

## Vpliv konstrukcijskih izvedb na dinamične lastnosti hidrostatičnih pogonov

**Jože Pezdirnik**

**Franc Majdič**

Fakulteta za strojništvo *Univerze v Ljubljani*

Center za tribologijo, tehnično diagnostiko in hidravliko (CTDH)

*Laboratorij za pogonsko-krmilno hidravliko (LPKH)*

### ***Povzetek***

*Ko izvršilna sestavina (IS; hidravlični valj, hidravlični motor, . . . ) spremeni hitrost delovanja, govorimo o prehodnem pojavu v tem delu hidravlične naprave (HN). To je, glede obremenitev tega dela konstrukcije, problematično predvsem pri translatorskih ali vrtilnih hidrostatičnih pogonih (HP). Kadar so spremembe hitrosti izrazite ali celo od ene do druge mejne vrednosti in so istočasno mase, ki jih IS premikajo, relativno velike glede na iztisnino IS, lahko spremembe – porasti tlakov ob prehodnih pojavih znatno presežejo vrednosti tlakov, ki so potrebni za stacionarno delovanje izvršilnih sestavin. Pri tem ta porast tlaka, ki je lahko tudi nihajoč, pogosto pomeni dodatni (že visokemu stacionarnemu »narinjeni«) kratkotrajni tlak. Tedaj so absolutne vrednosti tlakov lahko močno prekomerne; ni redkost da dosežejo celo dva- ali več-kratno vrednost najvišjega stacionarnega delovnega tlaka.*

*Krmilna sestavina (ventil), ki krmili delovanje IS, spreminja pretok do ali iz nje. Konstrukcijske izvedbe tega dela HP lahko pomembno vplivajo na spremembe tlaka, torej na dinamične lastnosti vsaj tega dela HN oz. HP. Na spremembe tlaka po času, ki so seveda posledica nestacionarnosti pretoka, vplivajo oblika in dimenzije tokovodnikov (cevi, izvrtine v blokih, . . . ), priključno-spojnih elementov ter tudi, ali še posebno, morebitne dodatne sestavine, ki so zaporedno ali vzporedno priključene na ta del sistema.*

*Prispevek podaja nekaj rezultatov tozadevnih preskusov, na predstavitvi pa bo podana tudi kratka analitična primerjava med rezultati meritev in rezultati pridobljenimi s pomočjo relativno enostavnih matematičnih modelov, ki so uporabni za prakso in ne zahtevajo nekega posebnega dodatnega študija.*

## 1. Uvod

Pospeševanje in zaustavljanje vrtečih se mas pomeni v napravah pogonsko-krmilne hidravlike prehodni pojav. Pri takem pojavu nastopajo spremembe toka hidravlične tekočine, kar ima za posledico spreminjanje tlaka v njej. Kadar na steber hidravlične tekočine deluje še neka masa, so spremembe tlaka ustrezno večje. Pri hidrostatičnih translatorskih in vrtilnih pogonih so včasih te mase razmeroma velike, lahko tudi več ton. V praktičnem delovanju hidrostatičnih pogonov so praviloma bolj problematična zaviranja mas kot pospeševanja. Hidravlični udari so posebno lahko problematični pri takšnih izvedbah pogonov, ko je dušenje majhno. Pri podkritičnem dušenju se pojavi nihanje tlaka in seveda tudi večje amplitude tlaka kot pri pogonih kjer je dušenje nadkritično in so tudi amplitude tlaka manjše. Nihanje tlaka ima za posledico nihanje pripadajočega dela stroja oziroma konstrukcije. Zato je dobrodošlo, če v fazi snovanja hidravličnega pogona za zasnovani pogon vnaprej izračunamo tlačne amplitude in frekvence eventualnega nihanja vsaj s tolikšno točnostjo, ki je za prakso sprejemljiva. Če so izračunane vrednosti nesprejemljive, lahko še vedno v fazi snovanja ustrezno spremenimo projektne rešitve, ali pa se sploh odločimo za drugačne rešitve.

Pri delu v praksi, najsi bo projektantsko-konstruktorsko ali na področju vzdrževanja, se pogosto zastavlja vprašanje v kolikšni meri razna dušenja hidravličnih tokov prispevajo k zmanjšanju amplitud tlaka in eventualno tudi k spremembi vrste dušenja od podkritičnega k nadkritičnemu in/ali obratno. Ta dilema je bila močna gonilna sila za izvedbo naših preskusov, katerih le manjši del je predstavljen v tem prispevku.

