

Christian D. Neveu, Michaël J. Alibert, Franco Camera

ISSN 0350-350X

GOMABN 47, 3, 233-262

Stručni rad/Professional paper

UDK 621.892-822.004.13.004.15 : 532.55.001.41.001.55 :

POSTIZANJE BOLJE DJELOTVORNOSTI IZBOROM HIDRAULIČKE TEKUĆINE

Sažetak

Ispitivanja završena na krilnim i klipnim pumpama srednjeg i visokog tlaka pokazala su da njihova djelotvornost ovisi o tlaku na ispustu i o viskoznosti ulja. Nedavno je ograničeno praktično ispitivanje provedeno na rovokopaču srednje veličine potvrdilo da se značajno povećanje djelotvornosti i radnog učinka, čak i kod umjerenih radnih temperatura, može postići zamjenom OEM preporučenih ulja s tzv. hidrauličkim uljem najveće djelotvornosti (MEHF).

Da bismo razumjeli porijeklo poboljšanja djelotvornosti u praktičnom ispitivanju, opremili smo Eaton-Vickers V 104C pumpu instrumentima za bilježenje tlaka, temperature, brzine protoka i ulazne snage na vratilu pumpe. Test je proveden kod 69 i 138 bara i u temperaturnom području između 30 i 90 °C. Ispitivana hidraulička ulja uključivala su dva ulja iz praktičnog testa i ISO VG 46 HM ulje.

Poboljšanje djelotvornosti postignuto na pumpnom ispitnom stolu u skladu je s onim koje je postignuto kod praktičnog ispitivanja, što taj test čini vrijednim alatom za procjenu potencijalne koristi od MEHF ulja u stvarnoj primjeni. Termodinamički modeli koji su prije utvrđeni mogu se koristiti za procjenu temperature uljnog toka istjecanja i stvarne temperature unutar pumpe.

1. Uvod

Četiri ključna čimbenika pokreću današnje poslovanje pokretnom opremom: okoliš, energija, djelovanje i cijena. U području okoliša strože zakonske odredbe o ispušnim emisijama stalna su briga proizvođača i korisnika opreme. Buka stroja također se počinje zakonski razmatrati. S obzirom na rekordno visoku cijenu goriva, štednja energije je sada ključni prodajni argument za proizvođače strojeva. Također su sve veći zahtjevi za automatiziranim, ponovljivim operacijama, boljom radnom

djelotvornošću, većom produktivnošću i manjim zamaranjem operatera. Konačno, korisnici pokretne opreme brinu se više nego ikada o cijeni ukupnog vlasništva, a ne samo o prodajnoj cijeni vozila. To sili dobavljače hidraulike da smanje cijenu dijelova, poboljšaju pouzdanost i omoguće što lakši servis.

Hidrauličke tekućine mogu igrati veliku ulogu u kontekstu tog izazova. Opsežan rad koji je proveden na krilnim i klipnim pumpama srednjeg i visokog tlaka pokazao je da pravilan izbor tekućine s optimalnim odnosom viskoznost-temperatura može pomoći u održavanju volumetrijske djelotvornosti na visokoj razini, kao i kod kontrole porasta temperature [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9]. Optimalna hidraulička tekućina trebala bi, s obzirom na to, donijeti značajne koristi u pogledu okoliša smanjivanjem količine goriva koja je potrebna za postizanje željene razine rada. Ovo ulje će također pridonijeti poboljšanju energetske djelotvornosti opreme održavajući visoku djelotvornost kod uvjeta visoke i niske temperature. Također bi trebalo pomoći smanjivanju cijene vlasništva osiguravajući pravilno podmazivanje pumpe kod visokih temperatura i ograničavajući porast temperature u krugu koja potpomaže oksidaciju, curenje ulja i povećanje tvrdoće crijeva.

Cilj ovog rada je pokazati da se razlike u radnoj djelotvornosti koje su uočene u krugovima hidrauličke pumpe s različitim tekućinama, mogu također uočiti i u stvarnoj primjeni. U tu svrhu proveli smo ograničeno praktično ispitivanje u kojem smo usporedili radna svojstva ulja SAE 10W koje je preporučio proizvođač opreme s onim visokog indeksa viskoznosti (IV) i smično stabilnim ISO 46 uljem. Ova dva ulja su nakon toga vrednovana u pumpnom krugu koji je bio potpuno opremljen instrumentima za precizno mjerenje pumpne djelotvornosti i temperature tekućine u različitim dijelovima kruga. Također je vrednovana i treća tekućina koja ulazi u gradaciju ISO VG 46 s IV od 100. Usporedba radnih svojstava prva dva ispitna ulja u praktičnom testu i u pumpnom krugu pokazat će može li se ovo drugo koristiti za procjenu koristi koja se dobiva MEHF uljem u stvarnoj primjeni.

2. Praktično ispitivanje

2.1. Ispitna oprema

Rovokopač Caterpillar 318C L srednje veličine korišten je za procjenu učinka maziva na radna svojstva opreme. Rovokopač ima košaru zapremine 1 m³ što odgovara kapacitetu od 2 tone. Pokreće ga dizelov motor Caterpillar 3066T koji proizvodi snagu od 93 kW (125 KS) kod 2200 o/min i ima tipičnu potrošnju goriva od 19 do 23 litre na sat.

