

Vpliv velikosti izvrtin v ventilski plošči na volumetrični, mehansko-hidravlični in skupni izkoristek počasno vrtečega hidravličnega motorja tipa gerotor

Ervin STRMČNIK, Gregor KOKOT, Franc MAJDIČ

Izvleček: Razvoj družbe poteka z nepojmljivo hitrostjo, kar se med drugim odraža v razvoju tehnike in izdelkov, med katerimi najdemo tudi hidravlične komponente, ki jih imenujemo hidravlični motorji. V članku je predstavljena posebna izvedba hidravličnega motorja s plavajočim zunanjo obročem. Za hidravlični motor tipa gerotor je značilno počasno vrtenje in doseganje velikih momentov. Ima relativno malo sestavnih delov, med katerimi so najpomembnejši rotor, rotorjev obroč, ohišje in ventilski plošča. V raziskavi smo analizirali vpliv velikosti izvrtin v ventilski plošči na volumetrični, mehansko-hidravlični in skupni izkoristek hidravličnega motorja. Ugotovili smo, da velikost izvrtin vpliva na delovanje hidravličnega motorja. Največje skupne izkoristke smo dobili v primeru izvrtine, ki je bila velika Φ 6,3 mm. Skupni izkoristek se je v primeru velikosti izvrtin Φ 6,3 mm v vseh merilnih točkah povečal v povprečju za 5 % glede na začetno stanje, ko so imele izvrtine premer Φ 5,5 mm. V članku so podrobneje predstavljene značilnosti obravnavanega hidravličnega motorja, hidravlična shema preizkuševališča, metodologija raziskave ter postopki izračunov izkoristkov in iztislone hidravličnega motorja.

Ključne besede: orbitalni hidravlični motor, ventilski plošča, velikost izvrtine, skupni izkoristek

■ 1 Uvod

Hidravlika je v strojništvu že zelo uveljavljeno in dokaj zrelo področje, a vendar se še vedno razvija z neverjetno hitrostjo, kar se kaže tako v akademskih krogih kot v industriji. Hidravlični motorji (v nadaljevanju bomo namesto besedne zveze hidravlični motor uporabili kratico HM) so ena izmed hitro

razvijajočih se hidravličnih sestavin, ki jih uporabljamo v najrazličnejših industrijskih aplikacijah. V članku želimo predstaviti posebno izvedbo HM-ja z notranjim ozobjem, za katerega je značilno počasno vrtenje in doseganje velikih momentov. HM tipa gerotor s plavajočim zunanjo obročem ima relativno malo sestavnih delov in za delovanje ne potrebuje dodatnega pretvornika vrtilne hitrosti oz. reduktorja. Tako v znanstveni kot strokovni literaturi je bilo do danes objavljenih zelo malo prispevkov, ki bi obravnavali takšen tip HM-ja. Bolj pogosta izvedba gerotorjev ne vsebuje plavajočega rotorjevega obroča, ampak zgolj notranji rotor in ohišje. Na de-

lovanje hidravličnih motorjev vplivajo številni dejavniki, kot so npr. viskoznost hidravlične kapljavine, indeks viskoznosti, strižne sile [1]. Zelo pomemben vpliv na delovanje hidravličnih motorjev in tudi črpalk ima oblika zobniške dvojice [2, 3, 4]. V preteklosti je bilo veliko raziskanega na področju najrazličnejših konstrukcijskih rešitev, vendar je bila uporaba takšnih hidravličnih motorjev zelo vprašljiva. Povezave med obliko zobniške dvojice in delovanjem HM-ja so raziskovalci poizkušali ugotoviti z večkriterijskimi optimizacijskimi metodami [5] kakor tudi s CFD-simulacijami [6], ki pohitrijo procese v razvojni fazi izdelka [7] in omogočajo lažji pre-

Ervin Strmčnik, mag. inž. str., mag. posl. ved, Gregor Kokot, doc. dr. Franc Majdič, univ. dipl. inž., vsi Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo

hod iz raziskovalnega v industrijsko okolje. Izkoristki so zelo povezani z izgubami. Večje izgube vodijo v znižanje izkoristkov hidrostatičnih hidravličnih komponent [8]. Poznamo več vrst izgub, ki jih v splošnem razdelimo na volumetrične in mehansko-hidravlične izgube, ki so povezane tudi s tribološkimi fenomeni, kot sta trenje [9] in obraba [10, 11].

■ 2 Teoretične osnove

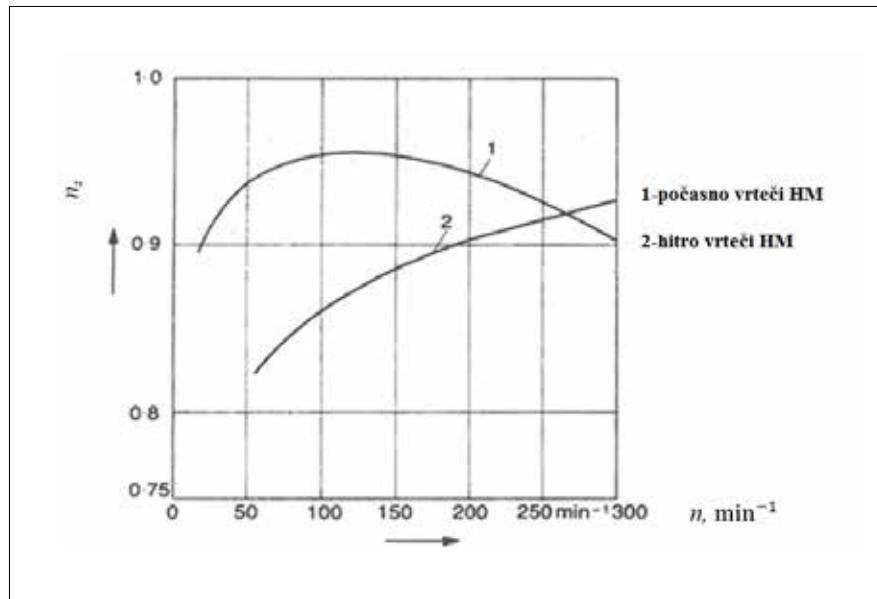
■ 2.1 Vrste hidravličnih motorjev

Glede na vrtilno hitrost ločimo dve vrsti hidravličnih motorjev. Počasno vrteči hidravlični motorji ne presegajo vrtilne hitrosti 250 min^{-1} [12], medtem ko se hitro vrteči hidravlični motorji lahko vrtijo hitreje kot 250 min^{-1} . Razlika med obema vrstama je prikazana v diagramu skupnega izkoristka (η_s) v odvisnosti od vrtilne hitrosti (n). Počasno vrteči se HM dosegajo višji skupni izkoristek (η_s) pri manjših vrtilnih hitrostih (slika 1). Skupni izkoristek se pri hitro vrtečih HM povečuje z večanjem vrtilne hitrosti.