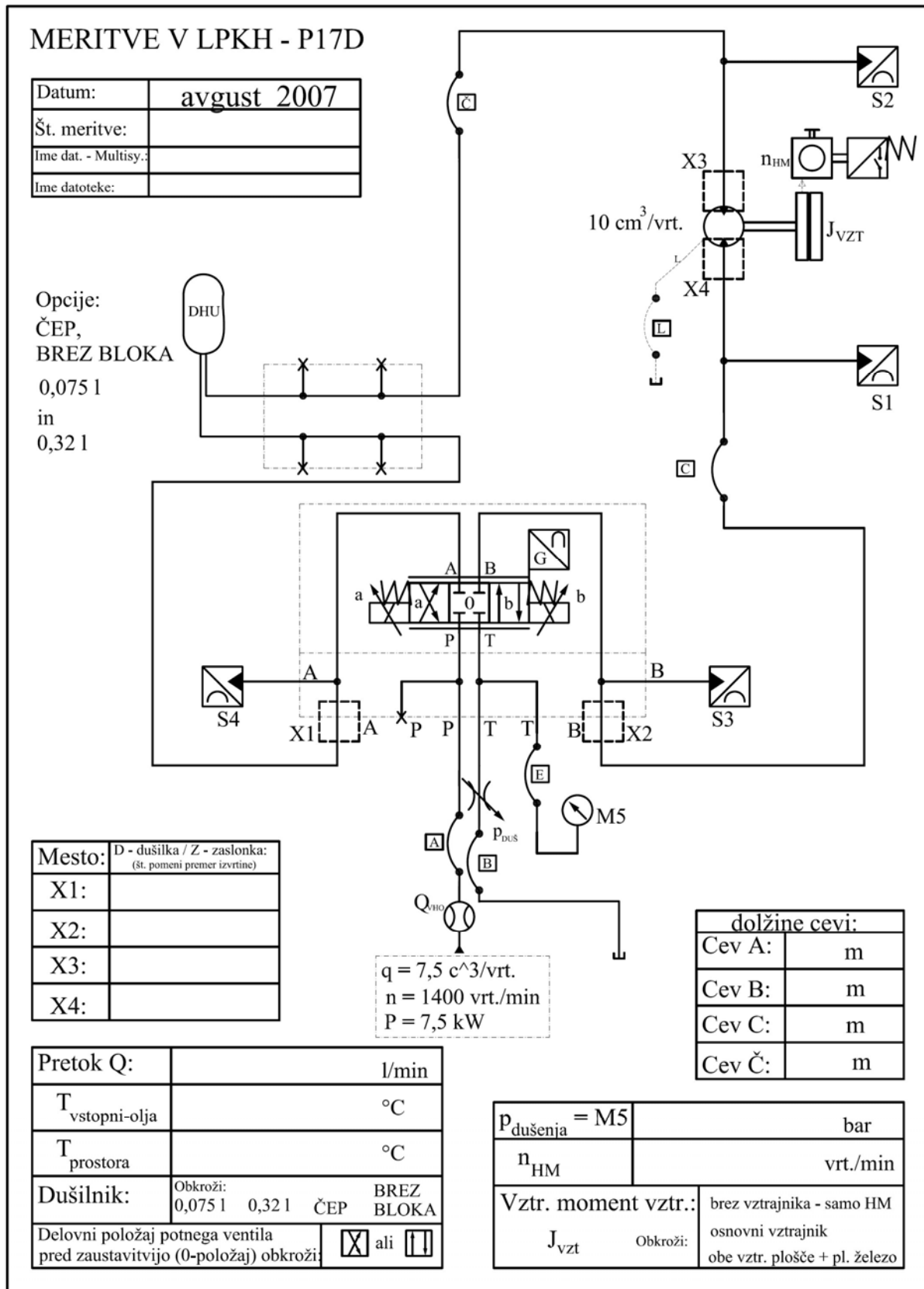
## 2. Izvedba in rezultati meritev

Slika 1 prikazuje funkcijsko shemo preskuševališča. Tlaki so bili merjeni s tlačnimi zaznavali S1, S2, S3 in S4. Le-ta so označena v Sliki 1, ki tako ponazarja tudi lokacijo merilnega mesta. Ob izvajanju preskusov smo merili število vrtljajev hidravličnega motorja (HM) in s tem tudi nanj neposredno priključenega vztrajnika.

Podajmo v nadaljevanju bistvene izhodiščne parametre za vsakega od navedenih tu obravnavanih preskusov:

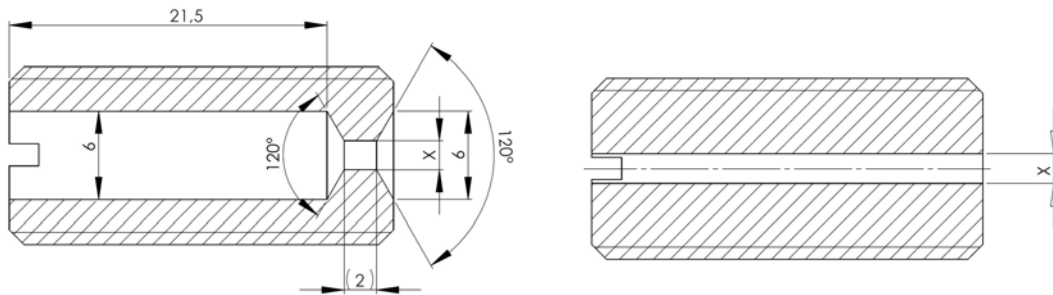
### Izhodiščni parametri preizkusa so:

- dolžine gibkih cevi glede na funkcijsko shemo (Slika 1):  
 $A = 3 \text{ m}$ ,  $B = 1 \text{ m}$ ,  $C = 1,5 \text{ m}$ ,  $\check{C} = 1,5 \text{ m}$
- vztrajnik je mase  $3,92 \text{ kg}$ , njegov vztrajnostni moment pa je  $1,38 \cdot 10^{-2} \text{ kg m}^2$
- vklopil in izklopil se je križni položaj potnega ventila (PV); le tega smo povzeli v prispevek, meritve pa so bile izvajane tudi za vzporedni položaj PV.
- ob izvajanju predstavljenih meritev v sistemu ni bilo dušilnika hidravličnih udarov (DHU),
- tokovni ventil na centralnem agregatu je bil nastavljen na pretok cca.:  $10 \text{ l/min}$ .



