

Bernd-Robert Höhn, Klaus Michaelis, Michael Hinterstoißer

ISSN 0350-350X

GOMABN 48, 4, 441-480

Izvorni znanstveni rad/Original scientific paper

UDK 621.833.018 : 621.833-11 : 621.43.018.2 : 629.113 : 621.548.4 : .004.183

OPTIMIRANJE UČINKOVITOSTI ZUPČANIČKOG PRIJENOSNIKA

Sažetak

Premda mehanički zupčanički prijenosnici korišteni kao pretvornici brzine i okretnog momenta već posjeduju vrlo veliku učinkovitost, daljnje smanjenje gubitaka njihove snage osim u motornim vozilima zadatak je i u mnoštvu industrijskih primjena.

Razmatrani su različiti postupci smanjenja gubitka snage u zupčaničkim prijenosnicima. Gubici nezavisni o opterećenju se mogu smanjiti, osobito pri niskim temperaturama i uvjetima djelomičnog opterećenja korištenjem ulja male viskoznosti s visokim indeksom viskoznosti i male dubine uranjanja dijelova u ulje. Međutim, to utječe na svojstva hlađenja dodirnih površina zupčanika i ležaja. Sustav ležaja se može optimirati uporabom učinkovitijih sustava od onih s obostranim uležištenjem uz veliko predopterećenje. Zupčaniči s malim gubicima mogu značajno pridonijeti smanjenju gubitka snage ovisnom o opterećenju na dodirnim površinama zupčanika. Radi daljnjeg smanjenja gubitaka na dodirnim površinama zupčanika i pripadajućih ležaja, dostupna su ulja s karakteristikom niskog trenja. Ukratko, tehnički je izvedivo smanjenje gubitaka kod zupčaničkog prijenosnika za otprilike 50 %.

Problem predstavlja smanjenje značajnog gubitka snage s neznatnim utjecajem na sposobnost nošenja opterećenja, veličinu i težinu komponenata i stvaranje buke. Stoga je potrebno predložiti odgovarajuća kompromisna rješenja.

UVOD

Buduća nestašica energije ne znači nužno samo borbu s iskorištavanjem novih obnovljivih izvora energije nego također sa smanjenjem potrošnje energije u svim područjima tehnike.

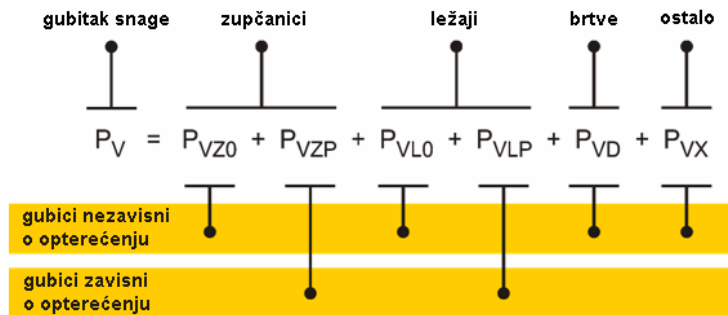
Kako bi se postigla minimalna potrošnja goriva na svim su radnim područjima i svim dijelovima vozila izvršeni pokušaji optimiranja. Pritom su mogući pristupi smanjenje težine i upravljanje toplinom kao i korištenje hibridnih sustava, mehaničkih i softverskih rješenja za visokoučinkovite motore. Smanjenje gubitka snage na kraju pogonskog sustava uvelike utječe na cjelokupno optimiranje premda je apsolutna učinkovitost u mjenjaču i stražnjem mostu već visoka, (Xu, 2007). Međutim, ušteda od 1 kW u zupčaničkom prijenosniku znači uštedu od 4 kW energije goriva.

Razmatrajući vjetroturbine kao rastuće tržište alternativne proizvodnje energije, moderna oprema od 5 MW se sastoji od 8 ili više dodirnih površina zupčanika i više od 12 dodirnih površina ležaja. Smanjenje cjelokupnih gubitaka od 50 %, uštedjelo bi oko 200 kW gubitaka snage po jedinici vjetroturbine.

Problem predstavlja smanjenje značajnog gubitka snage s neznatnim utjecajem na sposobnost nošenja opterećenja, veličinu i težinu komponenata i stvaranje buke.

OSNOVNA RAZMATRANJA

Gubitak snage u zupčaničkom prijenosniku se sastoji od gubitaka na zupčanicima, ležajima, brtvama i ostalih gubitaka (slika 1). Gubici na zupčanicima i ležajima se mogu podijeliti na gubitke nezavisne o opterećenju, koji se pojavljuju bez prijenosa snage, te gubitke zavisne o opterećenju dijelova u dodiru koji sudjeluju u prijenosu snage. Osim radnih uvjeta i unutarnje konstrukcije kućišta, gubici bez opterećenja su uglavnom povezani s viskoznošću i gustoćom maziva, kao i dubinom uranjanja dijelova mjenjača u uljno korito (Changenet, 2007). Gubici ovisni o opterećenju ovise o prenesenom opterećenju, koeficijentu trenja i brzini klizanja dijelova u područjima dodira.

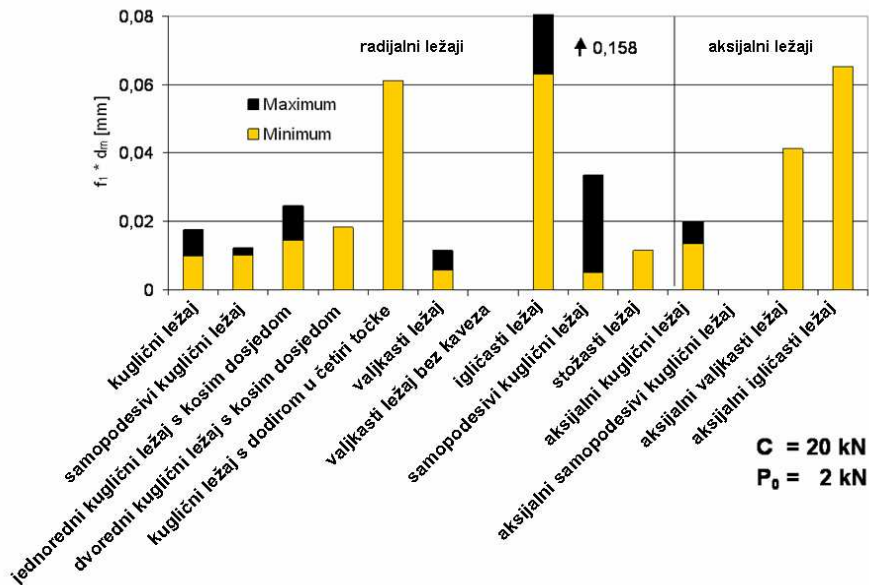


Slika 1: Struktura gubitaka prenesene snage

Za nazivni prijenos snage u pravilu prevladavaju gubici ovisni o opterećenju u zahvatu zupčanika. U ukupnim gubicima nastalim pri djelomičnim opterećenjima i velikim brzinama prevladavaju gubici nezavisni o opterećenju. Za optimiranje cjelokupnog radnog područja zupčaničkog prijenosnika u obzir se moraju uzeti gubici ovisni o opterećenju kao i oni koji o njemu ne ovise. Nadalje, posebice će biti razmotreni ležaji i zupčanici kao glavni uzročnici gubitka snage zupčaničkih prijenosnika.