Vozilo ima dvostruku pumpu koja opskrbljuje 3 klipna motora koji pokreću gusjenice, okretnu spojku i cilindre kraka, ruke i košare. Dvije pumpe mogu raditi kod tlaka od najviše 345 bara. Svaka pumpa ima nazivni protok od 95 litara u minuti što daje ukupni protok od 190 litara u minuti. Hidraulički krug sadrži 255 litara tekućine. Spremnik za hidrauličku tekućinu je zapremine 127 litara.

Instalirani su tlačni pretvornici za praćenje tlaka pumpe i postavljeni su termočlanci na pozicijama ruke, kraka i hidrauličkog spremnika.

2.2 Ispitne tekućine

U rovokopaču su vrednovane dvije hidrauličke tekućine s oznakama A i B. Tekućina A je SAE 10W hidrauličko ulje preporučeno od proizvođača opreme. Tekućina B je ISO VG 46 formulirana sa smično stabilnim poboljšivačem indeksa viskoznosti. NFPA gradacije [11] i viskoznosti ispitnih tekućina prikazane su u tablici 1.

Tablica 1: Svojstva ispitnih tekućina za primjensko ispitivanje

Oznaka tekućine	A	B
SAE ili ISO gradacija	SAE 10W	ISO VG 46
NFPA gradacija	L46-46	L32-100
KV kod 40 °C, mm ² /s	38,38	49,94
KV kod 100 °C, mm ² /s	6,10	10,14
IV	104	196

2.3 Postupak ispitivanja

Radni dan se sastojao od sljedećih koraka:

- 15 minuta za zagrijavanje stroja
- ponovno punjenje gorivom, početak zapisivanja podataka
- 3 sata jutarnjeg rada
 - 55 minuta stalnog rada, 5 minuta pauze, ponovljeno 3 puta
- 1 sat prekida za ručak
 - ponovno punjenje gorivom, mjerenje težine goriva s točnošću od 0,1 kg
- 3 sata popodnevnog rada
 - 55 minuta stalnog rada, 5 minuta pauze, ponovljeno 3 puta
- zaustavljanje, ponovno punjenje gorivom, određivanje ukupne potrošnje goriva

Tablica 2: Program praktičnog ispitivanja

Dan	Ispitna tekućina	% snage
1	A	90
2	A	100
3	izmjena filtra i tekućine	
4	B	100
5	B	100
6	B	90
7	izmjena filtra i tekućine	
8	A	100
9	A	90

Radni ciklus kod ispitivanja trajao je oko jedne minute. To je uključivalo četiri koraka:

- uzeti punu košaru zemlje
- okrenuti se za 180° i putovati 30 metara

- izbaciti teret
- okrenuti se za 180° i vratiti se na početnu poziciju

Ispitivanje je provedeno kod blagih klimatskih uvjeta. Temperatura okoliša kretala se između 7 i 18 °C. Oprema je radila s 90 i 100 % snage. Program ispitivanja prikazan je u tablici 2.

2.4 Rezultati ispitivanja

Potrošnja goriva za dvije ispitne tekućine i dvije opcije snage detaljno su prikazani u tablici 3. Potrošnja goriva se povećala kad je snaga povećana s 90 na 100 %. Rezultati u tablici 3 pokazuju da je oprema trošila znatno manje goriva na sat s tekućinom B bez obzira na opciju snage.

Tablica 3: Potrošnja goriva na sat

Snaga	Tekućina	Potrošnja goriva na sat	
		kg/h	% poboljšanja
puna	A	19,50	-
puna	B	16,80	13,8
90 %	A	15,20	-
90 %	B	13,89	8,6

Broj radnih ciklusa u satu je zapisan i srednje vrijednosti su prikazane u tablici 4. Više ciklusa u satu završeno je s tekućinom B bez obzira na opciju snage.

Tablica 4: Završeni radni ciklusi u satu

Snaga	Tekućina	Radni ciklusi u satu	
		Broj ciklusa	% poboljšanja
puna	A	53,5	-
puna	B	56,6	5,8
90%	A	40,0	-
90%	B	49,7	24,3

Kombinacija potrošnje goriva na sat i broja ciklusa na sat daje srednju potrošnju goriva po radnom ciklusu. Rezultati za dvije tekućine i dvije opcije snage prikazani su u tablici 5. Poboljšanja produktivnosti koja su postignuta korištenjem tekućine B su 26,3 % kod 90 % snage, odnosno 18,4 % kod 100 % snage.

Tablica 5: Potrošnja goriva po ciklusu

Snaga	Tekućina	Potrošnja goriva po ciklusu	
		kg/ciklus	% poboljšanja
puna	A	0,364	-
puna	B	0,297	18,4
90 %	A	0,380	-
90 %	B	0,280	26,3

3. Pumpni testovi

3.1. Ispitni stol

Ispitni stol sastojao se od Eaton Vickers V104C krilne pumpe opremljene Connestoga uloškom. Pumpu pokreće električni motor snage 15 kW kod 1165 o/min. Pumpni krug prikazan na slici 1 uključuje sljedeće elemente:

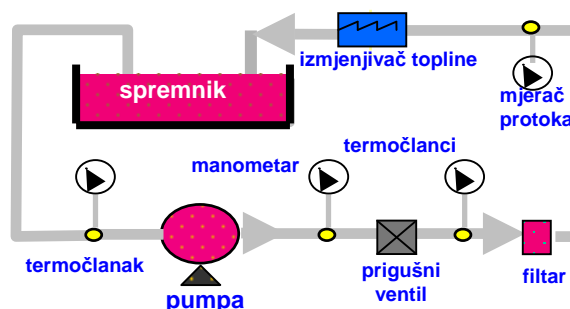
- spremnik za tekućinu
- Eaton Vickers V104C krilna pumpa
- regulator tlaka (prigušni ventil)
- filter za tekućinu kod niskog i visokog tlaka smješten iza prigušnog ventila
- mjerac protoka
- izmjenjivač topline