Slika 1: Funkcijska shema preizkuševališča s preglednicami za vnos podatkov

Večino meritev smo izvedli brez vgraditve dušenja ali z vgrajeno zaslonko, manjši del pa z vgrajeno dušilko. Uporabljeni zaslonka (Z) in dušilka (D) sta prikazani v Sliki 2. Zaslonka pač ni idealne oblike, izdelali smo neki približek. Številka za oznako »Z« ali »D« pomeni vsakokrat premer izvrtine dotičnega elementa. Preskuse smo torej izvajali s premeri izvrtin 3, 2 in 1 mm. Tabelarični podatki »X 1«, »X 2«, »X 3« in »X 4« ponazarjajo mesto vgradnje dotične »Z« ali »D« ob izvajanju posameznega preskusa in je razvidno iz funkcijske sheme v Sliki 1.



Slika 2: Prerez uporabljene zaslonke (Z) (levo) in dušilke (D) (desno)

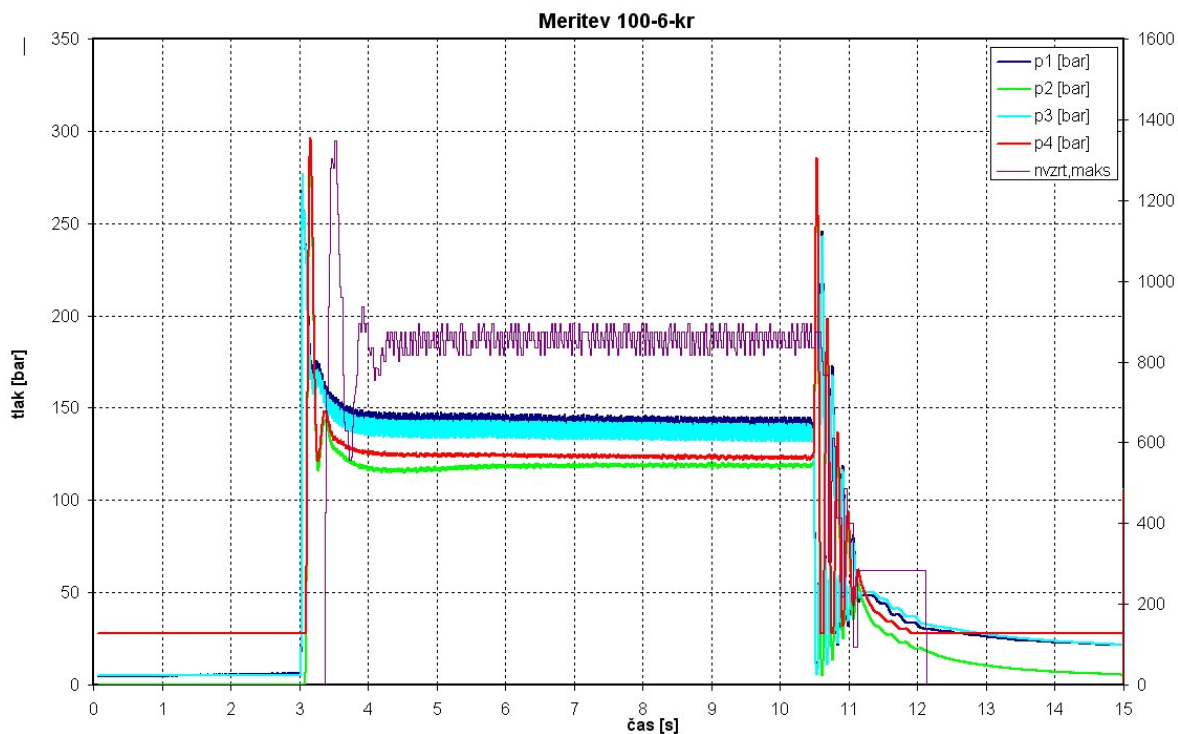
Opomba: v nadaljevanju bomo za oznako **Z** ali **D** v oklepaj napisali premer, v zgornjih skicah kotiran pod oznako **X**.

Že uvodoma želimo opozoriti, da zaradi nekaterih specifičnosti pri izvajanju meritev ni bilo možno le-teh izvajati v enotnih »časovni« in »tlačni skali«, pa mora zato bralec vsakokrat na to paziti in pri analitični primerjavi posameznih rezultatov to upoštevati.

Slika 3 ponazarja potek spremembe tlaka po času za razmere prikazane v Sliki 1. V 3. sekundi po začetku meritve se vključi magnet *a* in s tem aktivira križni položaj proporcionalnega potnega ventila (PV), Slika 1. Nastopi prehodni pojav ob zagonu hidravličnega motorja (HM) in nanj priključenega vztrajnika. Iz slike je razviden kratkotrajni porast tlaka do vrednosti cca 300 bar. Temu sledi faza cca 7,5 sekund vrtenja HM z enakomerno hitrostjo, vrtilna frekvenca je znašala 890 vrt./min. S »trenutno« razbremenitvijo magneta *a* se PV prekrmili v ničelni položaj (merjeni čas 7 milisekund) ob čemer dobimo drugi prehodni pojav, ki nastopi zaradi zaustavitve rotirajočih mas. Ker nam v tem prispevku čas in prostor ne omogočajo obširnejših analiz in ker so v praksi običajno bolj problematični prehodni pojavi ob zaviranjih gibajočih se mas, bomo v nadaljevanju obravnavali le nekaj takšnih primerov. Pri tem nas bo zanimal predvsem vpliv dušenja na spremembe tlakov ob prehodnih pojavih.