GUBITAK SNAGE NA LEŽAJU

Gubici snage na ležaju nezavisni o opterećenju ovise o vrsti i veličini ležaja, načinu uležištenja, viskoznosti i dobavi maziva. Najmanji gubici radijalnih ležaja nezavisni o opterećenju se očekuju od valjkastih ležaja. Isto tako male vrijednosti stožastih ležaja vrijede pri neopterećenom uležištenju, međutim za uobičajeno obostrano uležištenje zahtijeva se aksijalno preopterećenje. Ovaj zahtjev za preopterećenjem kod obostranog uležištenja stožastih ležaja značajno povećava gubitke nezavisne o opterećenju.

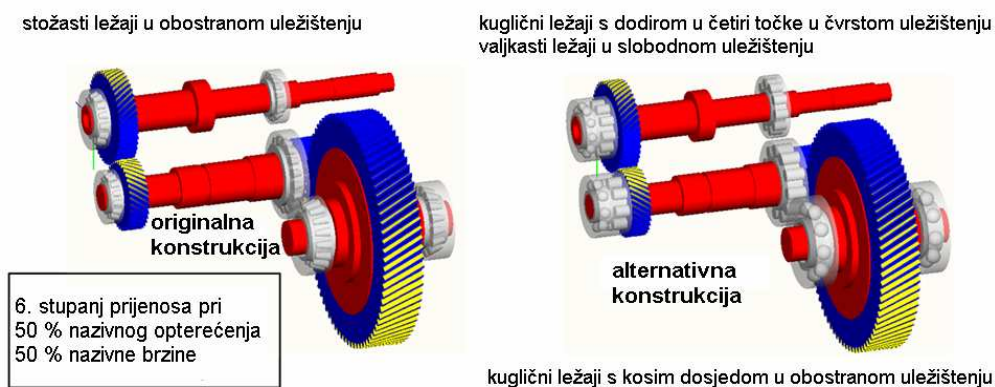


Slika 2: Utjecaj vrste ležaja na gubitke uzrokovane opterećenjem (Wimmer, 2003)

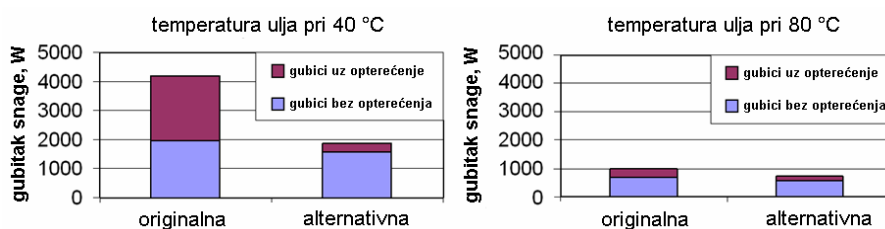
Gubici uzrokovani opterećenjem na ležaju također ovise o vrsti ležaja i veličini, opterećenju i uvjetima klizanja u ležaju kao i o vrsti maziva (Wimmer, 2003). Slika 2 pokazuje gubitke uzrokovane opterećenjem na ležaju s istom nosivošću $C = 20 \text{ kN}$ i istim omjerom iskorištenja $P_0/C = 0,1$. Ponovno valjkasti ležaji pokazuju najmanji gubitak snage radijalnih ležaja. Stožasti ležaji za istu veličinu nosivosti također pokazuju mali gubitak snage zbog malog promjera za istu veličinu nosivosti.

Usporedba gubitaka snage na ležajima za šesti stupanj ručnog mjenjača automobila srednje klase proračunata je prema SKF-u, 2004. (slika 3) i to za originalnu konstrukciju s preopterećenim stožastim ležajima u obostranom uležištenju te alternativnu konstrukciju s kugličnim ležajima u četiri točke u čvrstom uležištenju i

valjkastim ležajima u slobodnom uležištenju na vratilu mjenjača i s kugličnim ležajima s kosim dodirom u obostranom uležištenju stražnjeg pogona. Ustanovljeno je da je smanjenje gubitaka na ležaju za alternativnu konstrukciju veće od 50 % pri uvjetima umjerenog opterećenja i brzine te niskoj temperaturi zupčaničkog ulja od 40 °C, koji odgovaraju novom europskom režimu vožnje NEDC, zbog predopterećenih stožastih ležaja u obostranom uležištenju. Pri visokim temperaturama zupčaničkog ulja od 90 °C, gdje je predopterećenje smanjeno na gotovo nulu, smanjenje gubitka na ležaju je za alternativnu konstrukciju još oko 20 % (slika 4).



Slika 3: Alternativna konstrukcija u ručnom mjenjaču sa stražnjim mostom



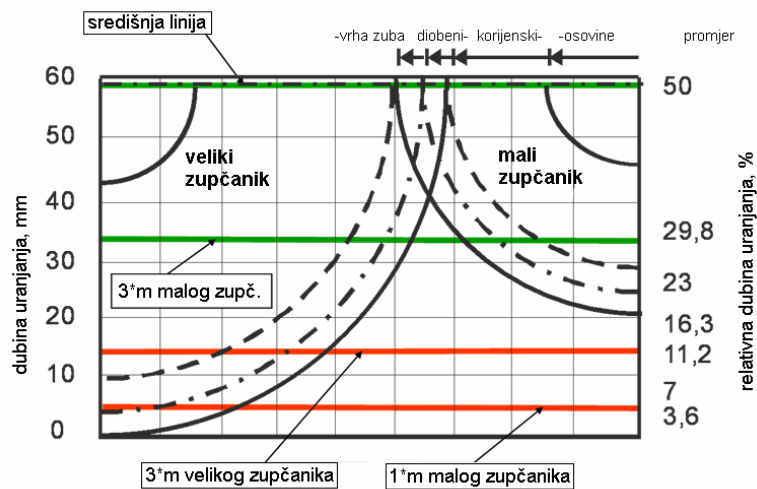
Slika 4: Utjecaj konstrukcije i radne temperature na gubitke snage na ležaju

GUBITAK SNAGE NA ZUPČANIKU

Gubici snage na zupčanicu nezavisni o opterećenju

Osim o radnim uvjetima, gubici snage na zupčanicu nezavisni o opterećenju uglavnom ovise o dubini uranjanja u uljno korito zupčaničkog prijenosnika kao i

viskoznosti maziva. 2009., Otto je sustavno istražio utjecaj dubine uranjanja u uljno korito ispitnog zupčaničkog prijenosnika. Usporedbom s razinom referentnog ulja pri središnjoj liniji osovine, izvršena su ispitivanja pri razinama trostruke vrijednosti modula malog zupčanika s malim i velikim zupčanicom uronjenim u ulje te trostrukog modula kao i jednostrukog modula velikog zupčanika s uronjenim samo velikim zupčanicom u ulje. Na slici 5 prikazane su situacije u ispitnom zupčaničkom prijenosniku s različitim razinama ulja. Ispitni prijenosnik je bio opremljen s prozornom prednjicom i pokrovom kako bi bučkanje ulja u ispitnom prijenosniku bilo vidljivo pri različitim uvjetima razine ulja, obodne brzine na diobenoj kružnici i smjera vrtnje. Slika 6 prikazuje raspodjelu ATF ulja gradacije viskoznosti ISO VG 32 pri sobnoj temperaturi u ispitnom prijenosniku pri umjerenoj brzini $v = 8,3$ m/s i vrtnjom na van. Smanjenje gubitaka zbog bučkanja ulja zbog smanjene dubine uranjanja je jasno vidljivo.