Termočlanci su instalirani na sljedećim pozicijama:

- oko 100 mm prije usisa pumpe
- 3 do 5 mm unutar usisnog otvora pumpe
- na ispustu pumpe
- odmah nakon regulatora tlaka

Snaga koju električni motor troši za pokretanje pumpe se bilježi. Ona je otprilike jednaka zbroju nazivne hidrauličke snage i snage koja je potrebna za prevladavanje hidromehaničkih gubitaka koji se pojavljuju u pumpi.

Slika 1: Shema kruga krilne pumpe



3.2. Postupak ispitivanja

Nakon temeljitog ispiranja kruga i instaliranja novog filtra, spremnik je napunjen s 18,9 litara ispitne tekućine. Sva ispitivanja su započeta s ispitnom tekućinom i pumpnim krugom na sobnoj temperaturi. Tlak na ispustu je povećan na 138 bara dok se ne postigne željena temperatura. Tlak je tada ili održavan na 138 bara, ili smanjen na 69 bara. Temperatura je kontrolirana pomoću izmjenjivača topline. Podaci su prikupljeni za razdoblje od 30 do 60 minuta. U tom razdoblju brzina protoka pumpe, snaga koju razvija električni motor i temperature bilježeni su svake sekunde, a prosječne vrijednosti jednom u minuti. Svako razmatrano ulje je ispitano

kod temperature na usisu pumpe u području između 30 do 90 °C kod tlaka od 69 bara i 40 do 80 °C kod 138 bara. Ukupno vrednovanje svake od ispitnih tekućina trajalo je preko 60 sati.

3.3. Ispitne tekućine

Na pumpnom ispitnom stolu vrednovali smo dvije tekućine koje su bile ispitane u praktičnom testu i još jednu dodatnu hidrauličku tekućinu ISO VG 46 s indeksom viskoznosti od 101. Svojstva svježih ispitnih tekućina detaljno su prikazana u tablici 6. Viskoznost tekućine B praćena je tijekom ispitivanja. Zapaženo je da je najveći pad viskoznosti bio samo 3 % nakon 60 sati rada u pumpnom krugu.

Tablica 6: Svojstva svježih ispitnih tekućina

Oznaka tekućine	A	B	C
SAE ili ISO gradacija	SAE 10W	ISO VG 46	ISO 46
NFPA gradacija	L46-46	L32-100	L46-46
KV kod 40 °C, mm ² /s	38,38	49,94	45,1
KV kod 100 °C, mm ² /s	6,10	10,14	6,71
IV	104	196	101

Viskoznosti ispitnih tekućina na usisu i u unutrašnjosti pumpe izračunate su korištenjem Walther MacCoul jednadžbe [10]

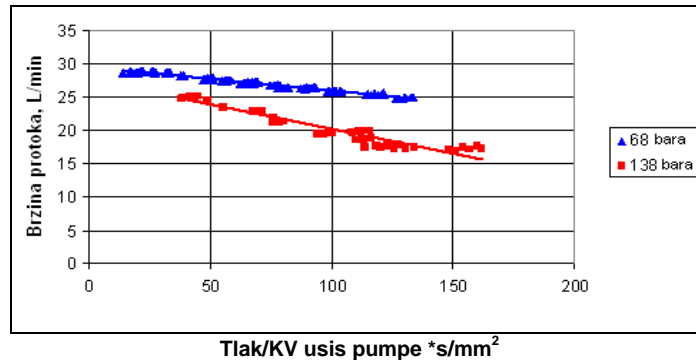
3.4. Rezultati ispitivanja

3.4.1. Ovisnost brzine protoka o tlaku i viskoznosti

Prijašnji radovi [1, 3, 4, 5] pokazali su da je za newtonske tekućine iscurenje (Q_i) u V104C pumpi opremljenoj standardnim uloškom bilo proporcionalno tlaku i obrnuto proporcionalno viskoznosti kod temperature na usisu pumpe. Kako je stvarna brzina protoka jednaka nazivnoj brzini protoka (Q_a) umanjenoj za iscurenje tekućine (Q_i), imamo:

$$Q_a = Q_n - c \cdot P / KV \text{ na usisu pumpe} \quad [1]$$

Slika 2: Ovisnost brzine protoka o tlaku i viskoznosti na usisu pumpe za tri ispitne tekućine



Linearnom regresijskom analizom dobili smo jednadžbu najmanjeg kvadrata:

Svi tlakovi: Brzina protoka = $30,126 - 0,0618 P / KV \text{ usis}$ $R^2 = 0,5817$