Prehodni pojav ob prekrmljenju PV iz križnega v ničelni položaj z razširjeno »časovno skalo« prikazuje Slika 4. Še enkrat opozorimo, da se vrednosti tlakov  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  in  $p_4$  nanašajo na merjene vrednosti na senzorjih S1, S2, S3 in S4 (v Sliki 1). Tako je torej logično, da se skoraj dosledno prekrivata tlaka  $p_1$  (krivulja temno modre barve) in  $p_3$  (svetlo modra barva) ter nadalje tlaka  $p_2$  (zeleno barva) in  $p_4$  (rdeča barva). Razviden je najvišji porast tlaka

v prvi periodi nihanja za vrednost cca 150 bar na vrednost cca 285 bar. Ker nastopi nihanje, je dušenje torej podkritično, kar je za takšne primere tudi pričakovano.

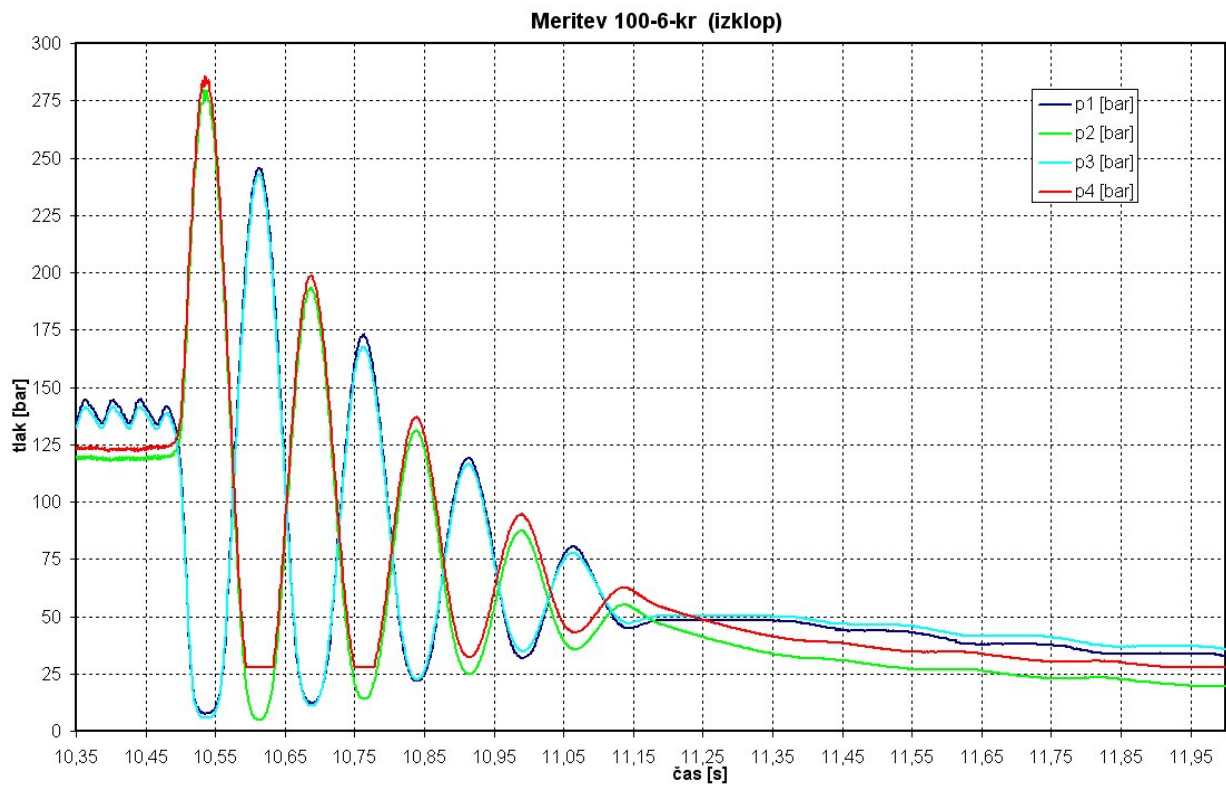


Slika 3: Sprememba tlaka po času; prikaz vklopa, konstantnega vrtenja in izklopa potnega ventila; mesta X1, X2, X3 in X4 prosta

