

SREDNJI ČAS DO OKVARE HIDRAVLIČNIH VENTILOV

Nejc Novak, Franc Majdič

Izveček:

V današnjem času se daje velik poudarek na varnost in zanesljivost naprav. Eden izmed novejših standardov glede varnosti strojev in naprav je SIST EN ISO 13849-1. Pomembnejša tema v omenjenem standardu je določitev srednjega časa do okvare sestavine oziroma celotne naprave. Cilj naloge je določitev srednjega časa do okvare (MTTF) hidravličnega zavornega ventila. Ta je namenjen zaviranju delovnih strojev in je zato ključni člen zavornega sistema. Ker je ventil hkrati tudi varnostni del krmilnega sistema, je pri njegovi morebitni okvari ogrožena varnost ljudi, zato je potrebno analitično in eksperimentalno dokazati uporabno dobo zavornega ventila. Izvedli smo trajnostni test petih zavornih ventilov. Po 1000-ih urah testiranja smo test ustavili in izračunali srednji čas do okvare ventila. Noben od ventilov se ni okvaril med testiranjem.

Ključne besede:

hidravlični zavorni ventil, srednji čas do okvare (MTTF), zanesljivost, varnostna funkcija, stopalka, preizkuševališče, izstopni delovni tlak

1 Uvod

Zavorni hidravlični ventil je tlačno reducirni ventil in spada med skupino krmilnih hidravličnih sestavin. Funkcija tega ventila je proporcionalno krmiljenje hidravličnih valjev za zaviranje delovnih strojev. Krmiljen je z nogo preko stopalke v kabini vozila. Zavorni ventil je del zavornega sistema, ki velja za enega najpomembnejših sistemov pri katerikoli vrsti vozil. Ti sistemi morajo zagotavljati funkcijo zaviranja, zato so po navadi načrtovani tako, da delujejo tudi v primeru okvare ene od sestavin. Pravimo, da je v takem sistemu vzporedno vezanih več sestavin, ki izvajajo isto funkcijo. Pri zavornem ventilu je pomembno, da opravlja funkcijo zaviranja, ki je t. i. varnostna funkcija. Če ta funkcija odpove, je ogrožena varnost ljudi. Da bi znali preprečiti oziroma povečati varnost, smo poskušali določiti srednji čas do okvare zavornega ventila. Eden izmed novejših standardov glede varnosti strojev in naprav je SIST EN ISO 13849-1. V njem sta predstavljena metoda določanja srednjega časa do okvare varnostnega dela sistema in izračun zanesljivosti tega dela. Da se določi ta čas, je potrebno določiti kriterije oziroma funkcijske značilnosti ventila, pri katerih lahko trdimo, da je ventil okvarjen. Hkrati moramo določiti posamezne elemente, ki so povzročitelji te okvare. Za določanje srednjega časa do okvare bomo trajnostno testirali zavorni ventil. Za ta ventil moramo zasnovati trajnostno preizkuševališče. Pri ventilu sta bila pomembna izstopna delovna tlaka (F1 in F2).

Nejc Novak, dipl. inž. (UN); Doc. dr. Franc Majdič, univ. dipl. inž., Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo

2 Povzetek standarda

Standard SIST EN ISO 13849-1 določa varnostne zahteve in smernice o principih za snovanje in vgradnjo z varnostjo povezanih delov krmilnih sistemov (SRP/CS), vključuje tudi načrtovanje programskega dela. Za te dele standard določa kategorije in karakteristike, ki so nujne za izvajanje varnostnih funkcij. Nanaša se na z varnostjo povezane dele krmilnih sistemov (SRP/CS) za visoke zahteve in neprekinjen način obratovanja, ne glede na tip tehnologije in vrsto uporabljene energije (električna, hidravlična, pnevmatska, mehanična itd.), za vse vrste strojev.

Določitev MTTF po standardu SIST-ISO 13849-1

Standard SIST-ISO 13849-1 [1] predstavi primer izračunanega in ovrednotenega srednjega časa do nevarne okvare vrednosti $MTTF_D$ za eno komponento v hidravliki. Nevarna okvara je v standardu opredeljena kot okvara, ki povzroči izgubo varnostne funkcije.