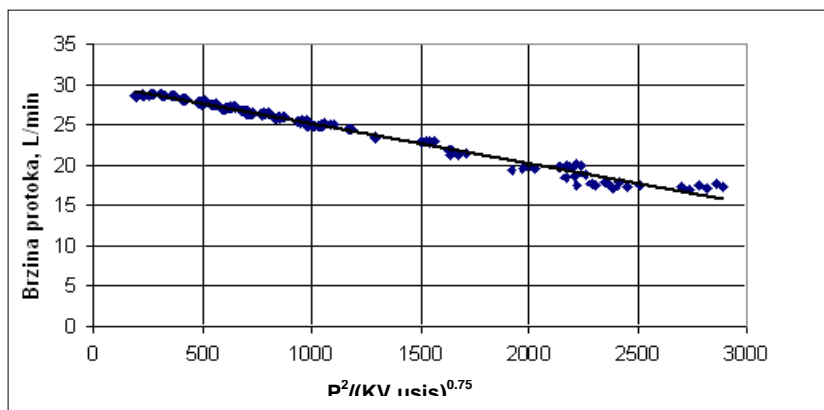
Tablica 7: Jednadžba koja opisuje ovisnost brzine protoka o tlaku i viskoznosti tekućine C

Tlak	$Q_a = Q_n - c * P / KV \text{ usis}^{0.5}$			$Q_a = Q_n - c * P^2 / (1000 * KV \text{ usis})$		
	Q_n	c	R^2	Q_n	c	R^2
69 bara	31,2	0,248	0,96	29,5	0,248	0,98
138 bara	37,8	0,628	0,99	29,7	0,628	0,99
Svi	34,1	0,464	0,90	30,3	0,464	0,97

Korištenjem omjera tlaka i drugog korijena viskoznosti ili omjera kvadrata tlaka i viskoznosti postiže se značajno povećanje koeficijenta određivanja za sve tlakove. Nelinearna regresijska analiza korištena je za određivanje vrijednosti parametara «a» i «b» u jednadžbi $P^a / (KV \text{ usis})^b$. Vrijednosti koje su dobivene za «a» i «b», vrlo blizu 2 odnosno 0,75, vode do sljedećeg empirijskog modela:

Brzina protoka = $30,06 - 0,0049 * P^2 / (KV \text{ usis})^{0.75}$ $R^2 = 0,9851$

Slika 3: Brzina protoka u ovisnosti o $P^2 / (KV \text{ usis})^{0.75}$



3.4.2. Utjecaj tlaka i viskoznosti na volumetrijsku djelotvornost

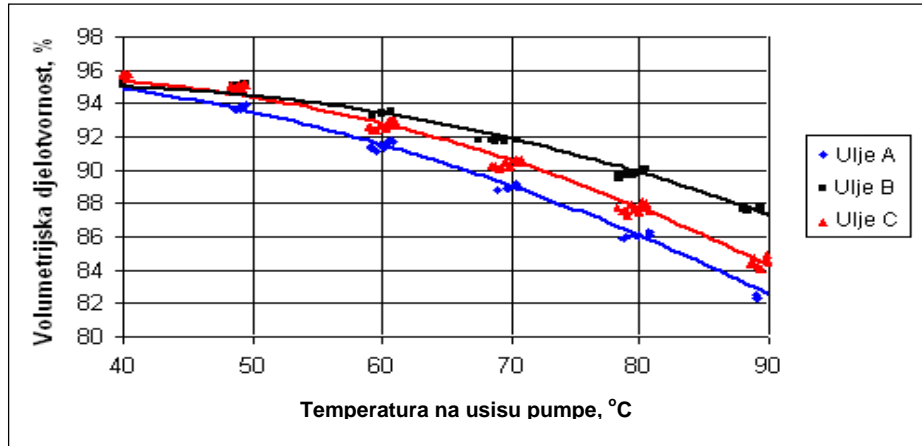
Koristeći brzine protoka određene na ispitnim tekućinama (Q_a) i vrijednost za nazivnu brzinu protoka (Q_n) od 30 L/min, volumetrijska djelotvornost može se odrediti kao funkcija viskoznosti na usisu pumpe za svaki od dva ispitna tlaka. Vrijednost Q_n određena empirijskim modelom blizu je brzini protoka tekućine C na ispitnom stolu bez primjene protutlaka.

Volumetrijska djelotvornost = Stvarna brzina protoka/Nazivna brzina protoka ili

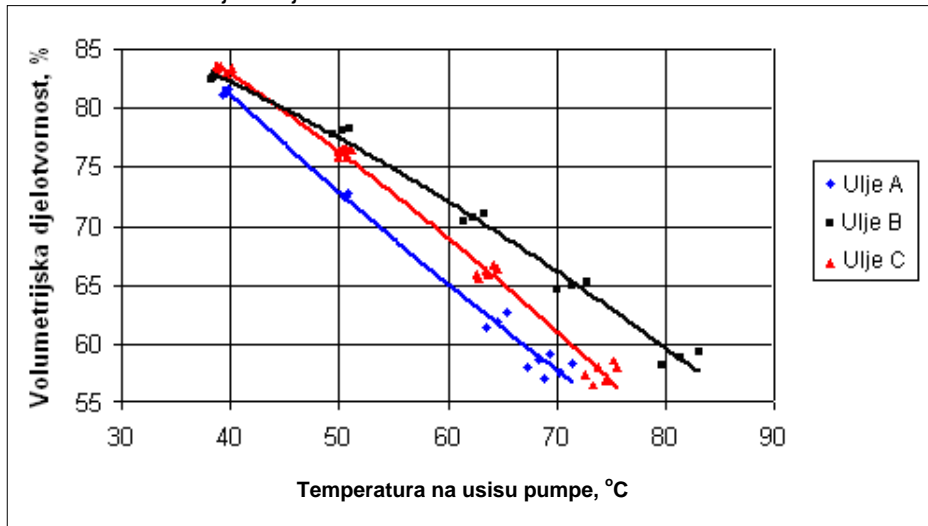
$$\eta_{\text{volumetrijska}} = Q_a / Q_n \quad [2]$$

Na slikama 4 i 5 je grafički prikaz volumetrijske djelotvornosti za tri ispitne tekućine u ovisnosti o temperaturi na usisu pumpe kod 69 i 138 bara.