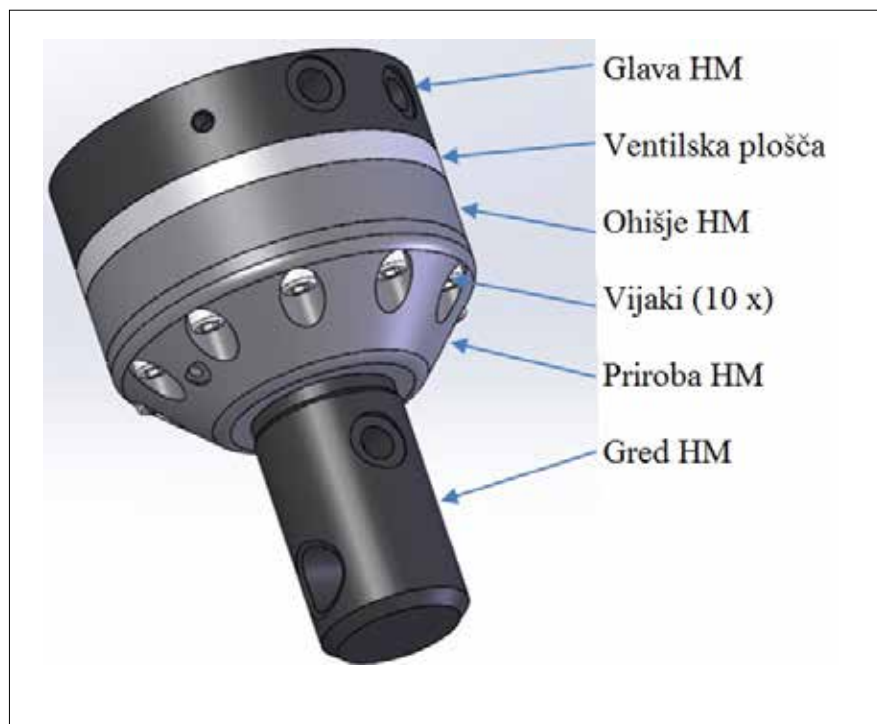
Za HM tipa gerotor je značilno počasno vrtenje in doseganje zelo majhnih vrtilnih hitrosti v primerjavi z ostalimi hidravličnimi motorji [12]. Gerotor nima možnosti doseganja spremenljive iztisljine. Kot večina tehničnih sistemov ima naš obravnavani HM nekaj prednosti in nekaj omejitev (preglednica 1).

■ 2.2 Sestavni deli hidravličnega motorja

HM, ki je prikazan na sliki 2, je sestavljen iz približno 30 različnih strojnih elementov. Največji premer



Slika 1. Diagram skupnega izkoristka za počasno in hitro vrteče hidravlične motorje



Slika 2. Orbitalni HM tipa gerotor ($\Phi 174 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}$) motorje [12]

Preglednica 1. Prednosti in omejitve HM tipa gerotor

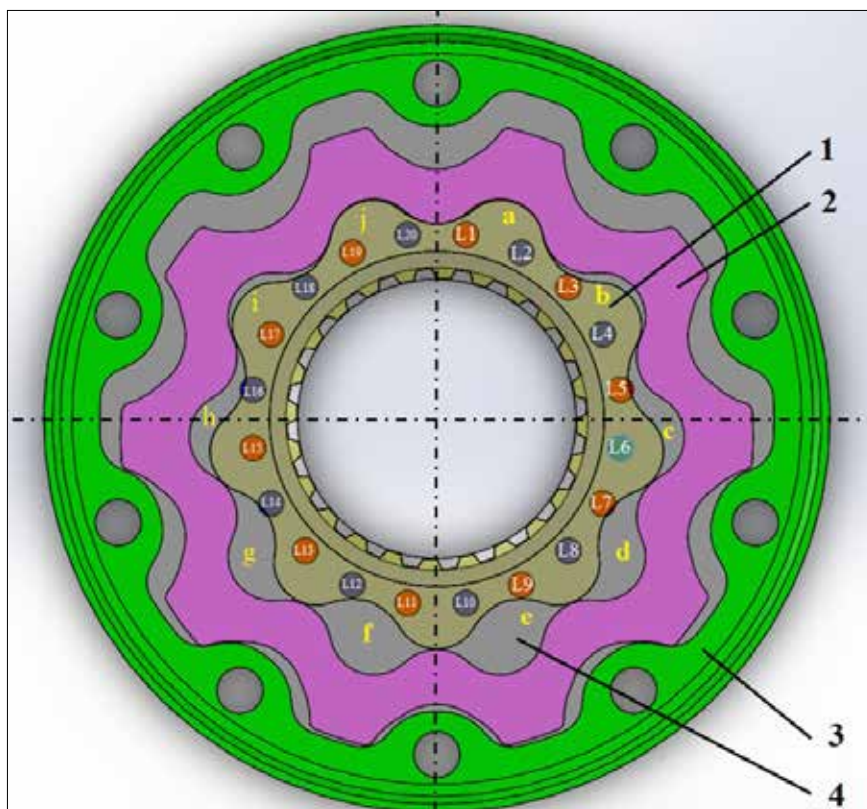
Prednosti	Omejitve
• majhno število sestavnih delov	• visoko trenje
• zmožnost premagovanja velikih momentov	• velika obraba
• počasno vrtenje	• slabo tesnjenje med komorami in
• samodejno zaviranje po zaustavitvi vrtenja gredi	• nizek skupni izkoristek
• relativno majhna velikost in masa	
• relativno nizka cena	

HM je Φ 174 mm. HM meri v višino 250 mm. Njegova masa je 20 kg. Največji dopustni delovni tlak je 35 MPa.

Najpomembnejši strojni elementi HM-ja s stališča njegovega delovanja so prikazani na *sliki 3*. To so 1 – rotor, 2 – plavajoč rotorjev obroč, 3 – ohišje in 4 – ventilska plošča. S črkami od »a« do »j« so označene komore. To so prostori, katerih volumen se časovno spreminja v odvisnosti od relativne lege rotorja in rotorjevega obroča. Z oznakami L1, L2, L3, ... L20 so označene izvrtine v delilni plošči. Rdeče lihe številke izvrtin so dovodne izvrtine, po katerih priteka hidravlična kapljevina pod visokim tlakom. Odvodne izvrtine so označene z modro barvo in sodimi številkami. Vsaki dovodni izvrtini sledi odvodna in vsaki odvodni sledi dovodna. Odvodne izvrtine lahko prevzamejo funkcijo dovodnih izvrtin in obratno. Katere so dovodne in katere odvodne izvrtine, je definirano z želeno smerjo vrtenja, kar običajno določimo s potnim ventilom. Rotor ima 9 zob in predstavlja neko vrsto zobnika z zunanjim ozobjem. Rotorjev obroč ima en zob več kot rotor, torej 10 zob. Funkcija ohišja je omejitev gibanja zunanjega obroča.