Namesto, da se uporabi fiksna vrednost $MTTF_D$ (npr. 150 let), ki je navedena v preglednici C.1 v Aneksu C [1], se lahko izračuna po konceptu B_{10D} , ki se uporablja za pnevmatične, mehanske in elektromehanske komponente, tudi za hidravlične primere, če lahko proizvajalec zagotovi rezultate. Povprečno število ciklov, dokler 10 % komponent nevarno odpove (B_{10D}), določi proizvajalec. Nevarni način okvare komponente mora biti definiran, npr. zatik krmilnega bata v končni legi v ventilu. Če ne odpovejo vse komponente v času testiranja, potem je potrebno izvesti podrobnejšo analizo o zanesljivosti komponent. Ta analiza upošteva, da se niso okvarile vse komponente.

Z B_{10D} in povprečnim številom ciklov na leto (n_{op}) se lahko MTTFD določi kot:

$$MTTF_D = \frac{B_{10D}}{0,1 \cdot n_{op}} \quad [leta] \quad (1)$$

Metode o zanesljivosti po ISO 13849-1 predpostavljajo, da so okvare eksponentno porazdeljene s časom: $F(t) = 1 - \exp(-\lambda_D t)$. Konstanta stopnja nevarnih okvar (λ_D) se lahko izračuna ob poznavanju verjetnosti nastopa okvare ($F(t)$) pri določenem času obratovanja (t). Tako je λ_D pri času, pri katerem 10 % komponent odpove (T_{10D}), ocenjena kot:

$$F(T_{10D}) = 1 - e^{-\lambda_D T_{10D}} = 10\% \quad (2)$$

$$\lambda_D = -\frac{\ln(0,9)}{T_{10D}} = \frac{0,10536}{T_{10D}} \approx \frac{0,1}{T_{10D}}$$

Za eksponentno porazdelitev velja:

$$MTTF_D = \frac{1}{\lambda_D} \quad (3)$$

Po že predstavljeni enačbi (1) se lahko izračuna vrednost $MTTF_D$. Ker se izračun izvaja po konceptu B_{10D} , bi potrebovali podatek o povprečnem številu ciklov, dokler 10 % komponent nevarno odpove.

Zanesljivost komponent pri testiranju brez okvar

Zanesljivost komponent je možno izračunati s kumulativno binomsko porazdelitvijo, ki upošteva število vzorcev (n), število vzorcev, ki se je okvarilo (f), in verjetnost (R_{TEST}), da se posamezni vzorec okvari. Stopnja zaupanja (SZ) nam pove, kako visoko zaupanje v test želimo doseči.

$$1 - SZ = \sum_{i=0}^f \frac{n!}{i! \cdot (n - i)!} \cdot (1 - R_{TEST})^i \cdot R_{TEST}^{(n-i)} \quad (4)$$

Za verjetnost R_{TEST} lahko privzamemo eksponentno porazdelitev okvar komponent, možnost pa je tudi privzeti Weibullovo porazdelitev. Pri eksponentni porazdelitvi bi tako upoštevali že prej opisano enačbo (2) in izrazili čas testiranja (t_{TEST}) in čas, ki ga želimo demonstrirati (t_{DEMO}), ter združili z enačbo (4), kjer bi upoštevali, da nobena komponenta ni bila okvarjena ($f = 0$).

$$t_{TEST} = t_{DEMO} \cdot \frac{1}{n_{vzorcev}} \cdot \frac{\ln(1 - SZ)}{\ln(R_{DEMO})} \quad (5)$$

Enačba (5) predstavlja čas testiranja (t_{TEST}), da zagotovimo čas delovanja komponente (t_{DEMO}) z zanesljivostjo (R_{DEMO}) in stopnjo zaupanja v test (SZ) pri n številu vzorcev. Zgornjo enačbo lahko preure-

dimo tako, da popišemo le demonstracijski faktor zanesljivosti (DFZ), ki nam predstavlja podaljšanje ali skrajšanje testa:

$$DFZ = \frac{1}{n_{vzorcev}} \cdot \frac{\ln(1 - SZ)}{\ln(R_{DEMO})} \quad (6)$$