Slika 4: Volumetrijska djelotvornost kod 69 bara



Slika 5: Volumetrijska djelotvornost kod 138 bara



3.4.3. Utjecaj viskoznosti i tlaka na ukupnu djelotvornost

Ukupna djelotvornost je omjer stvarne hidrauličke snage (P_{Ha}) koja izlazi iz pumpe i snage koja se prenosi na vratilo pumpe. Hidraulička snaga koju postiže pumpa može se izračunati:

Stvarna hidraulička snaga = stvarna brzina protoka * tlak/06 ili

$$P_{Ha} = Q_a * P / 0,6 \quad [3]$$

P_{Ha} , stvarna hidraulička snaga u vatima

Q_a , brzina protoka u litrama po minuti

P , tlak bara

Snaga koju razvija električni motor otprilike je jednaka zbroju snage koja je potrebna da se postigne nazivna brzina protoka (Q_n) kod tlaka na ispustu pumpe i snage za prevladavanje hidromehaničkih gubitaka (P_{HM}).

$$\text{Ukupna snaga} = P * Q_n / 0,6 + P_{HM} \quad [4]$$

Zbog toga se mehanička i ukupna djelotvornost mogu dobiti pomoću sljedećih jednadžbi:

$$\eta_{\text{Mehanički}} = (P * Q_n / 0,6) / (P * Q_n / 0,6 + P_{HM}) \quad [5]$$

$$\eta_{\text{Ukupni}} = \eta_{\text{Volumetrijski}} * \eta_{\text{Mehanički}} \quad [6]$$

$$\eta_{\text{Ukupni}} = [P * Q_a / P * Q_n] * [P Q_n / (P * Q_n / 0,6 + P_{HM})] \quad [7]$$

Srednje vrijednosti ukupne potrošnje snage za svaku tekućinu i ispitni tlak su u tablici 8.

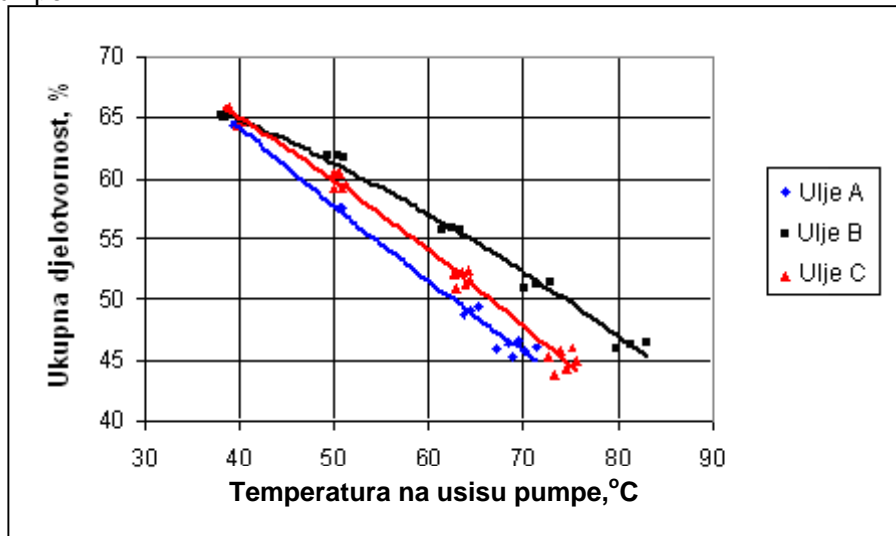
Tablica 8: Ukupna potrošnja snage u vatima

	A	B	C	Srednja vrijednost
69 bara	4681	4728	4702	4704
138 bara	8734	8755	8821	8770

Mogu se uočiti manje razlike u potrošnji snage između ispitnih tekućina. Kod zadanog tlaka najveće odstupanje od srednje vrijednosti je manje od 1 %. Kako bi se to objasnilo, moramo uzeti u obzir da je ukupna potrošnja snage zbroj dva elementa prema jednadžbi [4]. Prva jednadžba, $P * Q_n / 0,6$ je neovisna o tekućini i temperaturi. Druga (P_{HM}) je zbroj dva elementa kako je prikazano u prijašnjem radu [6]. Prvi je proporcionalan tlaku, a drugi je proporcionalan viskoznosti. Podaci u tablici 8 naznačuju da je doprinos viskoznosti ukupnoj potrošnji snage mali i kao posljedica toga, mehanička djelotvornost ne ovisi značajno o viskoznosti tekućine kod radnih uvjeta koje smo odabrali.

Kako je mehanička djelotvornost neovisna o viskoznosti tekućine, utjecaj viskoznosti na ukupnu djelotvornost dolazi jedino od volumetrijske djelotvornosti. Zbog toga su relativne razlike u ukupnoj djelotvornosti među ispitnim tekućinama u osnovi iste kao one koje su primijećene za volumetrijsku djelotvornost. Ukupna djelotvornost u ovisnosti o temperaturi na usisu pumpe prikazana je na slici 6.