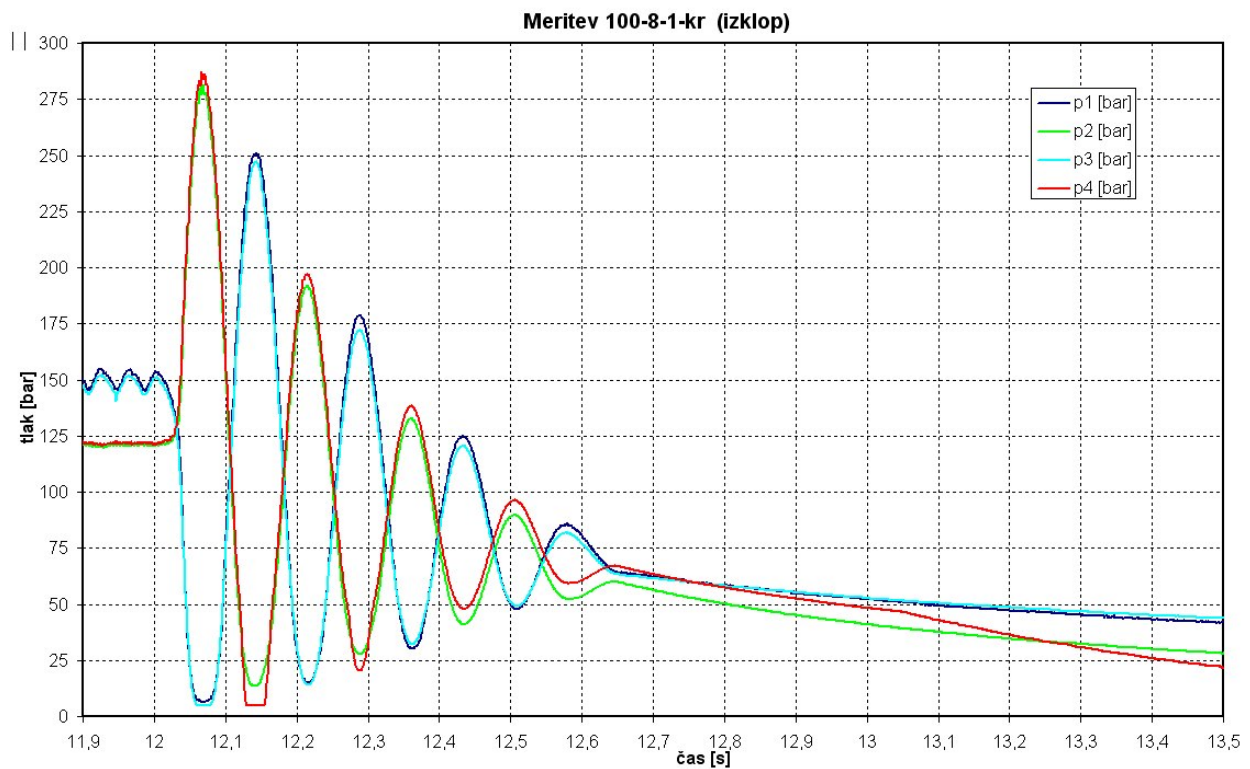
Za primer meritve po Sliki 4 ni bilo vgrajene nobene zaslonke ali dušilke. Vrtilna frekvenca HM tik pred prehodnim pojavom je bila 890 vrt./min.

Slika 5 prikazuje analogno meritev kot Slika 4, le da so bile pri meritvi po Sliki 5 vstavljene vse štiri zaslonke z izvrtinami premera 3 mm. To se odraža v cca za 10 bar višjih tlakih p1 in p3 tik pred hidravličnim udarom. Vrtilna frekvenca tik pred hidravličnim udarom pa je bila 870 vrt./min. Amplitude tlaka in frekvence nihanja pa so povsem identične onim iz meritve po Sliki 4. Dodatno dušenje s 4 zaslonkami premera vsaka 3 mm torej ni vplivalo niti na tlačno amplitudo, niti na frekvenco nihanja.

Nadalje smo izvedli preskus pri katerem so bili pogoji enaki kot za preskus po Sliki 5, le da smo za dušenje vgradili le dve zaslonki, obe Z (3) in sicer na mesti X3 in X4. Potek tlakov ob hidravličnem udaru je enak tistem iz preskusa po Sliki 5, tako po amplitudah kot tudi po frekvencah za vse štiri tlake.



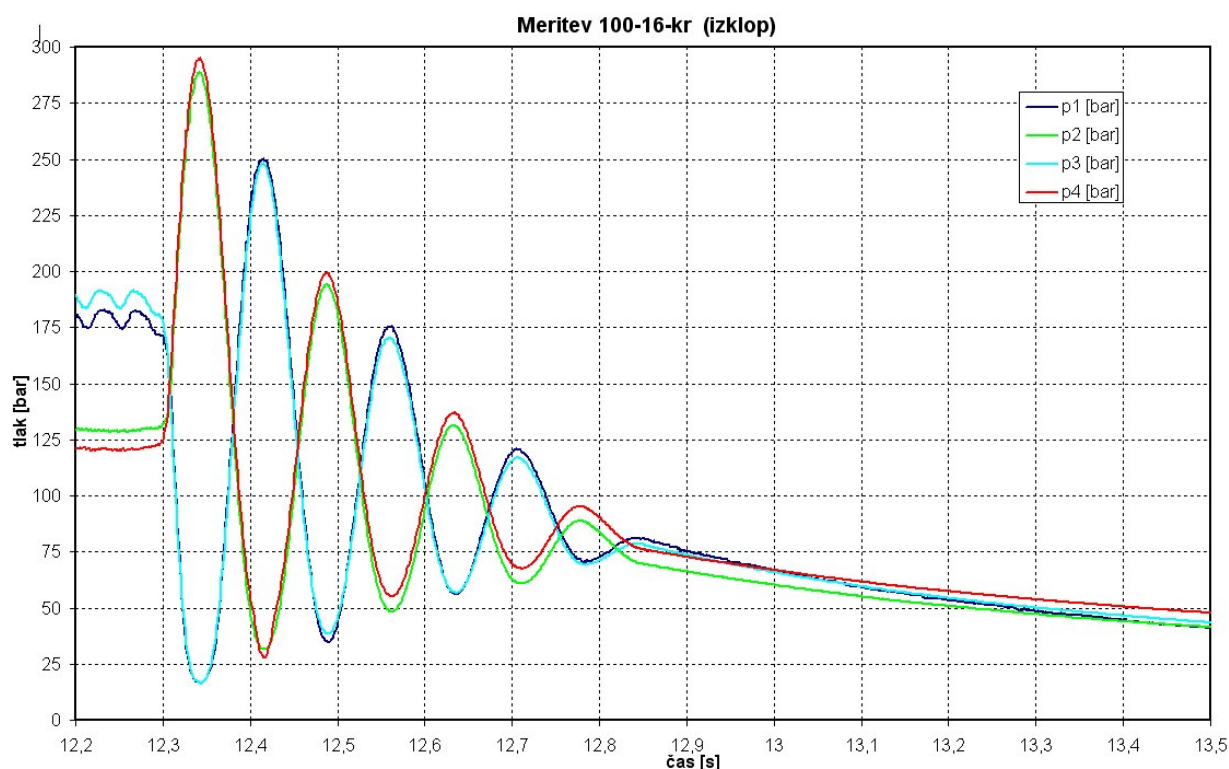
Slika 4: Sprememba tlaka po času – prikaz izklopa potnega ventila potnega ventila; mesta X1, X2, X3 in X4 so prosta (brez dodatnega dušenja)