2.3 Delovanje hidravličnega motorja

Obravnani orbitalni HM tipa gerotor pretvarja hidravlično energijo v mehansko delo. Pretvorba hidravlične energije v mehansko delo poteka po ujeti kapljevini v komorah, ki razriva dele rotorja in rotorjevega



Slika 3. Najpomembnejši sestavni elementi hidravličnega motorja tipa gerotor (Φ 174 mm) s stališča njegovega delovanja

vega obroča. Hidravlična kapljevina doteka v HM po dveh kanalih v glavi in ventilski plošči. Kanal je lahko dovodni ali odvodni, kar je odvisno od smeri vrtenja. Na *sliki 4a* sta kanala na zgornji strani ventilske plošče prikazana z rumeno (drugi kanal) in zeleno barvo (prvi kanal). Če pogledamo ventilsko ploščo s spodnje strani, vidimo, da so središča izvrtin rumenih in zelenih kanalov enako oddaljena od središča ventilske plošče (*slika 4b*).

Vrtenje HM omogoča ustrezen geometrijski profil rotorja, rotorjevega

obročja, ohišja ter ustrezno odpiranje dovodnega in odvodnega kanala. Pogled na HM s spodnje strani razkriva, da so izvrtine na spodnji strani ventilske plošče prekrivane z rotorjem, ki jih odpira in zapira med vrtenjem (*slika 5*).

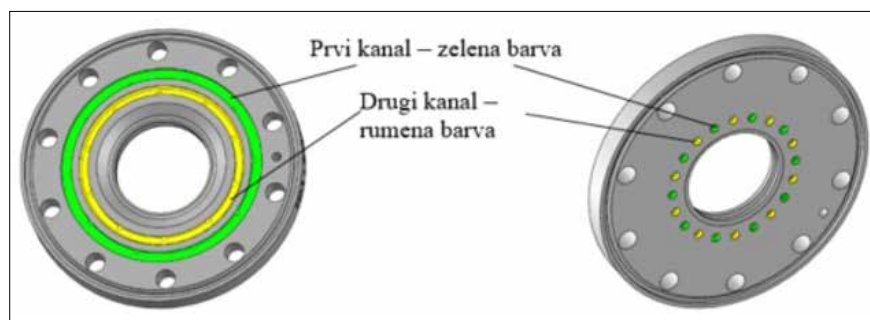
2.4 Izračun izkoristkov hidravličnega motorja

Skupni izkoristek HM-ja predstavlja razmerje med izhodno-dobljeno-teoretično mehansko močjo in vhodno-vloženo-dejansko hidravlično močjo. Skupni izkoristek HM-ja izračunamo s pomočjo vrtilne hitrosti HM, momenta na gredi HM, prostorninskega pretoka na vtočni strani HM in razlike tlakov na vstopu in izstopu iz HM z enačbo (1).

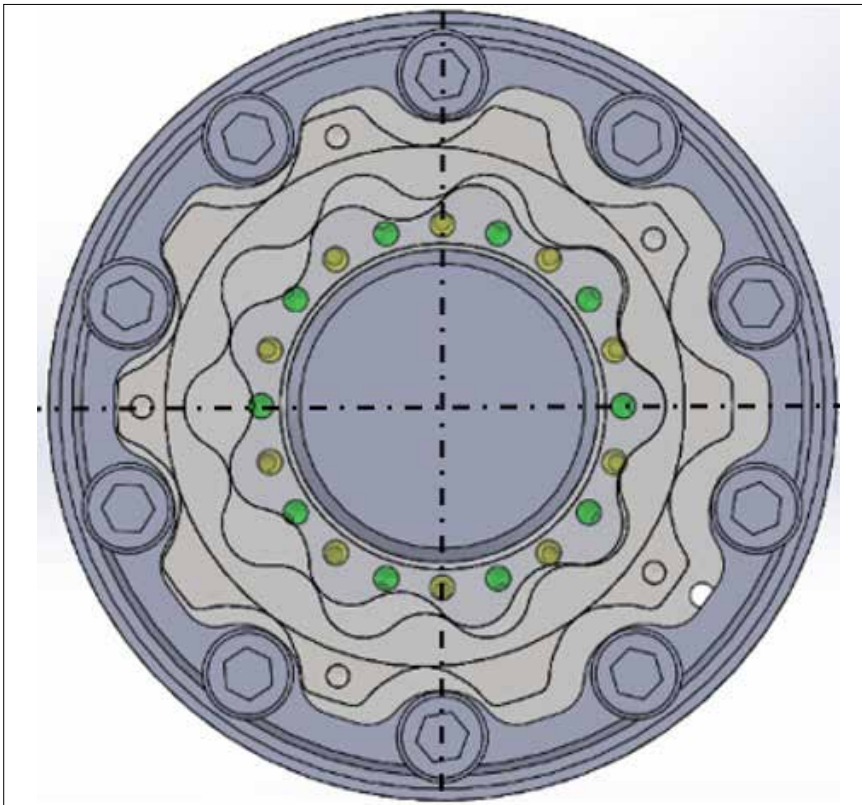
$$\eta_{s, HM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{Q_1 \cdot (p_1 - p_2)} \quad (1)$$

Skupni izkoristek HM je zmnožek volumetričnega in mehansko-hidravličnega izkoristka HM-ja, kar je prikazano z enačbo (2).

$$\eta_{s, HM} = \eta_{v, HM} \cdot \eta_{mh, HM} \quad (2)$$



Slika 4. a) Dovodni in odvodni kanal na zgornji strani ventilske plošče (Φ 174 mm \times 15 mm), b) Prikaz izvrtin dovodnega in odvodnega kanala na spodnji strani ventilske plošče (Φ 174 mm \times 15 mm)



Slika 5. Pogled na HM (Φ 174 mm \times 15 mm) s spodnje strani

Volumetrični izkoristek HM-ja je odvisen od vrtilne hitrosti, iztisnine hidrauličnega motorja in prostorninskega pretoka na vtočni strani hidrauličnega motorja kot je prikazano v enačbi (3).

$$\eta_{v,HM} = \frac{n \cdot q_{hm}}{Q_{dej}} \quad (3)$$

Tudi pri izračunu mehansko-hidrauličnega izkoristka potrebujemo informacijo o iztisnini HM-ja. Poleg tega je za določitev mehansko-hidrauličnega izkoristka potrebno poznati moment,

ki predstavlja izhodni koristen moment, in razliko tlakov med vtočno in iztočno stranjo HM-ja (enačba 4).

$$\eta_{mh,HM} = \frac{M \cdot 2\pi}{(p_1 - p_2) \cdot q_{HM}} \quad (4)$$

■ 5 Določitev iztisnine hidrauličnega motorja

V poglavju o izračunu izkoristkov smo ugotovili, da moramo pri izračunu volumetričnega in mehansko-hidrauličnega izkoristka poznati dejansko iztisnino HM-ja [13, 14], ki

jo izračunamo z metodo najmanjših kvadratov z enačbo (5), kot je opisano v standardu ISO 8426 [15].