Slika 6: Ukupna djelotvornost kod 138 bara u ovisnosti o temperaturi na usisu pumpe



Koristeći podatke iz slike 6 moguće je procijeniti poboljšanje ukupne djelotvornosti u odnosu na tekućinu A kod 138 bara u ovisnosti o temperaturi na usisu pumpe. Rezultati su detaljno prikazani u tablici 9.

Tablica 9: % poboljšanja ukupne djelotvornosti u odnosu na ulje A

Temperatura, °C	35	40	45	50	55	60	65	70	75
	% poboljšanja ukupne djelotvornosti								
Ulje B	-1,5	1,3	3,9	6,5	8,9	11,2	13,3	15,1	16,7
Ulje C	-0,1	1,4	2,8	3,9	4,8	5,3	5,5	5,2	4,3

Također je moguće procijeniti kod koje temperature će tekućina dostići zadanu razinu ukupne djelotvornosti kod 138 bara. Rezultati su prikazani u tablici 10.

Tablica 10: Ukupna djelotvornost u ovisnosti o temperaturi na usisu pumpe

Ukupna djelotvornost, %	Ulje A	Ulje B	Ulje C
	Temperatura, °C		
65	38,8	40,0	40,2
60	46,3	53,4	49,8
55	54,2	64,9	58,6
50	62,4	75,0	66,9
45	71,1	84,2	74,6

3.4.4. Ovisnost hidromehaničkih gubitaka o tlaku i viskoznosti

Koristeći jednadžbu [4] moguće je izračunati hidromehaničke gubitke.

$$P_{HM} = \text{Ukupna snaga} - P \cdot Q_n / 0.6 \quad [8]$$

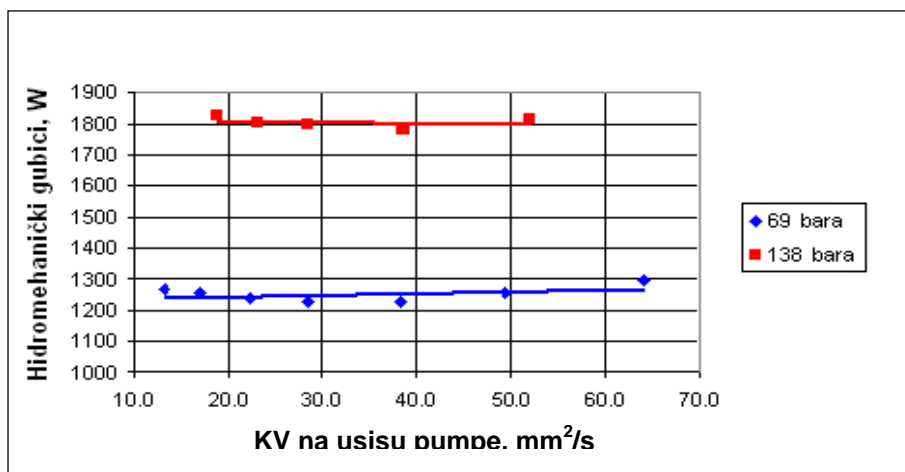
Ukupna snaga = vati koje razvija električni motor

Q_n = ranije izračunat nazivni protok u litrama po minuti

P = tlak bara

Slika 7 prikazuje hidromehaničke gubitke određene za tekućinu B. Nije se mogao primijetiti nikakav utjecaj viskoznosti na mehaničku djelotvornost.

Slika 7: Hidromehanički gubici za tekućinu B



Spajanjem linearnih regresijskih analiza za sve tri tekućine, dobivena je sljedeća jednadžba.

$$P_{HM} = 579 + 0,594 \cdot P + 0,971 \cdot KV \text{ usis} \quad R^2 = 0,9777$$

Prema modelu, potrebno je 579 vata za kretanje tekućine u krugu bez primjene protutlaka. To se uspoređuje sa 652 vata izmjerena s tekućinom C s uklonjenim samohodnim prigušnikom.

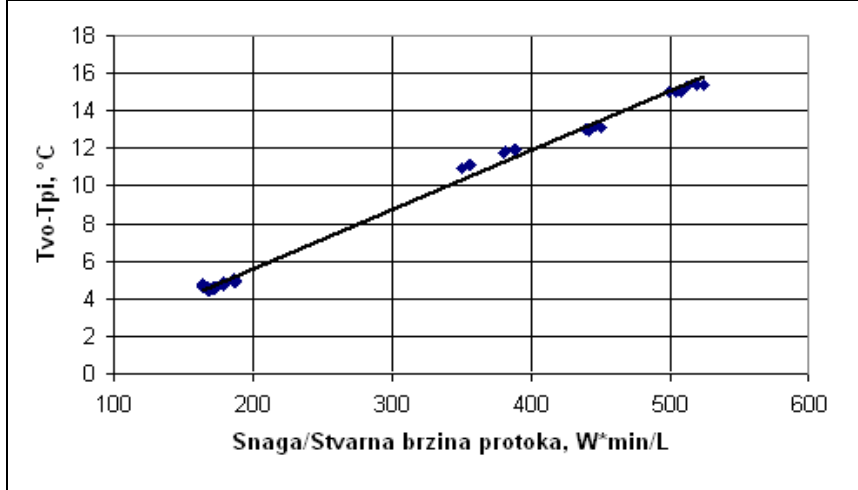
Uzimajući u obzir da su viskoznosti ispitnih tekućina na usisu pumpe bile između 9 i 70 mm²/s, utjecaj viskoznosti tekućine na P_{HM} kreće se, prema navedenoj jednadžbi najmanjeg kvadrata, između 10 i 70 vata. To se uspoređuje s 4700 i 8400 vata koje potroši sustav kod 69, odnosno 138 bara.