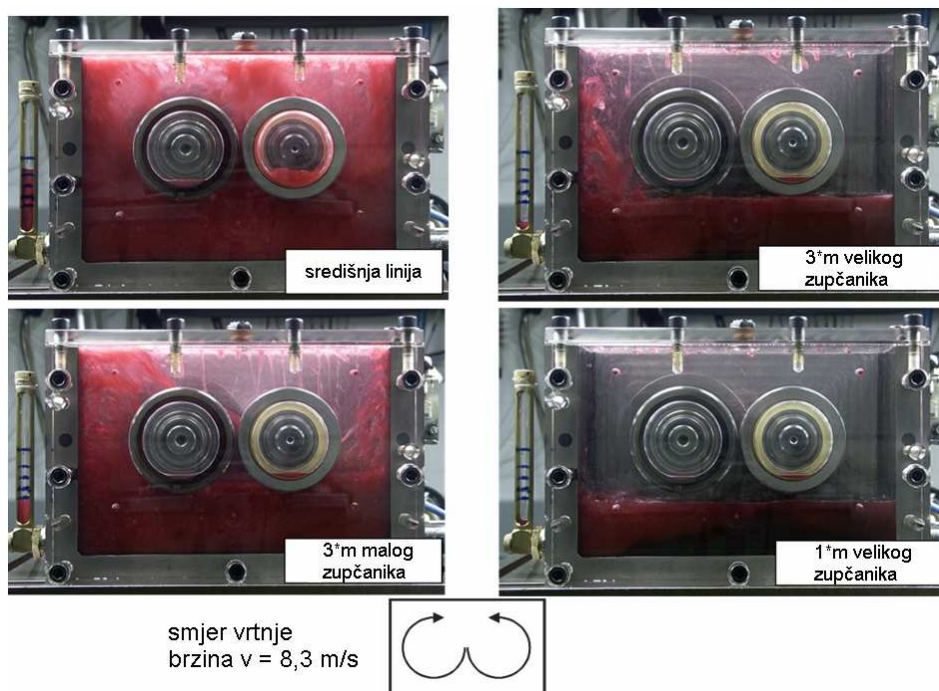


Slika 5: Dubina uranjanja u ispitnom zupčaničkom prijenosniku (Otto, 2009.)

Mjerenja gubitka snage nezavisnog o opterećenju pri obodnim brzinama na diobenoj kružnici $v = 8,3$ i $v = 20$ m/s s mineralnim uljem ISO VG 100 pri temperaturi ulja od 90 i 120 °C su pokazala značajno smanjenje gubitaka snage sa smanjenom dubinom uranjanja (slika 7). Učinak je, kao što se i očekivalo, veći pri uvjetima veće brzine od onog pri uvjetima manje brzine. Međutim, pri oba uvjeta gubici zbog bučkanja mogu biti smanjeni više od 50 % ako se dubina uranjanja smanji za trostruku vrijednost modula zupčanika od središnje linije.

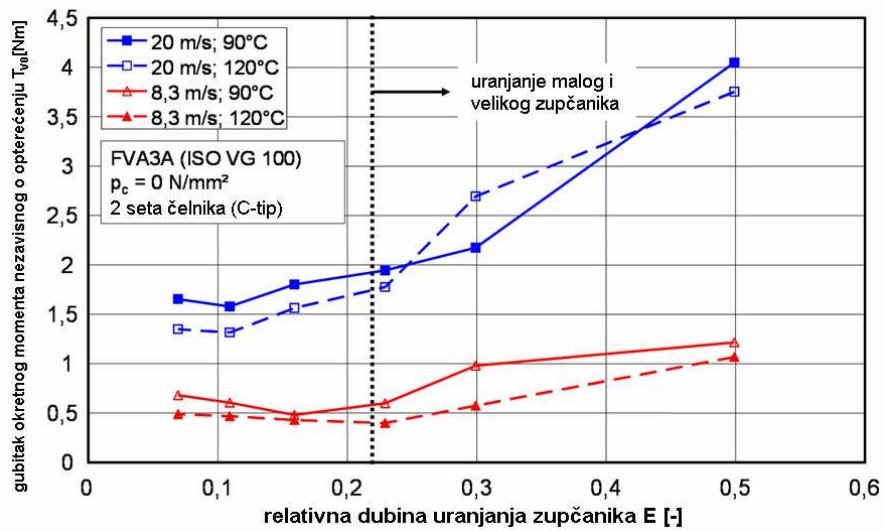
Nasuprot korisnom učinkom smanjenja gubitka zbog bučkanja sa smanjenjem dubine uranjanja istovremeno je potrebno razmotriti štetan učinak smanjenog

hlađenja dodirnih površina zupčanika. Slika 8 pokazuje temperature malog ispitnog zupčanika mjerene pri različitim dubinama uranjanja. Pri velikim opterećenjima i velikim brzinama temperatura može čak nadići temperaturu kaljenja površinski cementiranog materijala. Tada se mora očekivati značajno smanjenje sposobnosti podnošenja štetnog opterećenja.

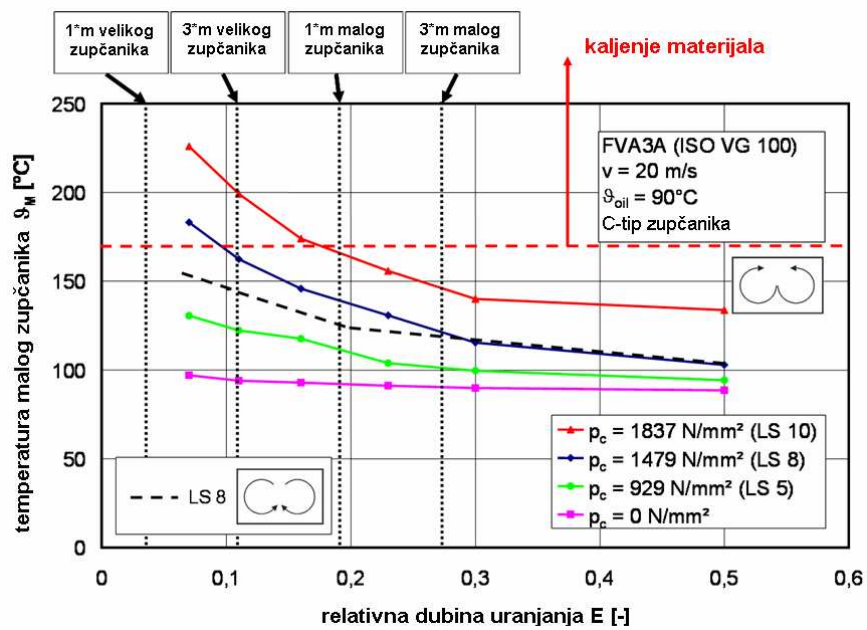


Slika 6: Bućkanje ulja kao funkcija dubine uranjanja (Otto, 2009.)