$$q_{HM} = \frac{\sum_{j=1}^k n_j \cdot Q_{1j} - \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k n_j \sum_{j=1}^k Q_{1j}}{\sum_{j=1}^k n_j^2 - \frac{1}{k} (\sum_{j=1}^k n_j)^2} \quad (5)$$

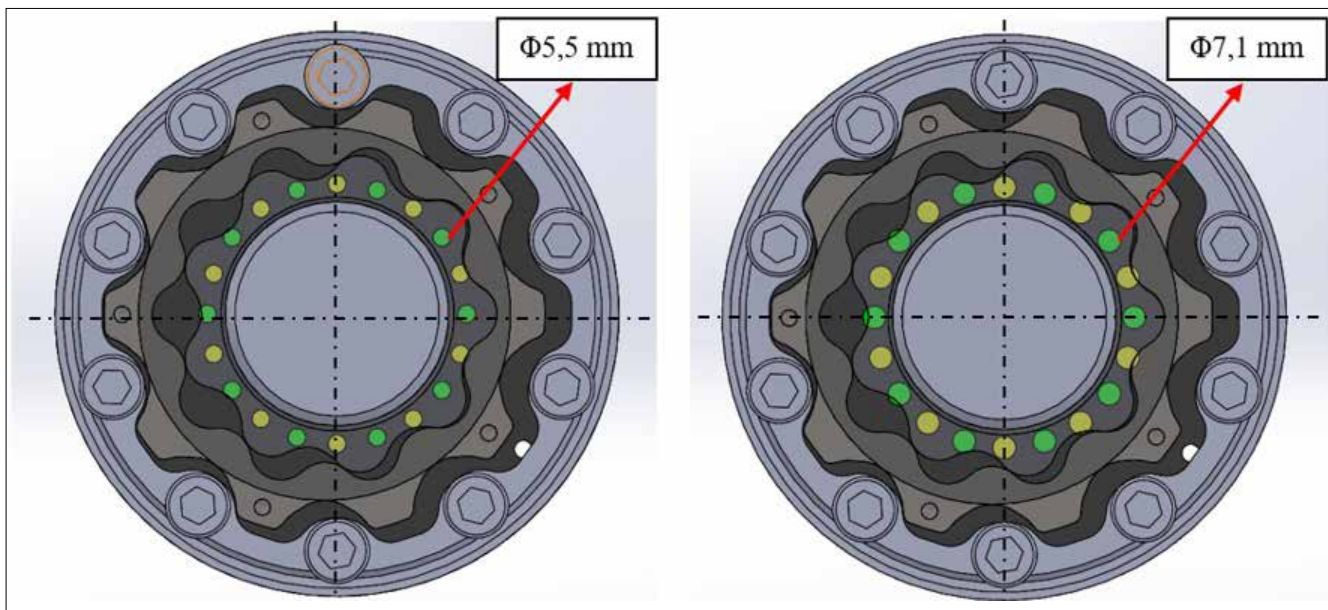
■ 3 Metodologija

V raziskavi smo analizirati vpliv velikosti izvrtin v ventilski plošči na delovanje HM-ja. Na podlagi izkušenj, pridobljenih s preteklimi raziskovalnimi aktivnostmi, smo se odločili za merjenje in določitev izkoristkov v 18. merilnih točkah (preglednica 2). Meritve smo opravili pri dveh različnih vrtilnih hitrostih (15 min⁻¹, 17 min⁻¹) in devetih različnih razlikah tlakov (160 bar, 170 bar, 180 bar, 190 bar, 200 bar, 210 bar, 220 bar, 230 bar, 240 bar). Pri načrtovanju in izvajanju meritev smo upoštevali mednarodni standard ISO 8426 [15] kakor tudi druga priporočila v povezavi z določanjem skupnega izkoristka [16]. Na podlagi opravljenih meritev smo izračunali iztisnino HM, skupni, volumetrični in mehansko-hidraulični izkoristek.

Meritve so bile opravljene pri temperaturi hidraulične kapljevine 60 °C. Prvotna velikost izvrtin v ventilski plošči je bila Φ 5,5 mm (slika 6a). Izvrtine smo od začetne velikosti izvrtin Φ 5,5 mm osemkrat povrtali za Φ 0,2 mm tako, da je bil največji premer izvrtin Φ 7,1 mm (slika 6b).

Preglednica 2. Seznam 18 merilnih točk

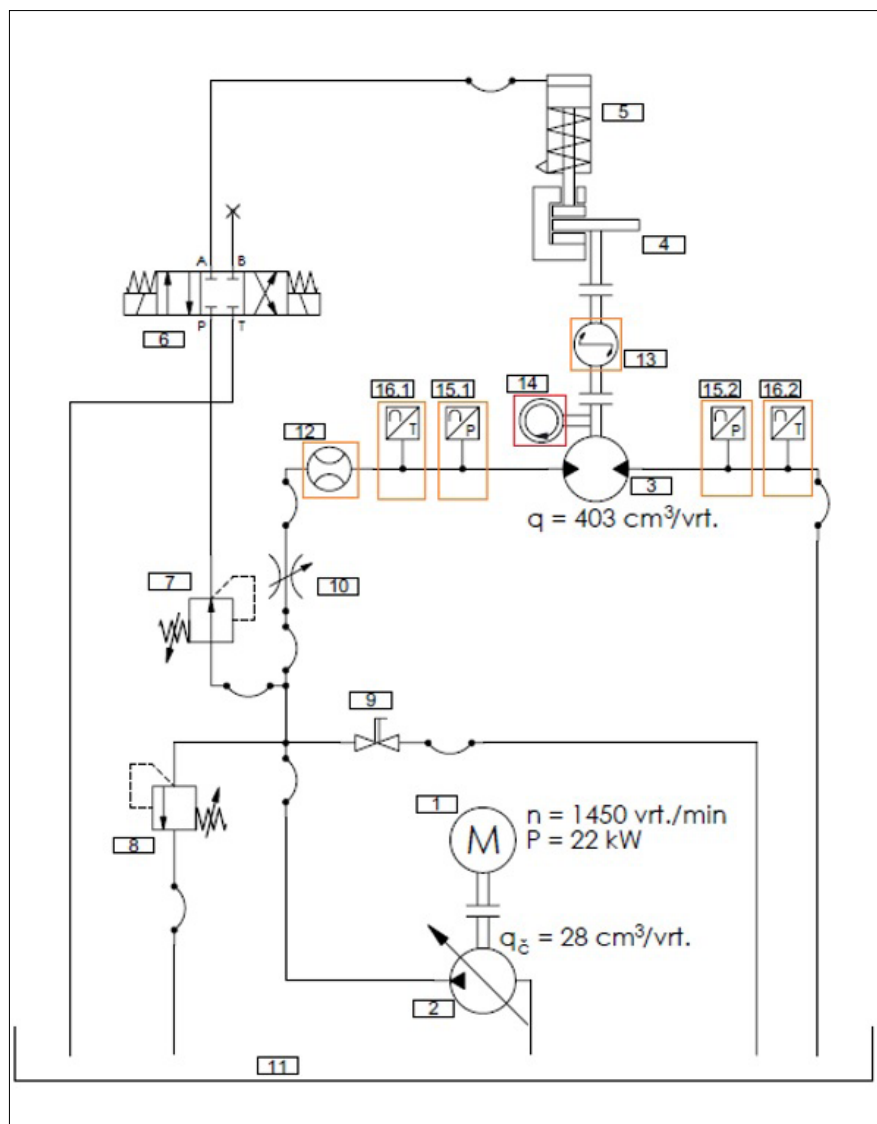
#	Vrtilna hitrost, min ⁻¹	Razlika tlakov, bar	#	Vrtilna hitrost, min ⁻¹	Razlika tlakov, bar
1	15	160	10	17	160
2	15	170	11	17	170
3	15	180	12	17	180
4	15	190	13	17	190
5	15	200	14	17	200
6	15	210	15	17	210
7	15	220	16	17	220
8	15	230	17	17	230
9	15	240	18	17	240