3.4.5. Analiza temperature tekućine u pumpnom krugu

Raniji radovi [6] pokazali su u prvoj aproksimaciji, da je porast temperature tekućine između usisa pumpe (T_{pi}) i ispusnog ventila (T_{vo}) proporcionalan ukupnoj ulaznoj energiji sustava i recipročan brzini protoka. Što je veća volumetrijska djelotvornost,

manji je porast temperature. Slika 8 pokazuje razlike između T_{vo} i T_{pi} u ovisnosti o omjeru ukupne energije koju razvije motor i stvarne brzine protoka.

Slika 8: T_{vo} i T_{pi} u ovisnosti o omjeru utrošene energije i stvarne brzine protoka



Linearnom regresijskom analizom svih podataka, dobivena je sljedeća jednadžba:

$$T_{vo}-T_{pi} = 0,0317 \cdot \text{Energija}/Q_a - 0,7 \quad R^2 = 0,9917$$

Negativni konstantni član može biti rezultat gubitka energije iz pumpnog hidrauličkog kruga u okoliš.

U spomenutom radu [6] pokazano je, u prvoj aproksimaciji, da je razlika temperature između ispusta pumpe (T_{po}) i prigušnog ispusnog ventila T_{vo} proporcionalna tlaku tekućine.

Linearnom regresijskom analizom svih podataka, dobivena je sljedeća jednadžba najmanjeg kvadrata.

$$T_{vo}-T_{po} = 0,042 \cdot P + 0,3 \quad R^2 = 0,9552$$

Naposlijetku, temperatura unutar pumpe može se odrediti kombiniranjem toplinske energije struje iscurenja i one koja se odnosi na tekućinu koja dolazi iz spremnika prema sljedećoj jednadžbi.

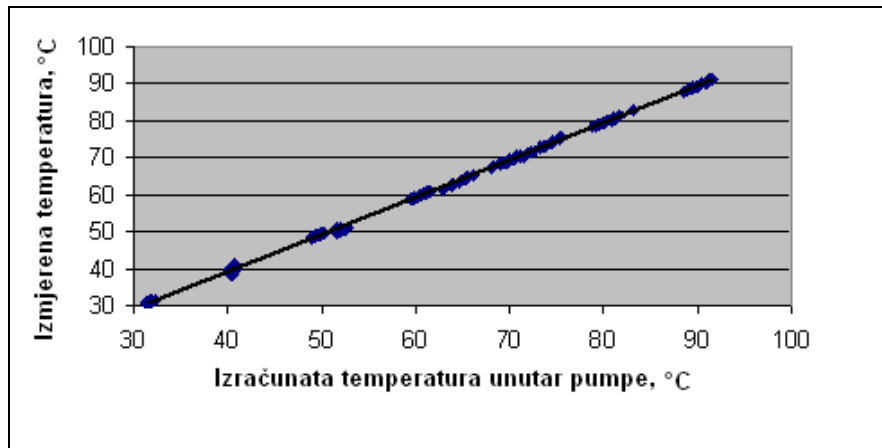
$$Q_n \cdot T_{unutar} = Q_l \cdot T_{iscurenja} + Q_a \cdot T_{ip} \quad [9]$$

Prema spomenutom radu [6], temperatura iscurenja tekućine trebala bi biti ista onoj koju ima tekućina nakon prigušnog ventila s obzirom da te dvije struje nose istu energiju. Zamjenom $T_{iscurenja}$ s T_{vo} , može se izračunati temperatura unutar pumpe. Na slici 9 je grafički prikaz odnos T_{unutar} izračunate prema jednadžbi [9] i temperature izmjerene 3 mm unutar pumpe.

$$T_{\text{unutar}} \text{ izračunato} = 1,004 * T_{\text{unutar}} \text{ izmjereno} - 0,9 \quad R^2 = 0,9997$$

Temperatura izmjerena 3 mm unutar pumpe pokazuje odnos 1 prema 1 s izračunatom temperaturom unutar pumpe. Ona je ipak oko 0,9 °C niža, moguće zbog toga što temperaturna sonda nije postavljena točno na mjesto gdje se miješaju tekućina koja teče iz spremnika i tekućina koja curi natrag iz visokotlačnog područja.

Slika 9: Izmjerena temperatura unutar pumpe nasuprot onoj izmjerenoj 3 mm unutar pumpe



4. Usporedba poboljšanja djelotvornosti u praktičnom i pumpnom ispitivanju

U tablici 11 prikazali smo poboljšanje dobiveno uljem B u odnosu na ulje A u praktičnom ispitivanju, u odnosu na potrošnju goriva i broj radnih ciklusa po satu.

Tablica 11: Postotak poboljšanja postignut uljem B u odnosu na ulje A

Snaga	% poboljšanja postignutog uljem B u odnosu na ulje A		
	Potrošnja goriva po satu	Radni ciklus po satu	Potrošnja goriva po ciklusu
Puna	13,8	5,80	18,4
90%	8,6	24,30	26,3

Zanimljivo je primijetiti da je poboljšanje u potrošnji goriva po ciklusu kod pune snage blizu onom koje je postignuto u pumpnom krugu s temperaturom ulja na usisu od 75 °C. Koristeći podatke iz tablice 9 možemo procijeniti da će poboljšanje ukupne djelotvornosti u pumpnom krugu s temperaturom ulja na usisu od 80 °C biti u osnovi

isto kao poboljšanje u potrošnji goriva po ciklusu kod pune snage koje je izmjereno u praktičnom ispitivanju s prosječnom temperaturom ulja u spremniku od 80 °C.

