovnim komponentama

Izvor: Development of a generaliyed mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs, 2005, p. 166

U radu je pokazano ispitivanje stepena iskorišćenja zupčastog para sa brojem zubaca od 23 i 40, pri čemu su se obrtni momenti varirali od 135 Nm do 677 Nm , a broj obrtaja od 2000 - 10000 o/min , a korišćeno sredstvo za podmazivanje je bilo $75W90$. Predviđene i izmerene vrednosti stepena iskorišćenja (η) se veoma dobro slažu i za zupčasti par sa brojevima zubaca zupčanika 23 i 40 bez obzira na opterećenje. Maksimalna razlika između predviđenih i izmerenih vrednosti stepena iskorišćenja je manja od $0,1\%$. Na slici 8 je prikazano poređenje predviđenih i izmerenih vrednosti stepena iskorišćenja zupčastog para sa 23 i 40 zubaca, pri broju obrtaja od 6000 o/min i opsegu ulaznih vrednosti obrtnog momenta.



Slika 8. Poređenje predviđenih i izmerenih vrednosti stepena iskorišćenja zupčastog para sa 23 i 40 zubaca, pri broju obrtaja od 6000 o/min i opsegu za ulazni obrtni moment

Izvor: Development of a generaliyed mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs, 2005, p. 177

4. ZAKLJUČAK

Stepen iskorišćenja zupčastih parova je jedan od najznačajnijih parametara za ocenu korisnog efekta korišćenja energije i jedan od najvažnijih kriterijuma za ocenu valjanosti izvedene konstrukcije. Iz te perspektive mašinski inženjeri da bi smanjili gubitke snage i povećali stepene iskorišćenja zupčastih parova postavljaju sebi ciljeve: smanjiti radnu temperaturu zupčanika, smanjiti trenje između zubaca zupčanika i smanjiti gubitke snage nezavisne od opterećenja zupčanika. Stepeni iskorišćenja zupčastih parova varira između 95% i 99% kod tačno obrađenih zubaca, a između 92% i 94% za neobrađene zupce [2]. Kod reduktora koji prenose velike snage, gubitak snage od 1 - 2% nije beznačajan pa je cilj da se i on odgovarajućim modifikacijama dizajna zupčanika smanji.

U vezi sa određivanjem stepena iskorišćenja se mogu izvesti i sledeći zaključci:

- primenom cilindričnih evolventnih zupčanika sa nižim vrednostima modula i značajnim pozitivnim vrednostima koeficijenata pomeranja profila i korišćenjem odgovarajućih baznih ulja za prenosnike može se povećati stepen iskorišćenja zupčastih parova,
- modifikovani zupčanici mogu da rade efikasnije, smanjujući gubitke snage usled trenja između zubaca koji se sprežu,
- promene u hrapavosti površine, viskoznosti maziva, temperaturi, uglu nagiba boka zubaca, uglu profila alata, modulu, stepenu sprezanja profila, premazi, kao i promena koeficijenata pomeranja profila utiču na stepen iskorišćenja zupčanika,
- da se smanjivanjem buke zupčanika kroz povećanje stepena sprezanja profila se značajno smanjuje stepen iskorišćenja zupčastih parova,
- stepen iskorišćenja se povećava za veći ugao profila alata, za uravnoteženo specifično klizanje na zupčaniku i ako se prenosni odnos smanjuje sa povećanjem broja zubaca zupčanika,
- da je koficijent trenja klizanja važan faktor uticaja na stepen iskorišćenja,
- ciljevi smanjenja gubitka snage mogu se postići i promenom modula zupčanika i koeficijentom pomeranja zupčanika i
- proračunate i izmerene vrednosti stepena iskorišćenja u eksperimentalnim uslovima se veoma dobro slažu i da maksimalna razlika između predviđenih i izmerenih vrednosti stepena iskorišćenja je zanemarljivo mala.

U sledećim studijama glavni fokus će biti na detaljnoj kinematskoj analizi konkretne konstrukcije Ravinjonovog prenosnika i cilindričnih zupčanika kao njegovog sastavnog dela. Obaviće se detaljna analiza protoka snage i određivanja njegovog stepena iskorišćenja pomoću analitičkih metoda i eksperimentalno na probnom stolu, na uređaju sa zatvorenim kolom snage.

LITERATURA:

- [1] Dobračić P.: Nosivost i stepen iskorišćenja cilindričnih zupčastih parova u uslovima višestruke sprege, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 2019., str. 1-169,
- [2] Nikolić V.: Mašinski elementi – teorija, proračun, primeri, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2004.
- [3] Magalhaes L., Martins R., Locateli C., Seabra J. (2010.): Influence of tooth profile and oil formulation on gear power loss; Tribology International Vol. 43 No. 10, pp. 1861-1871,
- [4] Magalhaes L., Martins R., Locateli C., Seabra J. (2009): Influence of tooth profile on gear power loss, 3 rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure, Porto/Portugal, pp. 1-10,
- [5] Xu H. (2005.): Development of a generaliyed mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs, Doctor dissertation, The Ohio State University, pp. 1-258,
- [6] Anderson N. E., Loewenthal S. H. (1986.): Efficiency of Nonstandard and High Contact Ratio Involute Spur Gears, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 108, pp. 119–126,
- [7] Pleguezuelos M., Pedrero H. I., Sanchez M. B. (2013): Analytical Expressions of the Efficiency of Standard and High Contact Ratio Involute Spur Gears, Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2013, Article ID 142849, pp. 1-14,

- [8] Kim S.-c., Moon S.-g., Sohn J.-h., Park Y.-j., Choi C.-h, Lee G.-h. (2020.): Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error, Mechanism and Machine Theory, Vol. 144, pp. 1-13,
- [9] Dong H., Liu Z.-Y., Ling-ling Duan L.-l., Hu Y.-h. (2018.): Research on the sliding friction associated spur-face gear meshing efficiency based on the loaded tooth contact analysis, Plos one, pp. 1-27
- [10] Höhn B. R., Michaelis K. Hinterstoißer M. (2009.): Optimization of gearbox efficiency, Goriva i maziva, Vol. 48, No. 4, pp. 441-480,
- [11] Chase D. (2005.): “The Development of an Efficiency Test Methodology for High-Speed Gearboxes,” MS thesis, The Ohio State University, Columbus, Ohio, pp. 1-216

DEGREE OF EFFICIENCY OF GEAR PAIRS

Abstract: *The degree of efficiency represents the parameter for evaluation of beneficial effect of used energy and is used for the evaluation of capabilities of technical systems to conserve transported energy. In the case of gear pairs, when transferring power from drive to driven gear, one part of the power is lost due to friction and that loss is shown through the degree of efficiency. This paper presents the application of analytical methods in order to prove that appropriate change of the geometric parameters of the gear profile causes reduction of power losses and increasing degree of utilization of gear pairs. Experimental researches of gear pairs are performed on devices in which the work conditions are simulated. In order to reduce needed work power, the most often used devices are ones with closed power cycle. The usage of those is proving that calculated and measured values of the degree of efficiency are matched very well regardless of the load level and that their maximum difference is negligibly small.*

Keywords: *gear pairs, power losses, degree of efficiency, close power cycle*