Slika 6. a) Najmanjša velikost izvrtin ($\Phi 5,5$ mm) v ventilski plošči ($\Phi 174$ mm \times 15 mm), b) Največja velikost izvrtin ($\Phi 7,1$ mm) v ventilski plošči ($\Phi 174$ mm \times 15 mm)

■ 4 Preizkuševališče

Hidravlični sistem za izvajanje meritev na HM-ju je sestavljen iz šestnajstih različnih hidravličnih sestavin, ki so prikazane na *sliki 7*. Posamezne hidravlične sestavine so predstavljene v zaporedju, kot si sledijo v legendi. Elektromotor (1) z močjo (P) 22 kW in vrtilno hitrostjo (n) 1450 min^{-1} poganja črpalko s spremenljivo iztisnino (2), ki lahko doseže največjo iztisnino (q_c) pri 28 cm^3/vrt . Številko (3) je označen preizkušani HM, kateremu ustvarjamo breme s kolutno zavoro (4), ki je povezana z zavornim hidravličnim valjem (5). S številko (6) je označen potni ventil 4/3 za krmljenje zavornega hidravličnega valja. Za nastavljanje tlaka v zavornem hidravličnem valju uporabljamo tlačno reducirni ventil (7). Sistemski tlak nastavljamo s tlačno omejitelnim ventilom (8) oz. s tako imenovanim varnostnim ventilom. Za razbremenitev delovnega voda služi krogelni ventil (9). Z nastavljivim dušilnim ventilom (10) je možno nastavljati prostorninski pretok kapljevine, ki ga želimo imeti pred vstopom v hidravlični valj. Olje hidravličnega sistema se zbira v rezervoarju za olje (11). Za merjenje veličin, na podlagi katerih ocenjujemo karakteristike motorja, so uporabljeni merilnik prostorninskega pretoka olja (12), merilnik momenta (13), merilnik vrtilne hitrosti (14),



Slika 7. Hidravlična shema preizkuševališča

tlačno zaznavalo za merjenje tlaka na delovnem (15.1) in povratnem vodu (15.2) ter temperaturno zaznavalo na delovnem (16.1) in povratnem vodu (16.2).

5 Rezultati

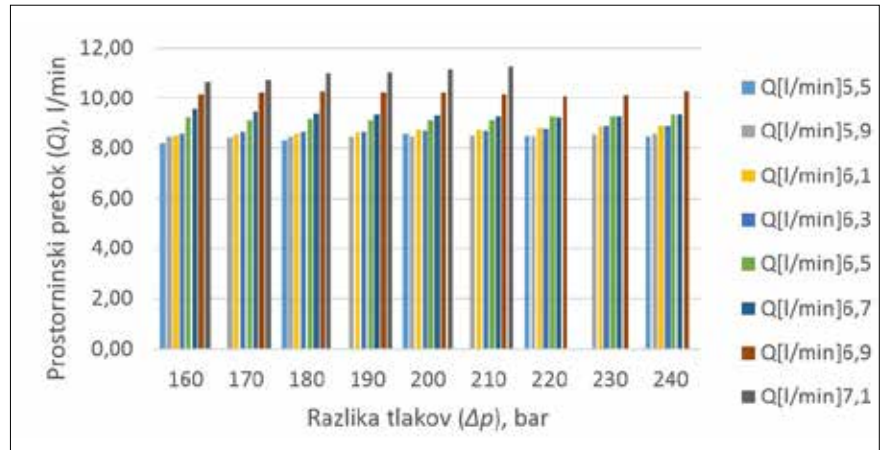
V tem poglavju so predstavljeni rezultati meritev prostorninskega pretoka in momenta. Podrobneje so opisani rezultati izračunanega skupnega, volumetričnega in mehansko-hidravličnega izkoristka. Analize izkoristkov HM-ja so bile narejene za različne vrtilne hitrosti, različne razlike tlakov in različne velikosti izvrtin v ventilski plošči.

5.1 Meritve prostorninskega pretoka

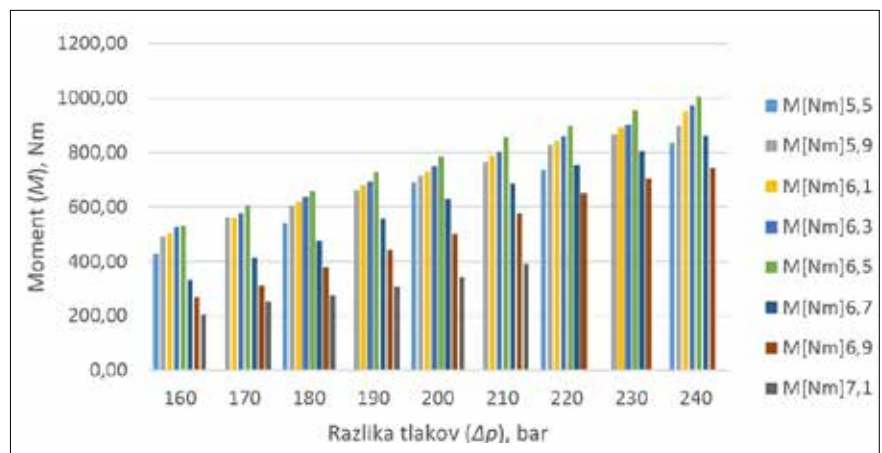
Prostorninski pretok hidravlične kapljevine skozi HM, katerega gred se je vrtela z vrtilno hitrostjo 15 min^{-1} , se je z večanjem premera izvrtin v večini primerov povečeval (slika 8; arabske številke v legendi predstavljajo premer izvrtin v mm). Največja povečanja je bilo opaziti pri večjih premerih izvrtin, medtem ko so bili prostorninski pretoki pri manjših izvrtinah relativno podobni. Na tem mestu želimo poudariti, da je volumetrični in verjetno posledično skupni izkoristek HM-ja obratno sorazmeren prostorninskemu pretoku hidravlične kapljevine skozi HM, kar je razvidno iz enačbe (1). To pomeni, da večji, kot je prostorninski pretok, manjši je skupni izkoristek ob predpostavki, da ostanejo vrednosti preostalih fizikalnih veličin, ki nastopajo v enačbi za skupni izkoristek, enake. Podobne sklepe lahko sprejmemo tudi za HM, katerega gred se je vrtela z vrtilno hitrostjo 17 min^{-1} . Zaradi omejenosti s prostorom so prikazani zgolj rezultati pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1} .