Slika 5: Sprememba tlaka po času – prikaz izklopa potnega ventila potnega ventila; mesta X1 = Z( $\Phi$ 3), X2 = Z( $\Phi$ 3), X3 = Z( $\Phi$ 3) in X4 = Z( $\Phi$ 3)

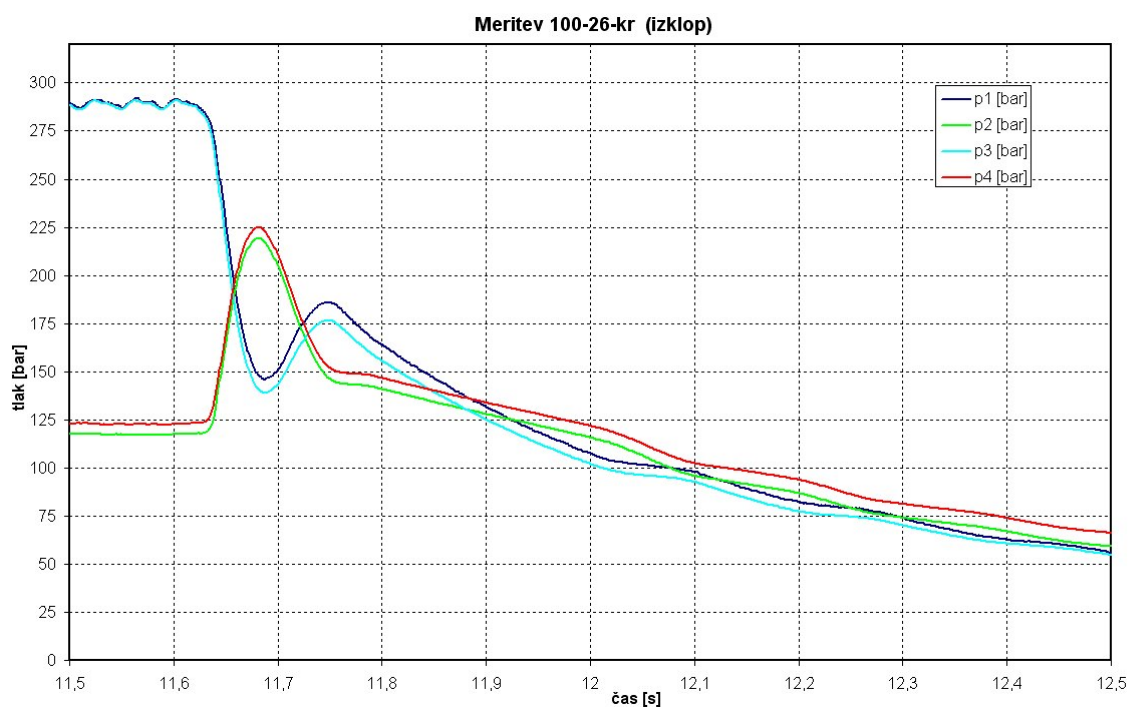
Slika 6 prikazuje tlačno-časovne razmere ob hidravličnem udaru za analogen primer kot je bil za meritev po Sliki 5, le da so tu na vsa 4 mesta vgrajene zaslonke Z (2), torej s premerom izvrtine 2 mm, prav tako na X1, X2, X3 in X4. HM je imel vrtilno frekvenco 850 vrt./min. Tudi v tem primeru, kljub znatno večjemu dušenju hidravličnega toka, so spremembe tlakov ob prehodnem pojavu ob zaustavitvi rotirajoče mase enake kot za primer po Sliki 5, tako po amplitudi kot tudi glede frekvence nihanja.

Nadalje smo, analogno kot za zaslonke Z (3), izvedli spet preskus pri katerem so bili pogoji enaki kot za preskus po Sliki 6, le da smo za dušenje vgradili le dve zaslonki, obe Z (2) in sicer na mesti X3 in X4. Potek tlakov ob hidravličnem udaru je enak tistem iz preskusa po Sliki 6, tako po amplitudah kot tudi po frekvencah za vse štiri tlake. Edino tlaka p1 in p3 tik pred hidravličnim udarom sta za cca 10 bar nižja kot velja to za primer po Sliki 6. To je tudi logično zaradi manjšega dušenja v tokovodnikih. Zaradi navedene enakosti diagramov te meritve nismo izrisali v tem prispevku. Različnost dušenj hidravličnih tokov v tokovodnikih v takšnih razmerjih kot so tu obravnavana torej ne vpliva na tlačne amplitude in frekvence nihanja tlaka ob hidravličnem udaru.