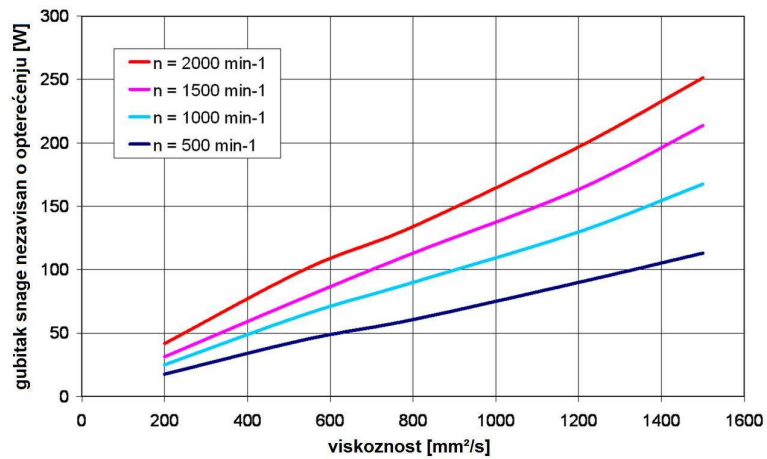
Postoje različita mišljenja o utjecaju viskoznosti maziva na gubitke snage na zupčaniku nezavisne o opterećenju. Terekhov je 1975. izvijestio o povećanju gubitaka zbog bućkanja ulja uz povećanje viskoznosti zupčaničkih ulja, ali pri uporabi ulja s relativno velikom viskoznošću (sl. 9). Michaelis je 1994. potvrdio povećanje gubitaka zbog bućkanja ulja povećanjem viskoznosti maziva nezavisno o vrsti ulja (sl. 10) također za male radne viskoznosti. Ovisno o radnim uvjetima promjena gradacije viskoznosti s npr. ISO VG 150 na 100 može smanjiti gubitke snage nezavisne o opterećenju oko 10 %. Mauz je sustavnim istraživanjem 1987. pokazao da se povećanjem viskoznosti gubici zbog bućkanja povećavaju pri malim brzinama, a smanjuju pri velikim (sl. 11). On fenomen pojašnjava time da je pri većim viskoznostima manji sadržaj ulja u pokretu te su tako stvoreni manji gubici.



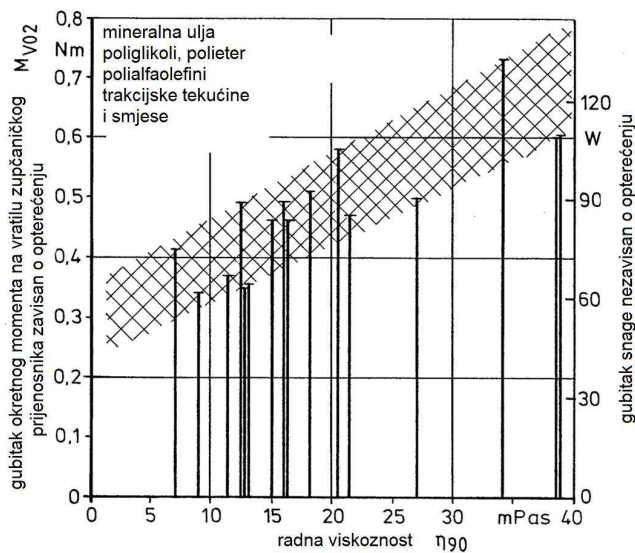
Slika 7: tjecaj dubine uranjanja na gubitak zbog bućkanja (Otto, 2009.)



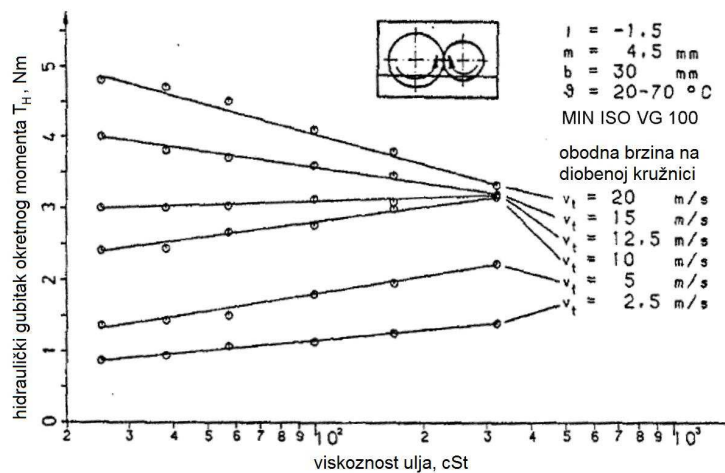
Slika 8: Utjecaj dubine uranjanja na temperaturu malog zupčanika (Otto, 2009.)



Slika 9: Utjecaj viskoznosti ulja na gubitke zbog bućkanja (Terekhov, 1975.)



Slika 10: Utjecaj viskoznosti ulja na gubitke zbog bućkanja (Michaelis, 1994.)



Slika 11: Utjecaj viskoznosti ulja na gubitke zbog bućkanja (Mauz, 1987.)

Gubici snage na zupčaniku ovisni o opterećenju

Gubici snage na zupčaniku ovisni o opterećenju P_{VZP} u zahvatu zupčanika pri prenošenju snage slijede osnovni Coulombov zakon.

$$P_{VZP} = F_R(x) \cdot v_{rel}(x) \quad (1)$$

gdje je P_{VZP} kW gubitak snage na zupčaniku ovisan o opterećenju
 F_R kN sila trenja
 v_{rel} m/s relativna brzina

Lokalna sila trenja u zahvatu zupčanika se može izračunati iz lokalne normalne sile i lokalnog koeficijenta trenja duž linije dodira.

$$P_{VZP} = F_N(x) \cdot \mu(x) \cdot v_g(x) \quad (2)$$

gdje je P_{VZP} kW gubitak snage na zupčaniku ovisan o opterećenju
 F_N kN normalna sila
 μ - koeficijent trenja
 v_g m/s brzina klizanja

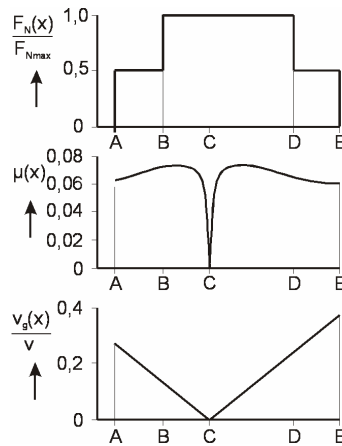
kada jednadžbu (2) pomnožimo s $F_{Nmax}/F_{Nmax} \cdot v/v = 1$ dobivamo

$$P_{VZP} = F_{Nmax} \cdot \frac{F_N(x)}{F_{Nmax}} \cdot \mu(x) \cdot v \cdot \frac{v_g(x)}{v} \quad (3)$$

Raspodjela lokalnih relativnih parametara $F_N(x)/F_{Nmax}$, $\mu(x)$ i $v_g(x)/v$ je prikazana na slici 12. S linearnom ovisnošću o opterećenju i brzini klizanja i približnoj vrijednosti stalnog koeficijenta trenja duž linije dodira jednadžba (3) se može napisati kao

$$P_{VZP} = F_{tmax} \cdot v \cdot \mu_{mz} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_{wt})} \cdot \frac{1}{p_{et}} \cdot \int_A^E \left[\frac{F_N(x)}{F_{Nmax}} \cdot \frac{v_g(x)}{v} \right] dx \quad (4)$$

gdje je	P_{VZP}	kW	gubitak snage na zupčaniku ovisan o opterećenju
	F_{tmax}	kN	tangencijalna sila
	v	m/s	obodna brzina na diobenom krugu
	μ_{mz}	-	srednji koeficijent trenja zupčanika
	α_{wt}	°	kut zahvata
	p_{et}	mm	korak zupčanika
	F_N	kN	normalna sila
	v_g	m/s	brzina klizanja