5.2 Meritve momenta

Zelo pomembna fizikalna količina, ki je v enačbi za izračun skupnega izkoristka HM-ja, je razpoložljivi izhodni moment. Iz rezultatov na sliki 9 je razvidno, da se je moment v splošnem z večanjem razlike tlakov večal pri izbranemu premeru izvrtin.



Slika 8. Rezultati meritve prostorninskega pretoka pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1}



Slika 9. Rezultati meritve momenta pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1}

Če opazujemo, kako se je moment spreminjal pri izbrani razliki tlakov, vidimo, da je potrebna temeljita interpretacija rezultatov. Pri vseh razlikah tlakov lahko opazimo enak trend. Pri manjših premerih izvrtin je bil moment manjši, vendar se je povečeval vse do izvrtine s premerom $\Phi 6,5 \text{ mm}$. Z nadaljnjim večanjem izvrtin se je moment občutno zmanjšal. Če se osredotočimo na meritve momenta za vse izvrtine pri razliki tlakov 220 bar, vidimo, da je moment HM-ja s premerom izvrtin $\Phi 5,5 \text{ mm}$ znašal 735 Nm. Največji izmerjeni moment je bil 899 Nm (premer izvrtine $\Phi 6,5 \text{ mm}$), kar pomeni 22-odstotno povečanje momenta. Najmanjši moment je bil 652 (premer izvrtine $\Phi 7,1 \text{ mm}$), kar je več kot 10-odstotno zmanjšanje glede na začetno stanje. Pri vrtilni hitrosti HM-ja 17 min^{-1} se je izkazalo, da je bil v povprečju največji izmerjeni moment pri premeru izvrtin $\Phi 6,3 \text{ mm}$.

5.3 Skupni izkoristek

Najpomembnejši rezultat meritev predstavlja graf skupnega izkoristka za različne velikosti izvrtin v izbranih točkah merjenja. Skupni izkoristek je najpomembnejši podatek o delovanju HM-ja in določa, kako učinkovita je pretvorba hidravlične energije v mehansko delo. Rezultati raziskave vpliva velikosti izvrtin na skupni izkoristek kažejo na to, da bi s povečanjem premera izvrtin do določene mere na zelo enostaven način izboljšali skupen izkoristek obstoječega HM-ja. Če se osredotočimo na rezultate skupnega izkoristka HM-ja pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1} (slika 10) vidimo, da so skupni izkoristki HM pri nekoliko večjih izvrtinah ($\Phi 5,9 \text{ mm}$, $\Phi 6,1 \text{ mm}$, $\Phi 6,3 \text{ mm}$, $\Phi 6,5 \text{ mm}$) večji od skupnega izkoristka pri obstoječi izvrtini $\Phi 5,5 \text{ mm}$. Pri zelo velikih izvrtinah ($\Phi 6,7 \text{ mm}$, $\Phi 6,9 \text{ mm}$, $\Phi 7,1 \text{ mm}$) pride do zmanjšanja skupnega izkoristka.

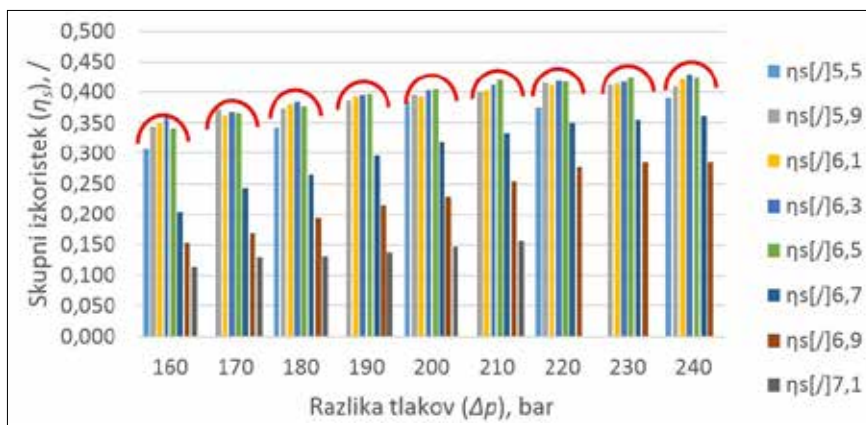
V splošnem velja, da se je skupni izkoristek za poljubno izbrano velikost izvrtin z večanjem razlike tlakov povečeval do velikosti izvrtin Φ 6,3 mm. Podobne ugotovitve veljajo za izračunane izkoristke pri vrtilni hitrosti 17 min^{-1} (slika 11). Rezultati skupnega izkoristka pri vrtilni hitrosti 17 min^{-1} niso prikazani zaradi omejitve obsega prispevka.

5.4 Volumetrični izkoristek

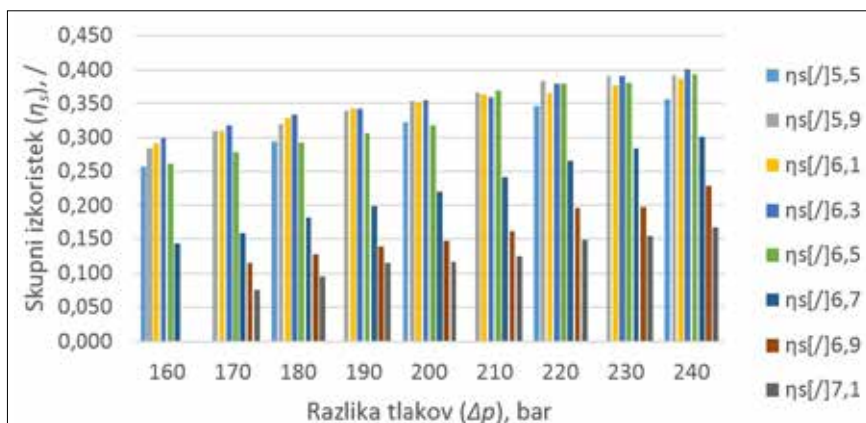
Ker je volumetrični izkoristek močno povezan z volumetričnimi izgubami, je smiselno upoštevati vse štiri vrste volumetričnih izgub. To so zunanje in notranje izgube ter izgube zaradi stisljivosti in nepopolnega polnjenja. Če analiziramo rezultate HM, ki se je vrtil z vrtilno hitrostjo 15 min^{-1} , vidimo, da je bil največji volumetrični izkoristek pri velikosti izvrtin s premerom Φ 6,5 mm (slika 10). Tako kot pri HM-ju z vrtilno hitrostjo 15 min^{-1} je tudi pri HM-ju z vrtilno hitrostjo 17 min^{-1} opaziti rahel trend znižanja volumetričnega izkoristka s povečevanjem tlačne razlike, kar je skladno s teorijo o volumetričnih izgubah, ki se z večanjem razlike tlakov povečujejo. Rezultati volumetričnega izkoristka pri vrtilni hitrosti 17 min^{-1} niso prikazani zaradi omejitve obsega prispevka. Kot vidimo z grafa na sliki 12, nekaterih vrednosti nismo mogli izračunati zaradi prevelikega raztrosa izmerjenih vrednosti in napak, do katerih pride pri računskem postopku določevanja iztisnine.