Slika 6: Sprememba tlaka po času – prikaz izklopa potnega ventila potnega ventila; mesta X1 = Z( $\Phi$ 2), X2 = Z( $\Phi$ 2), X3 = Z( $\Phi$ 2) in X4 = Z( $\Phi$ 2)

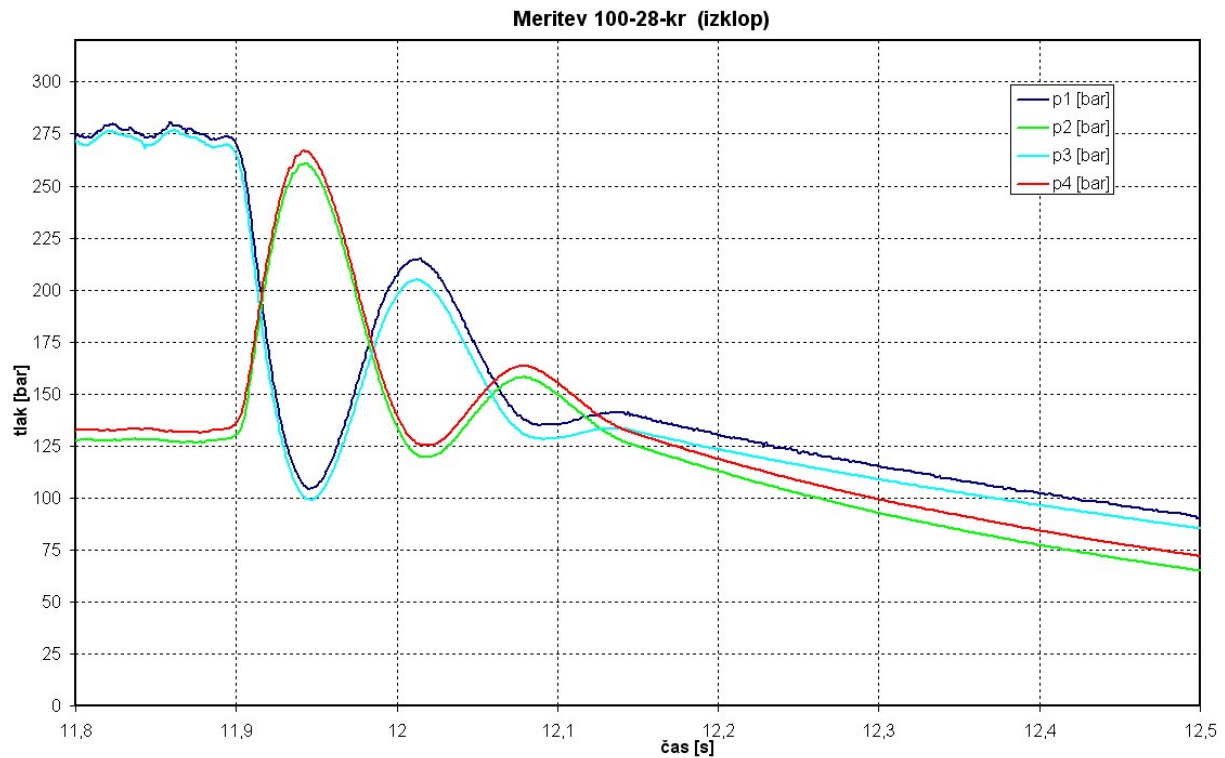
Izvedli smo tudi nekaj preskusov z vgrajenimi zaslonkami premera 1 mm; torej Z (1). Sliki 7 in 8 prikazujeta rezultate tovrstnih preskusov. Šele pri tem izredno velikem dušenju, zaznamo večje spremembe v amplitudah in tudi v frekvencah nihanja. Amplitude so drastično zmanjšane glede na prejšnje primere, pa tudi dušenje se precej približa kritični vrednosti. Tolikšno dušenje je za prakso nesprejemljivo in na ta način torej ne moremo uporabno vplivati na amplitude tlaka in frekvence nihanja. Vendar so zmanjšanja amplitud v glavnem le zaradi zmanjšanja kinetične energije mase, saj so bile pri teh pogojih vrtilne frekvence HM le še v območju od 450 do 670 vrt./min.