Slika 12: Opterećenje, koeficijent trenja i brzina klizanja duž linije dodira

Ohlendorf je 1958. uveo faktor gubitka H_V koji ovisi jedino o geometriji zupčanika

$$H_V = \frac{1}{\cos(\alpha_{wt})} \cdot \frac{1}{p_{et}} \cdot \int_A^E \left[\frac{F_N(x)}{F_{Nmax}} \cdot \frac{v_g(x)}{v} \right] dx = \frac{\pi \cdot (u + 1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos(\beta_b)} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (5)$$

gdje je	H_V	-	faktor gubitka snage na zupčaniku
	u	-	omjer zupčanika z_2/z_1
	z_1	-	broj zubi malog zupčanika
	β_b	°	nagib boka zuba na temeljnom krugu

- ε_α - stupanj prekrivanja profila
 $\varepsilon_{1,2}$ - stupanj prekrivanja vrha zuba, mali i veliki zupčanik

Gubici snage na zupčaniku ovisni o opterećenju se onda mogu pisati kao

$$P_{VZP} = P_a \cdot \mu_{mz} \cdot H_V \quad (6)$$

gdje je	P_{VZP}	kW	gubitak snage na zupčaniku ovisan o opterećenju
	P_a	kW	prenesena snaga
	μ_{mz}	-	srednji koeficijent trenja zupčanika
	H_V	-	faktor gubitka snage na zupčaniku

Mali gubici snage na zupčaniku se mogu ostvariti kad se dodir bokova zuba dešava oko točke dodira bokova bez klizanja (slika 12) i s malim koeficijentom trenja zupčanika. Konstruirani su zupčanici s malim gubicima s minimalnim klizanjem nasuprot FZG standardnim ispitnim zupčanicima C-tipa (tablica 1). Za istu nazivnu nosivost proračunatu prema DIN-u 3990 potrebna je veća širina zuba zupčanika s malim gubicima u odnosu na standardnu konstrukciju zupčanika. Mora se napomenuti da proračun nosivosti prema DIN-u 3990 nije valjan s obzirom da su vrijednosti kuta zahvata i stupnja prekrivanja profila izvan definiranog područja vrijednosti parametara. U narednom projektu istražena je nosivost zupčanika s malim gubicima, a proračunski postupci će biti prilagođeni.

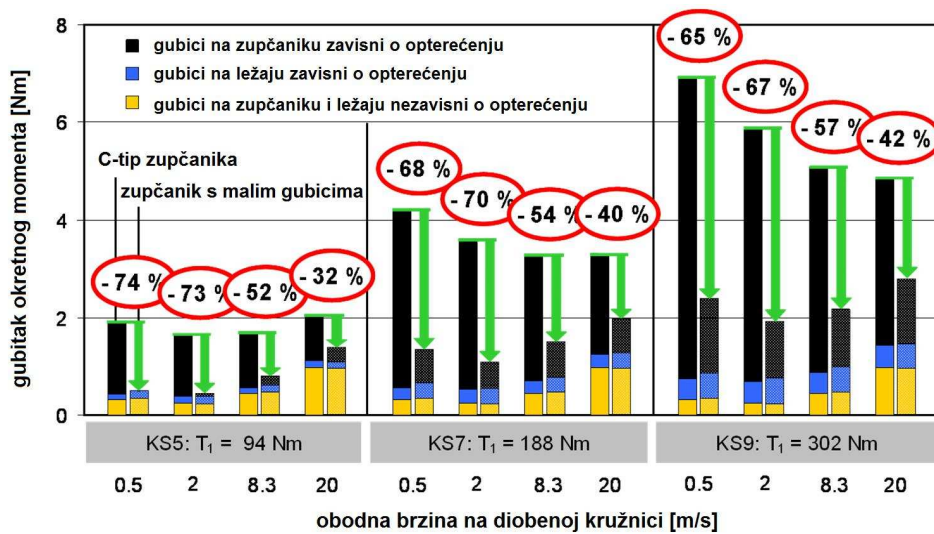
C-tip zupčanika i zupčanici s malim gubicima su proizvedeni (slika 13) i ispitani s obzirom na ukupnu uštedu gubitaka snage zupčaničkog prijenosnika pri različitim radnim uvjetima. Wimmer je 2005. utvrdio da zupčanici s malim gubicima pri minimalnim brzinama klizanja pokazuju smanjenje ukupnih gubitaka snage između nekih 75 % pri maloj brzini $v = 0,5$ m/s i nekih 35 % pri velikoj brzini $v = 20$ m/s (slika 14) u usporedbi sa standardnim zupčanicima, što predstavlja prosječno nekih 50 % uštede na gubicima snage. Osim veće širine zuba potrebne za odgovarajuću sposobnost podnošenja opterećenja, također mora biti uzeta u obzir činjenica da se mogu pojaviti veće sile na ležajima koje ovise o konstrukciji nagiba boka zuba i većem kutu zahvata u usporedbi sa standardnim zupčanicima. Utjecaj konstrukcije zupčanika s malim gubicima na vibracijske podražaje i stvaranje buke se također mora posebno razmotriti. Zbog veće čvrstoće zahvata zupčanika s manjim gubicima, oni su manje tolerantni prema odstupanjima u proizvodnji nego standardni zupčanici. Tipični manji modul i veći broj zuba zupčanika s manjim gubicima u usporedbi sa standardnim zupčanicima daje veću frekvenciju zahvata koja se mora uzeti u obzir u očekivanim vibracijskim podražajima. U tome području su pokrenuta daljnja istraživanja.

	simbol	jedinica	C-tip zupčanika	zupčanik s malim gubicima
osni razmak	a	mm	91,5	91,5
modul u normalnome presjeku	m_n	mm	4,5	1,75
broj zubi zupčanika mali	z_1	-	16	40
veliki	z_2	-	24	60
kut zahvata	α	°	20	40
nagib boka zuba	β	°	0	15
širina zuba	b	mm	14	20
stupanj prekrivanja profila	ϵ_α	-	1,44	0,49
stupanj prekrivanja koraka	ϵ_β	-	0	0,94
ukupni stupanj prekrivanja	ϵ_γ	-	1,44	1,43
minimalni faktor sigurnosti na rupičenje (pitting)	S_H	-	0,81	0,89
minimalni faktor sigurnosti na savijanje	S_F	-	1,79	1,82
minimalni faktor sigurnosti na zaribavanje	S_B	-	1,14	11,72

Tablica 1: Usporedni podaci standardnih zupčanika i zupčanika s malim gubicima



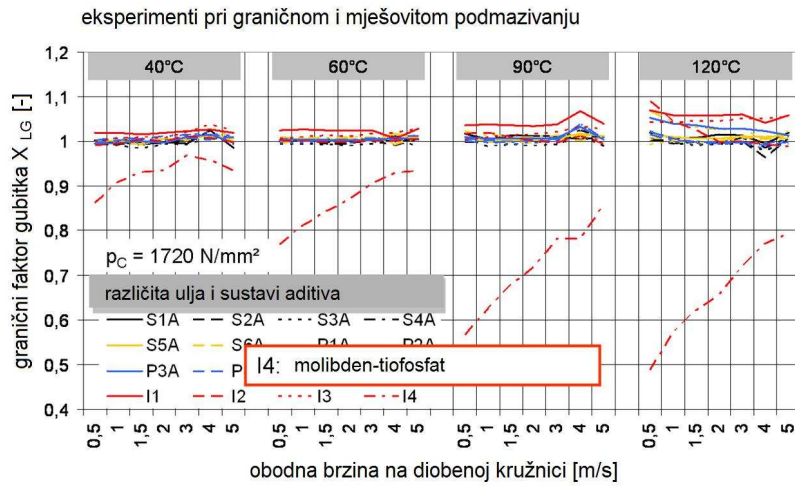
Slika 13: Geometrija standardnog zupčanika i zupčanika s malim gubicima