5.5 Mehansko-hidravlični izkoristek

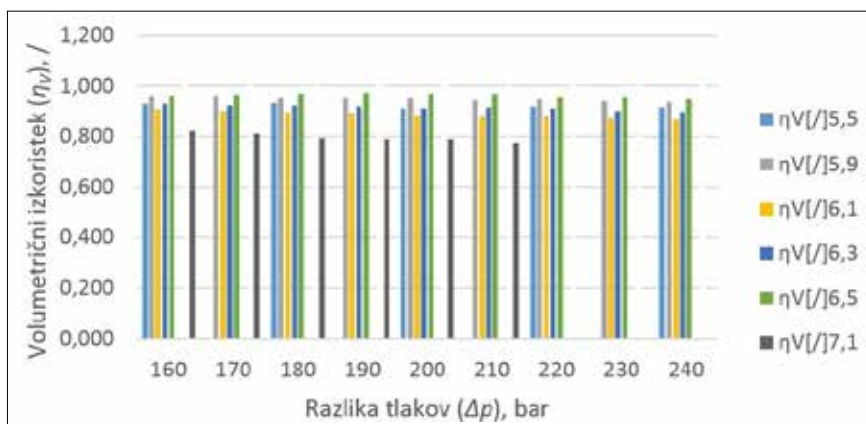
Mehansko-hidravlični izkoristek se je povečeval s povečevanjem razlike tlakov med vstopno in izstopno stranjo HM-ja tako pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1} (slika 13) kot pri 17 min^{-1} . Rezultati mehansko-hidravličnega izkoristka pri vrtilni hitrosti 17 min^{-1} niso prikazani zaradi omejitve obsega prispevka. Iz rezultatov je razvidno, da smo največje mehansko-hidravlične izkoristke dobili pri velikostih izvrtin Φ 6,1 mm in Φ 6,3 mm. Pri večjih velikostih izvrtin je prišlo do drastičnega zmanjšanja mehansko-hidravličnega izkoristka.



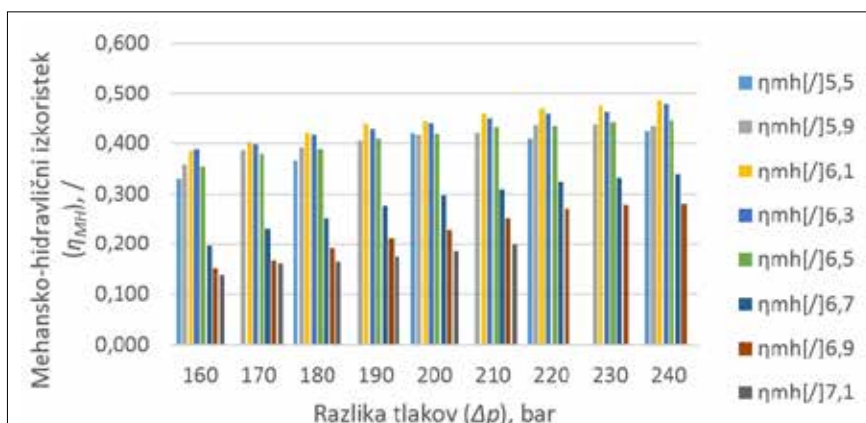
Slika 10. Rezultati izračunanega skupnega izkoristka pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1}



Slika 11. Rezultati izračunanega skupnega izkoristka pri vrtilni hitrosti 17 min^{-1}



Slika 12. Rezultati izračunanega volumetričnega izkoristka pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1}



Slika 13. Rezultati izračunanega mehansko-hidravličnega izkoristka pri vrtilni hitrosti 15 min^{-1}

6 Zaključek

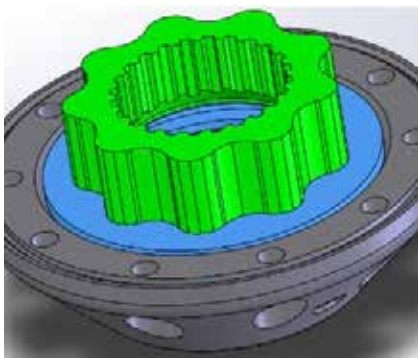
V članku je predstavljen vpliv velikosti izvrtin v ventilski plošči na skupni izkoristek hidravličnega motorja (HM) tipa gerotor. Ugotovljeno je bilo, da velikosti izvrtin vplivajo na delovanje HM-ja. V vseh točkah merjenja smo prepoznali določen trend gibanja vrednosti skupnega izkoristka pri povečevanju premera izvrtin v ventilski plošči. V povprečju smo največji izkoristek dobili v primeru velikosti izvrtin Φ 6,3 mm, kar je za 0,8 mm več kot v začetnem stanju, ko je bila izvrtina velika Φ 5,5 mm. V primeru velikosti izvrtin Φ 6,3 mm je bil skupni izkoristek v povprečju večji za 5 % glede na začetno stanje. Pri analizi volumetričnega izkoristka smo ugotovili, da se ta zmanjšuje s povečevanjem tlačne razlike, kar je bilo v skladu s pričakovanji. Trend mehansko-hidravličnega izkoristka je zelo podoben trendu skupnega izkoristka. Pri povečevanju izvrtin velikosti Φ 5,5 mm

do Φ 6,3 mm je prišlo do povečanja mehansko-hidravličnega izkoristka. Ko smo premer izvrtin povečevali od Φ 6,5 mm do Φ 7,1 mm je mehansko-hidravlični izkoristek drastično padel.

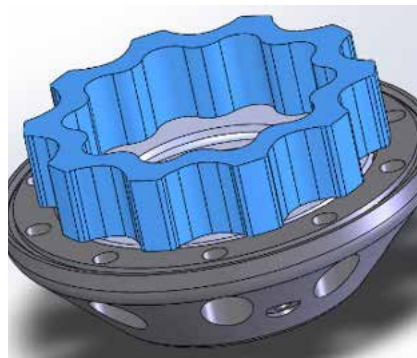
Pri nadaljnjih raziskovalnih aktivnostih bomo analizirali tribološke razmere med najpomembnejšimi sestavnimi deli HM-ja. Osredotočili se bomo na tribološke probleme šestih triboloških parov (slika 14). To so rotor-potisna plošča (1), rotorjev obroč-potisna plošča (2), rotor-rotorjev obroč (3), rotorjev obroč-ohišje (4), rotor-ventilska plošča (5), rotorjev obroč-ventilska plošča (6).