5. Zaključak

Rezultati dobiveni kod rovokopača srednje veličine u blagim klimatskim uvjetima ukazuju da se mogu postići značajne razlike u pogledu potrošnje goriva po satu i po ispitnom ciklusu s hidrauličkim tekućinama koje imaju veliku razliku u NFPA gradaciji (L46-46 i L32-100).

Te dvije tekućine pokazale su također značajne razlike u pogledu volumetrijske djelotvornosti, ukupne djelotvornosti i porasta temperature u hidrauličkom krugu opremljenom V104C krilnom pumpom.

Poboljšanje ukupne djelotvornosti u pumpnom krugu s temperaturom ulja na usisu pumpe podešenom na 80 °C u osnovi je isto kao poboljšanje u potrošnji goriva po ciklusu kod pune snage koje je izmjereno u praktičnom ispitivanju s prosječnom temperaturom ulja u spremniku od oko 80 °C. To upućuje na to da se pumpni krug može koristiti za vrednovanje poboljšanja djelotvornosti u stvarnoj primjeni za ispitno hidrauličko ulje kada se ono uspoređuje s uljem SAE 10W.

Temperaturna mjerenja koja su napravljena u pumpnom krugu u skladu su s termodinamičkim modelima koji su obrađeni u prijašnjem radu. Oni potvrđuju da povećanje volumetrijske djelotvornosti ima za rezultat niže temperature tekućine. Ako je hidraulička energija dovedena u sustav, to ne povećava temperaturu tekućine.

Zahvale

Želimo zahvaliti R. Cybertu i osoblju iz Horsham laboratorija za instaliranje opreme, provođenja ispitivanja i osiguranja svih viskometrijskih podataka za ispitne tekućine.

Literatura

- [1] R.J. Kopko, R.L. Stambaugh, "Effect of VI Improver on the In-Service Viscosity of Hydraulic Fluids". SAE paper 750693, Fuel and Lubricants Meeting, June 1975, Houston, TX, USA.
- [2] R.L. Stambaugh, R.J. Kopko, T.F. Roland, "Hydraulic Pump Performance – A Basis for Fluid Viscosity Classification". SAE paper 901633, International Off-Highway & Powerplant Congress and Exposition, September 1990, Milwaukee, WI, USA.
- [3] S.N. Herzog, C.D. Neveu, D.G. Placek, "Influence of Oil Viscosity and Pressure on the Internal Leakage of a Gear Pump", STLE, May 2002, Houston, TX, USA.
- [4] Herzog S.N., Neveu C.D., Placek D.G., Simko R.P. "Predicting the Pump Efficiency of Hydraulic Fluids to Maximize System Performance", NCFP I02-10.8/SAE OH 2002-01-1430, IFPE, April 2002, Las Vegas, NV, USA.

- [5] Placek D.G., Herzog S.N., Neveu C.D., "Reducing Energy Consumption with Multigrade Hydraulic Fluids", 9th Annual Fuels & Lubes Asia Conference and Exhibition, March 2003, Singapore.
- [6] Alibert M.J., Hedrich K., Herzog S.N., Neveu C.D. "Influence of Viscosity on the Rate of Temperature Increase of Hydraulic Fluids", NCFP I02-13.4, IFPE, March 2005, Las Vegas, NV, USA.
- [7] Herzog S.N., Hyndman, C.W., Simko R.P., Neveu C.D., "Effect of Operation Time on Oil Viscosity and Pump Efficiency", NCFP paper I05-9.3 presented at the International Fluid Power Exposition, IFPE, March 2005, Las Vegas, NV, USA.
- [8] Hamaguchi, H., Introducing Maximum Efficiency Hydraulic Fluids, Proceedings of the 11th Annual Fuels and Lubes Asia Conference, March 2005, Beijing, China.
- [9] Görlitzer H., Alibert M., Herzog S.N., Neveu C.D., "Dependence of Pump Flow Rate on the Viscosity of High VI Hydraulics Fluids", Proceedings of the 15th International Colloquium Tribology, Technische Akademie Esslingen, January 2006, Stuttgart, Germany.
- [10] N. MacCoul, Lubrication, The Texas Company, New York, 1921, p 85.
- [11] Michael P.W., Herzog S.N., Marougy T.E., "Fluid Viscosity Selection Criteria for Hydraulic Pumps and Motors". NCFP paper I00-9.12 presented at the International Exposition for Power Transmission and Technical Conference, April 2000, Chicago, IL, USA.

UDK	ključne riječi	key words
621.892-822	ulje za hidrauliku	hydraulic oil
.004.13	gledište učinkovitosti	efficiency viewpoint
.004.15	stvarni učinak	actual efficiency
532.55	gubici energije tlaka i strujanja	pressure and flow energy loss
.001.41	ispitivanje u laboratoriju	testing, laboratory
.001.55	ispitivanje u pogonskim uvjetima	testing in exploitation

Autori

Christian D. Neveu¹, e-mail christian.neveu@degussa.com

Michaël J. Alibert², Franco Camera³

¹RohMax France S.A.S, ²RohMax Additives GmbH, ³RohMax Oil Additives

Primljeno

20.7.2007.