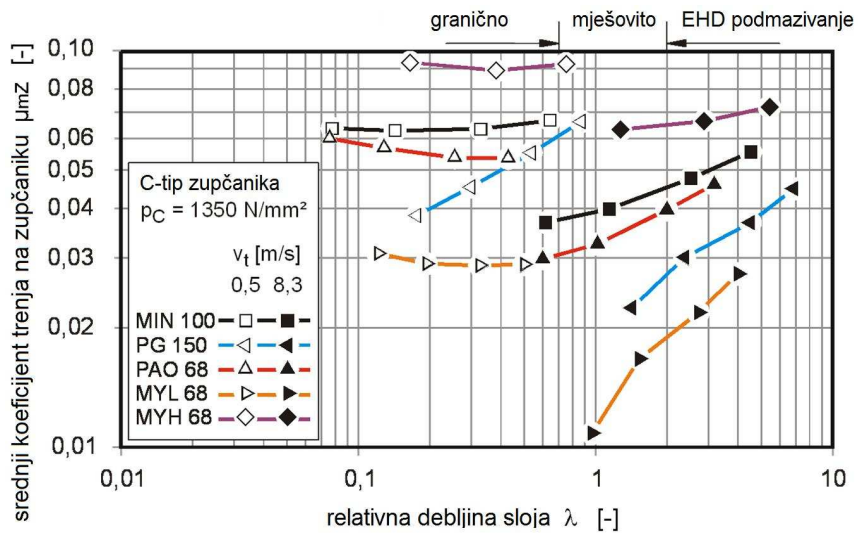
Slika 14: Gubitak snage standardnih zupčanika (C-tip) u usporedbi sa zupčanicima s malim gubicima (Wimmer, 2005.)

Smanjenje koeficijenta trenja na dodirnim površinama zupčanika je moguće u području graničnog podmazivanja s tankim separacijskim slojevima uporabom korisnih aditivnih sustava. Wimmer je 2006. proveo sustavna istraživanja aditiva s različitim sumpornim i fosforim komponentama kao i čistim organskim i metaloorganskim sustavima. U modificiranom FZG-FVA testu učinkovitosti (Doleschel, 2002) pri malim brzinama i visokim temperaturama i tankoslojnim uvjetima pronašao je da ne postoji utjecaj različitih aditivnih sustava na granično trenje osim za topljivi molibden-tiofosfat aditiv. Pri velikom kontaktnom pritisku $p_H = 1720 \text{ N/mm}^2$, maloj brzini $v = 0,5 \text{ m/s}$ i visokoj temperaturi $\vartheta_{oil} = 120^\circ\text{C}$, čemu odgovara radna viskoznost ulja $\nu_{120} = 7,2 \text{ mm}^2/\text{s}$, pronađeno je da je koeficijent trenja u uvjetima mješovitog trenja molibden-tiofosfat aditiva manji od 50 % koeficijenta trenja standardnog sumpor-fosforog aditiva (slika 15).

U radnom području pretežito mješovitog i EHD trenja otkriveno je da vrsta baznog ulja ima veliki utjecaj. Doleschel je 2003. istraživao različite vrste baznih ulja pri različitim gradacijama viskoznosti uključujući očekivano veliko trenje traksijske tekućine (MYH 68) i polieterske tekućine s karakteristikom malog trenja (MYL 68). Na slici 16 prikazan je cijeli niz izmjerenih vrijednosti koeficijenata trenja u FZG-FVA testu učinkovitosti. Tako se trenje u zahvatu zupčanika može u širokome području radnih uvjeta smanjiti podmazivanjem s polialfaolefinom plus esterom nekih 10 do 20 %, s poliglikolom 20 do 30 %, a s polieterskim baznim uljem čak nekih 50 % u usporedbi s mineralnim uljem. Sličan učinak se očekuje za različite vrste baznih ulja za gubitke na ležaju ovisne o opterećenju.



Slika 15: Utjecaj vrste aditiva na gubitak snage na zupčaniku (Wimmer, 2006.)



Slika 16: Utjecaj baznih ulja na gubitke na zupčaniku (Doleschel, 2003.)

PRIMJENA

Zupčanički prijenosnik vjetroturbina

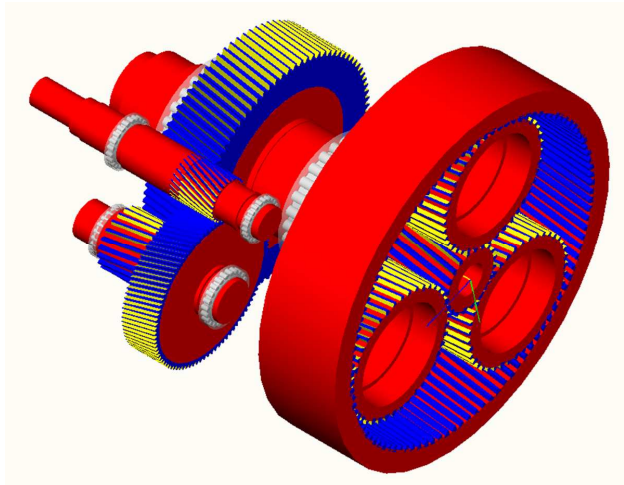
Vrlo jednostavan način smanjenja gubitka snage je uporaba učinkovitog maziva. Za kvantitativnu ocjenu utjecaja različitih maziva na gubitak snage zupčaničkog prijenosnika provedena su ispitivanja na zupčaničkom prijenosniku vjetroturbine srednje veličine s nazivnom snagom $P=1,8$ MW. Napravljen je kompjutorski program WTplus (Kurth, 2008.) s modelom zupčaničkog prijenosnika s planetarnim prvim stupnjem prijenosa za male brzine i prijenosom s čelnim zupčanicama za srednje i velike brzine (slika 17).

Program vrši proračun očekivanog gubitka snage zupčanika, ležaja i brtvi nekog zupčaničkog sustava. Utjecaj maziva se može uvrstiti u proračun s procjenom koeficijenta trenja za mazivo prema Doleschelu, 2002. Iz rezultata FZG-FVA testa učinkovitosti za ispitno ulje pri različitim radnim uvjetima proizlazi empirijska jednadžba za proračun trenja zupčanika i ležaja u dodiru.

Koeficijent trenja μ_M u zahvatu zupčanika sastoji se od dijela suhog trenja μ_F i dijela tekućinskog trenja uljnog sloja μ_{EHD} :

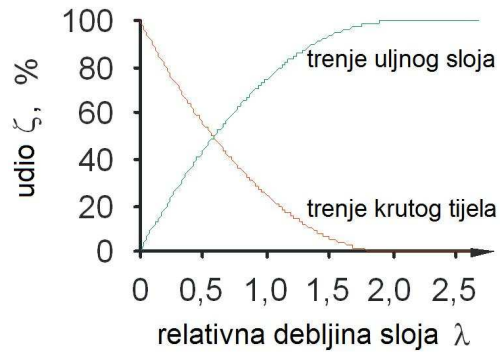
$$\mu_M = (1 - \zeta) \cdot \mu_F + \zeta \cdot \mu_{EHD} \quad (7)$$

gdje je μ_M - koeficijent mješovitog trenja
 μ_F - koeficijent suhog trenja
 μ_{EHD} - koeficijent tekućinskog trenja uljnog sloja
 ζ - udio tekućinskog trenja uljnog sloja



Slika 17: Model sustava zupčanika vjetroturbine u programu WTplus

Udio trenja ζ uljnog sloja i suhog trenja ovisi o relativnoj debljini uljnog sloja λ u dodiru (slika 17).