Viri

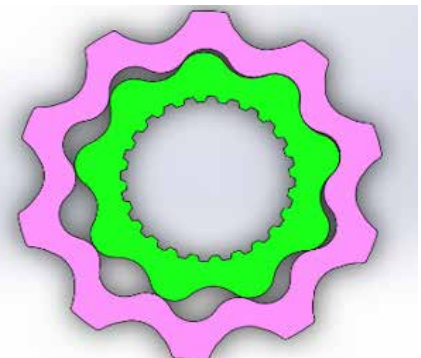
- [1] Michael, P., Burgess, K., Kimball, A. & Wanke, T.: Hydraulic Fluid Efficiency Studies in Low-Speed High-Torque Motors, SAE Technical Paper 2009-01-2848, 2009, 7, doi:10.4271/2009-01-2848.
- [2] Bae, J. H., Lee, H. R. & Kim, C.: Optimal Design of Gerotor with Combined Profiles (Three-Ellipse and Ellipse-Involute-Ellipse) Using Rotation and Translation Algorithm, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, 2015, 39(2), 169–177.
- [3] Sang, X., Zhou, X. & Liu X.: Performance optimization of an oil ellipse gerotor pump for automotive engine, 5th International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering (ICADME 2015), 1686–1690.
- [4] Jacazio, G. & De Martin, A.: Influence of rotor profile geometry on the performance of an original low-pressure gerotor pump. Mechanism and Machine Theory, 2016, 100, 296–312.
- [5] Dong, X.: Multi-Objective Optimization Design of Gerotor Orbit Motors, SAE Technical Paper 2002-01-1350, 2002, doi:10.4271/2002-01-1350.
- [6] Ding, H., Lu, X. J. & Jiang, B.: A



Tribološki par 1:
rotor-potisna plošča.



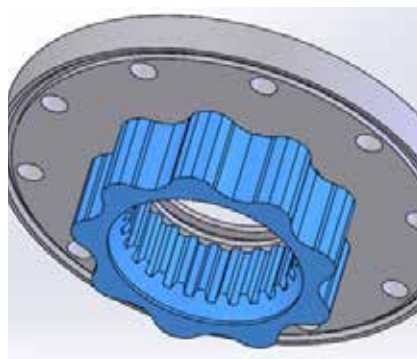
Tribološki par 2:
rotorjev obroč- potisna plošča.



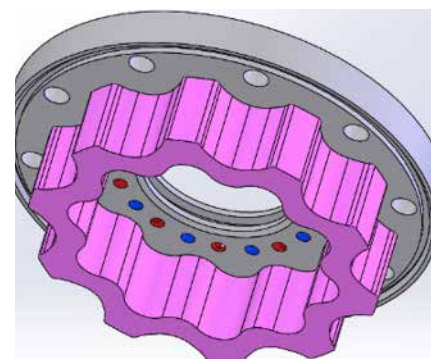
Tribološki par 3:
rotor-rotorjev obroč.



Tribološki par 4:
rotorjev obroč-ohišje.



Tribološki par 5:
rotor-ventilska plošča.



Tribološki par 6:
rotorjev obroč-ventilska plošča.

Slika 14. Tribološki pari znotraj hidravličnega motorja

- CFD model for orbital gerotor motor. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, 15(6).
- [7] Mishev, A. & Stehle, T.: CFD-Analyse zur Leistungssteigerung eines Orbit-Motors, Untersuchung des Einflusses von Rotorzähnezahl und Exzentrizität auf die Performance des Motors, 2015.
- [8] Experimental and torque identification losses in gerotor and modelling hydraulic of flow motors, Power fluid, 1993, 0–5.
- [9] Garcia, J. M.: Surface effects on start-up friction and their application to compact gerotor motor design, 2011. Dostopno na: <http://search.proquest.com/docview/900865878?accountid=16468>, Ogled: 29. 11. 2016.
- [10] Furustig, J., Almqvist, A., Pelcastre, L., Bates, C. A., Ennemark, P. & Larsson, R.: A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. Dostopno na: <http://pic.sagepub.com/content/early/2015/06/06/10.0954406215590168>, Ogled: 29. 11. 2016.
- [11] Ranganathan, G., Hillson Samuel Raj, T. & Mohan Ram, P. V.: Wear characterisation of small PM rotors and oil pump bearings, Tribology International, 2004, 37(1), 1–9.
- [12] Ivantysyn, J. & Ivantysynova M.: Hydrostatic Pumps and Motors, First English Edition, Akademia Books International, 2000.
- [13] Schlösser, W. M. J. & Hildbrands, J. W.: Das theoretische Hubvolumen von Verdrängermaschinen. Ölhydraulik und Pneumatik 7, 1963 (4).
- [14] Toet, G.: Die Bestimmung des theoretischen Hubvolumens von hydrostatischen Verdrängerpumpen und -motoren aus volumetrischen Messungen, Ölhydraulik und pneumatik 14, 1970 (5).
- [15] Standard ISO 8426, Hydraulic fluid power, Positive displacement pumps and motors, Determination of derived capacity, 2008.
- [16] Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement, JCGM 100:2008, GUM 1995 with minor correction, 2008.

Influence of the size of holes in the valve plate on volumetric, mechanical-hydraulic and total efficiency of the low speed high torque hydraulic gerotor motor

Abstract: The rapid development of hydraulic components have led to several types of hydraulic motors. In this paper, the special type of the low speed high torque hydraulic gerotor motor with the floating outer ring is presented. The most important parts of the hydraulic motor regarding the principle of operation are the inner rotor, the outer ring, the gerotor housing and the valve plate. The main purpose of this scientific paper was to analyse the influence of the size of the holes in the valve plate on the total efficiency of the gerotor. In the case of hole size Φ 6,3 mm the total efficiency on average was 5% higher in comparison to the initial hole size of Φ 5,5 mm.

Keywords: orbital hydraulic motor, valve plate, hole diameter, total efficiency

Seznam uporabljenih simbolov

Simbol	Enota	Pomen
j		oznaka za indeks
k		število izmerkov
n	min^{-1}	vrtilna hitrost
p_1	bar	tlak na vstopni strani hidravličnega motorja
p_2	bar	tlak na izstopni strani hidravličnega motorja
M	Nm	moment
Q_1	m^3s^{-1}	prostorninski pretok na vstopni strani hidravličnega motorja
q_{HM}	m^3	iztisnina hidravličnega motorja
$\eta_{mh, HM}$		mehansko-hidravlični izkoristek hidravličnega motorja
$\eta_{s, HM}$		skupni izkoristek hidravličnega motorja
$\eta_{v, HM}$		volumetrični izkoristek hidravličnega motorja

ZAHVALA

Avtorji se tako v lastnem imenu kot v imenu Laboratorija za fluidno tehniko zahvaljujemo za finančno in materialno pomoč podjetju KGL, d. o. o., ki nas podpira pri raziskovalnem delu.