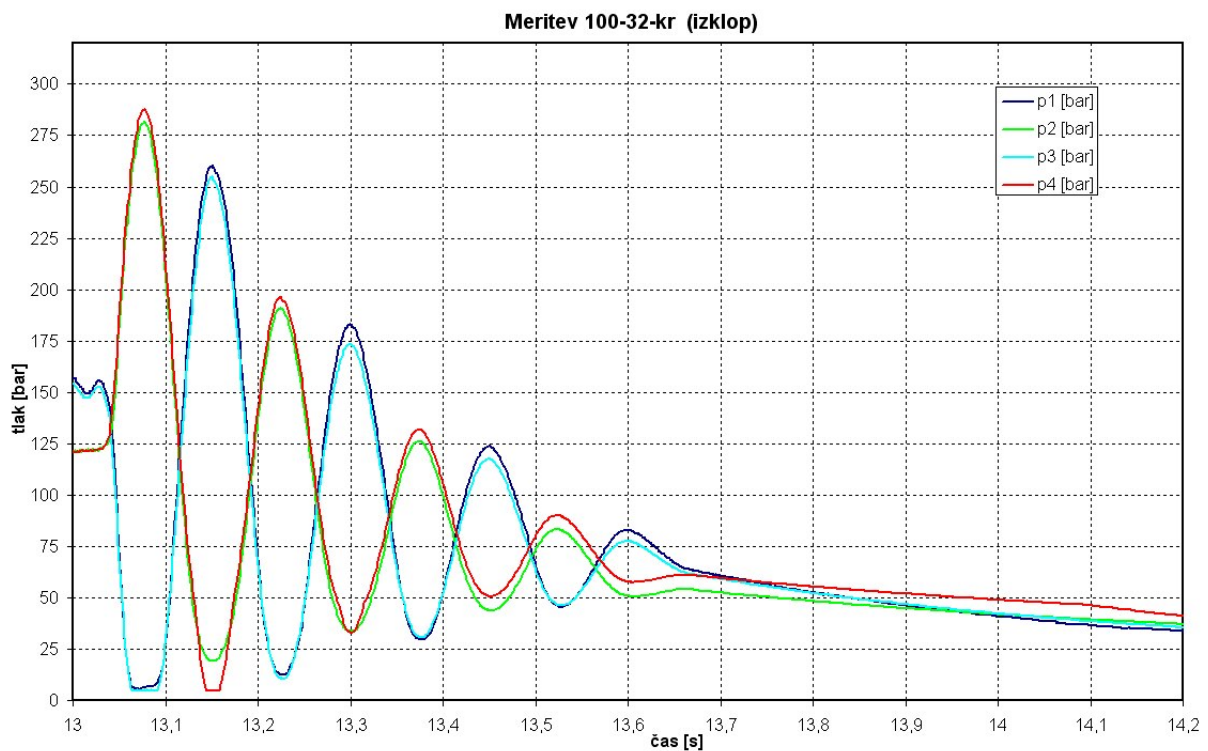
Slika 7: Sprememba tlaka po času – prikaz izklopa potnega ventila potnega ventila; mesta X3 = Z( $\Phi$ 1) in X4 = Z( $\Phi$ 1), mesti X1 in X2 pa sta prosti

V nadaljevanju smo izvedli en preskus tudi z vgradnjo dušilk na ista mesta kot so bile pri prejšnjih preskusih vgrajene zaslonke. Eden od rezultatov meritev ob takšnem preskusu je podan v Sliki 9. Analitična primerjava rezultatov meritev pokaže enake spremembe tlakov po amplitudah in po času kot so nastopile pri uporabi zaslonk z enakim premerom izvrtine kot so bile pri dušilkah, čeprav je s fizikalnega vidika med njima velika razlika.





Slika 8: Sprememba tlaka po času – prikaz izklopa potnega ventila potnega ventila; mesta X3 = Z( $\Phi$ 1); mesta X4, X1 in X2 pa so prosta



Slika 9: Sprememba tlaka po času – prikaz izklopa potnega ventila potnega ventila; mesta: X1 = D( $\Phi$ 3), X2 = D( $\Phi$ 3), X3 = D( $\Phi$ 3) in X4 = D( $\Phi$ 3)

### 3. Zaključek

Primerjalna analiza že predhodno izvedenih in tudi že objavljenih laboratorijskih meritev je pokazala, da imajo gibke cevi lahko zelo velik vpliv na dušenje amplitud tlaka pri hidravličnih udarih. Žal je v katalogih izdelovalcev skoraj nemogoče najti podatke za modul elastičnosti materiala gibkih cevi. Za jeklene cevi je modul elastičnosti seveda znan ( $2,1 * 10^5 \text{ N/mm}^2$ ). Pri naših meritvah smo za uporabljeno gibko cev izmerili modul elastičnosti  $1,4 * 10^3 \text{ N/mm}^2$ .

Primerjanje rezultatov meritev in rezultatov dobljenih s pomočjo matematičnega modela kaže, da je možno, z za prakso uporabno natančnostjo, vnaprej izračunati spremembe tlaka v času prehodnih pojavov. Posebno amplitudo tlaka v prvi periodi je možno vnaprej izračunati s sprejemljivo natančnostjo. Precejšnja neznanka pa ostaja kako vnaprej določiti faktor dušenja nihanja tlaka. Dokaj dobro je možno določiti tudi frekvenco nihanja, kar je pomembno tudi pri izbiri in nastavitvah t. i. rampe pri proporcionalnih potnih ventilih. Ob hitih delovnih ciklih stroja je ta možnost v fazi projektiranja izrednega pomena.

Zadnje meritve, katerih del je podan v tem prispevku, pa kažejo, malo proti pričakovanjem, da vrsta dušenja na različnih mestih v dovodnih ali odvodnih tokovodnikih k, oziroma od izvršilnih sestavin, nimajo zaznavnega vpliva na tlačne amplitude in frekvence nihanja tlaka vse dokler dušenje ni tolikšno, da zmanjša hitrost delovanja te sestavine in s tem tudi njeno kinetično enenergijo.

### Zahvala

Avtorja prispevka se zahvaljujeva podjetju KLADIVAR Žiri za sponzorstvo in strokovno sodelovanje pri raziskavah, katerih manjši del je prikazan v tem prispevku.

### 4. Literatura

- [1] Fišer, S.: Preskušanje dinamičnih lastnosti hidravličnih vrtilnih pogonov, diplomsko delo visokošolskega strokovnega študija, 2004, Ljubljana
- [2] Majdič, F., Pezdernik, J.: Interne brošure rezultatov in analiz meritev, 2005, Ljubljana
- [3] Pezdernik, J.: Prehodni pojavi pri hidravličnih napravah v železarstvu; magistrsko delo, 1984, Ljubljana