Slika 18: Tekućinsko trenje uljnog sloja i suho trenje u EHD dodiru (Doleschel, 2003)

Koeficijenti suhog trenja i tekućinskog trenja uljnog sloja se mogu izračunati prema jednadžbi (8) i (9) s parametrima za maziva dobivenim iz FZG-FVA testa učinkovitosti:

$$\mu_F = \mu_{F,R} \cdot \left(\frac{\rho_H}{\rho_R} \right)^{\alpha_F} \cdot \left(\frac{v_\Sigma}{v_{R,F}} \right)^{\beta_F} \quad (8)$$

gdje je μ_F - koeficijent suhog trenja
 $\mu_{F,R}$ - koeficijent suhog trenja, referentna ispitna vrijednost
 ρ_H N/mm² kontaktni pritisak
 ρ_R N/mm² referentna vrijednost kontaktnog pritiska $\rho_R = 1000$ N/mm²
 v_Σ m/s ukupna brzina
 $v_{R,F}$ m/s referentna vrijednost brzine za suho trenje $v_{R,F} = 0,2$ m/s
 α_F - ispitni eksponent kontaktnog pritiska za suho trenje
 β_F - ispitni eksponent brzine za suho trenje

$$\mu_{EHD} = \mu_{EHD,R} \cdot \left(\frac{\rho_H}{\rho_R} \right)^{\alpha_{EHD}} \cdot \left(\frac{v_\Sigma}{v_{R,EHD}} \right)^{\beta_{EHD}} \cdot \left(\frac{\eta_{oil}}{\eta_R} \right)^{\gamma_{EHD}} \quad (9)$$

gdje je μ_{EHD} - koeficijent tekućinskog trenja uljnog sloja
 $\mu_{EHD,R}$ - koeficijent tekućinskog trenja uljnog sloja, referentna vrijednost ispitivanja
 ρ_H N/mm² kontaktni pritisak
 ρ_R N/mm² referentna vrijednost kontaktnog pritiska $\rho_R = 1000$ N/mm²

v_{Σ}	m/s	ukupna brzina
$v_{R,EHD}$	m/s	referentna vrijednost brzine za tekućin. trenje $v_{R,F}=8,3$ m/s
α_{EHD}	-	ispitni eksponent kontaktnog pritiska za tekućinsko trenje
β_{EHD}	-	ispitni eksponent brzine za tekućinskog trenje
γ_{EHD}	-	ispitni eksponent viskoznosti za tekućinskog trenje

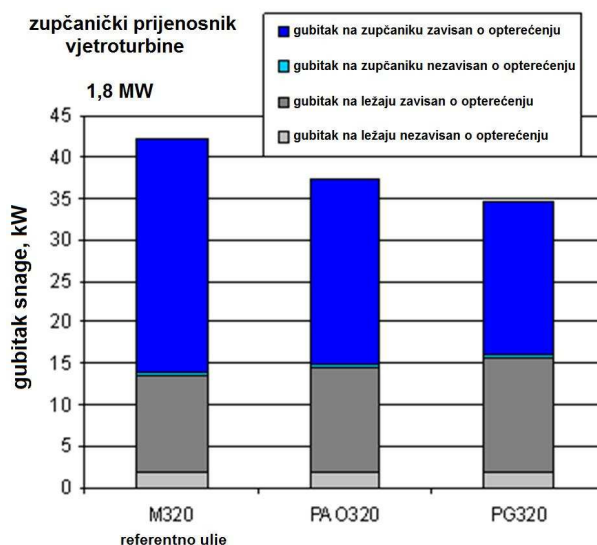
Za tri različita maziva s tržišta tipična za primjenu u vjetroturbinama izveden je FZG-FVA test učinkovitosti. Relevantni podaci za maziva se mogu uzeti iz tablice 2.

Sva maziva su imala istu gradaciju viskoznosti ISO VG 320, s različitim vrstama baznih ulja: mineralno ulje MIN320, polialfaolefin PAO320 i poliglikol PG320 s uobičajenim paketom aditiva za tu primjenu. Usporedni rezultati proračuna za nazivnu snagu prijenosa su prikazani na slici 19. U slučaju prelaska s mineralnog na polialfaolefinsko ulje moguća su smanjenja gubitaka snage nekih 10 %, s poliglikolom su smanjenja gubitka snage moguća čak 20 %.

Štoviše, postoji i veća mogućnost postizanja učinkovitosti kad se različite gradacije viskoznosti koriste u skladu s različitim ponašanjem viskoznosti tih ulja o temperaturi. Za daljnja poboljšanja učinkovitosti moraju se analizirati očekivane vrijednosti debljine uljnog sloja uzimajući u obzir viskoznost i ovisnost viskoznosti o tlaku pri očekivanoj temperaturi zupčanika za različita maziva.

	simbol	jedinica	M320	PAO 320	PAG 320
vrsta ulja			mineralno	polialfaolefin	poliglikol
viskoznost	v_{40}	mm ² /s	327	310	340
	v_{100}	mm ² /s	24,4	37,0	60
indeks viskoznosti	VI	-	97	169	247
gustoća	ρ_{15}	kg/dm ³	898	902	1050
referentna vrijednost suhog trenja	$\mu_{F,R}$	-	0,047	0,060	0,048
eksponenti suhog trenja	α_F	-	0,62	0,74	1,55
	β_F	-	-0,12	-0,27	-1,60
referentna vrijednost tekućinskog trenja	$\mu_{EHD,R}$	-	0,033	0,022	0,016
eksponenti tekućinskog trenja	α_F	-	0,19	0,59	-0,11
	β_F	-	-0,05	-0,07	0,01
	γ_F	-	0,19	0,21	0,40

Tablica 2: Podaci o mazivu

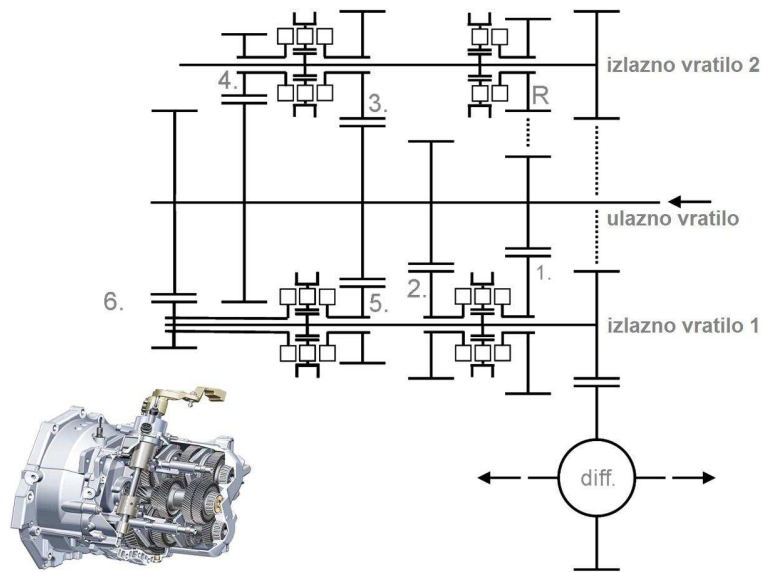


Slika 19: Proračunati gubitak snage s različitim vrstama maziva za zupčanički prijenosnik vjetroturbine

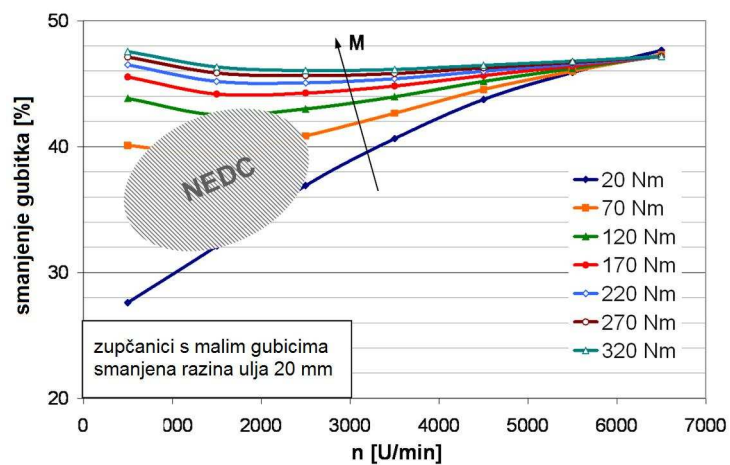
Zupčanički prijenosnik motornih vozila

Kurth je 2009. istraživao moguće smanjenje gubitka snage u ručnom mjenjaču sa šest stupnjeva prijenosa (slika 20). Konvencionalna konstrukcija zupčanika zamijenjena je konstrukcijom zupčanika s malim gubicima. Zbog manjih gubitaka u zahvatu zupčanika zahtjevi za rashladnim svojstvima ulja su smanjeni. Također je bilo moguće smanjiti razinu ulja u prijenosniku nekih 20 mm za istu proračunatu temperaturu konvencionalnih zupčanika s malim gubicima. Tako je bilo moguće promjenom zupčanika smanjiti ne samo gubitke ovisne o opterećenju u zahvatu zupčanika već i gubitke nezavisne o opterećenju smanjenjem razine ulja.

Mjenjač je modeliran u programu WTplus (Kurth, 2008.), te su provedeni usporedni proračuni gubitka snage za konvencionalnu konstrukciju i konstrukciju zupčanika bez gubitaka sa smanjenom razinom ulja. Slika 20 pokazuje moguće uštede gubitka za drugi stupanj prijenosa kao funkciju brzine i opterećenja. Za široko područje radnih uvjeta ukupni gubici mogu biti smanjeni više od 40 %. Čak i prema novom europskom režimu vožnje NEDC s velikim udjelom opterećenja pa tako i velikim dijelom gubitaka nezavisnih o opterećenju moguće je smanjenje gubitka nekih 35 %.



Slika 20: Ručni mjenjač (Kurth, 2009.)



Slika 21: Smanjenje gubitka sa zupčanicima s malim gubicima i smanjenom razinom ulja, 2. stupanj prijenosa (prema Kurthu, 2009.)

ZAKLJUČAK

Potvrđeno je da postoji mogućnost smanjenja gubitka snage od oko 50 % ovisno o primjeni i radnim uvjetima. U nekim primjenama je samo jednostavnim prelaskom na visokoučinkovito mazivo moguće uštedjeti oko 20 % gubitka snage. Za maksimalnu učinkovitost optimiranja potrebno je pronaći alternativna rješenja za konstrukciju zupčanika i ležaja kao i vrstu maziva, viskoznost te dobavu prema pojedinim dijelovima. Problem ovakvih novih pristupa je u potrebi za odgovarajućim kompromisima između smanjenja gubitka snage u jednu ruku te sposobnosti podnošenja opterećenja i svojstva bučnosti u drugu ruku.

Literatura

- Changenet, C.; Velez, P.: Housing influence on churning losses in geared transmissions, ASME 2007.
- Doleschel, A., Höhn, B.-R., Michaelis, K.: Frictional Behaviour of Synthetic Gear Lubricants. 27th Leeds-Lyon Symposium on Tribology in Lyon, September 5-8, 2000, p. 759 - 768.
- Doleschel, A.: Method to Determine the Frictional Behaviour of Gear Lubricants using a FZG Gear Test Rig. FVA Information Sheet No. 345, March 2002.
- Doleschel, A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. Diss. TU München, 2003.
- Kurth, F.: FVA EDV-Programm WTplus-Benutzeranleitung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt 2008.
- Kurth, F., Höhn, B.-R., Michaelis, K.: Wirkungsgrad- und Leistungsflussanalysen für Handschalt- und Doppelkupplungsgetriebe. 1. Automobiltechnisches Koll. München, 16.-17.4.2009, VDI Wissensforum Düsseldorf.
- Mauz, W.: Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s. Diss. Universität Stuttgart, 1987.
- Michaelis, K., Winter, H.: Influence of Lubricants on Power Loss of Cylindrical Gears. 48th Annual Meeting in Calgary, Alberta, Canada, May 17-20, 1993. Tribology Transactions Volume 37 (1994) p. 161 - 167.
- Ohlendorf, H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. Diss. TU München, 1958.
- SKF-GRUPPE (Hrsg.): SKF Hauptkatalog 2004. Media-Print Informationstechnologie, Paderborn, 2004.
- Terekhov, A.S.: Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion. Vestnic Mashinostroeniya, Vol. 55, Issue 5, 1975, pp. 13-15.
- Wimmer, A., Höhn, B.-R., Michaelis, K.: Low Loss Gears. AGMA-Fall Technical Meeting Detroit, Michigan/USA, October 16-18 (2005). Technical Paper 05FTM11, p.1-11.

Wimmer, A., Salzgeber, K.; Haslinger, R.: WP1 – Analysis of Minimum Oil Requirements Considering Friction in Gears and Engines. Final Report Oil-free Powertrain, EU Project Contract No: IPS-2001-CT-98006, June 2003.

Wimmer, A., Höhn, B.-R., Michaelis, K.: Bestimmung des Reibungsverhaltens von Zahnrädern bei Schmierung mit EP-legierten Ölen im Bereich der Misch - und Grenzreibung. DGMK Forschungsbericht 608, 2006.

Xu, H., Kahraman, A., Anderson, N. E. and Maddock, D. G.: Prediction of Mechanical Efficiency of Parallel-Axis Gear Pairs. ASME, Journal of Mechanical Design, vol. 129, January 2007.

UDK	ključne riječi	key words
621.833.018	učinkovitost zupčanič prijenosnika	gear transmission efficiency
621.833-11	zupčanički prijenosnik, projektiranje i konstrukcijska obilježja	transmission gear, design and construction characteristics
621.43.018.2	učinak motora, koeficijent mehaničkog učinka	engine mechanical efficiency
629.113	automobil	automobile
621.548.4	vjetroturbina	wind turbine
.004.183	gledište uštede energije	energy savings viewpoint

Autori

Bernd-Robert Höhn, Klaus Michaelis, Michael Hinterstoißer
e-mail: michaelis@fzg.mw.tum.de
Gear Research Centre FZG, Technische Universität München

Primljeno

26.8.2009.

Prihvaćeno

16.11.2009.