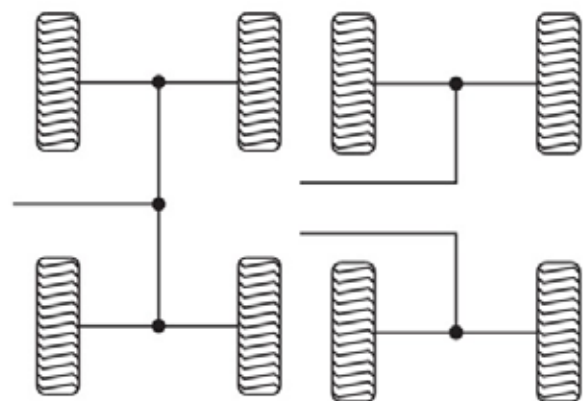
Demonstracijski faktor predstavlja koeficient, ki pove, za koliko se mora čas testa podaljšati ($DFZ > 1$) oziroma skrajšati ($DFZ < 1$), da demonstriramo realni čas obratovanja komponente. Vrednost je izrazito odvisna od števila vzorcev, ki se testirajo. Če je na razpolago veliko število vzorcev, ki se testirajo, je možno veliko hitreje opraviti teste za zagotavljanje dovolj visoke zanesljivosti komponente. Pri kumulativni binomski porazdelitvi - enačba (4) pa se lahko za verjetnost R_{TEST} privzame tudi Weibullova porazdelitev in bi dobili nekoliko drugačno enačbo, vendar bi zaradi narave zavornih ventilov (več možnih načinov okvar) na koncu dobili enako enačbo, saj je parameter, ki popisuje obliko funkcije v Weibullovi porazdelitvi, enak 1.

3 Hidravlični zavorni ventili in preizkuševališče

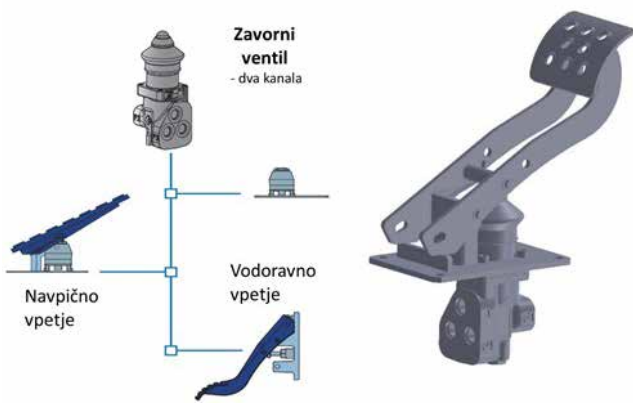
Hidravlični ventili spadajo v tretjo skupino hidravličnih sestavin, ki so namenjene predvsem krmiljenju izvršilnih hidravličnih sestavin [2]. Tlačno reducirni ventili s svojo nastavitvijo določajo velikost izstopnega tlaka neodvisno od velikosti vstopnega tlaka v ventil. V tem delu so podrobneje predstavljeni tlačno reducirni ventili, ki krmilijo/zavirajo hidravlične valje in so tako imenovani zavorni ventili. Hidravlični zavorni ventili v kombinaciji s stopalko so namenjeni zaviranju vozil, kot so gradbeni stroji, transportna vozila ter kmetijska in gozdarska mehanizacija in nenazadnje tudi posebna vozila.

Namen uporabe

Zavorni hidravlični ventili krmilijo tlak v zavornem sistemu. Tlak je sorazmeren s potisno silo na stopal-



Slika 1 : Shematični prikaz zaviranja na prednjo in zadnjo os z enim (levo) ali dvema (desno) tokokrogoma [3]



Slika 2 : Navpično in vodoravno vpetje zavornega ventila (na levi) in preizkušalec (na desni) [4]

ko. To daje vozniku občutek zaviranja. Ventili so namenjeni za uporabo v vozilih, opremljenih z drugimi hidravličnimi agregati. Tako delovanje odpravlja potrebo po ločenem sistemu hidravlične tekočine. Obstajajo ventili za zavorne sisteme z enim tokokrogom, ventili z dvema tokokrogoma in drugi [3] (slika 1).

Vgradnja zavornega ventila s stopalko je lahko vodoravna ali navpična. Na samo delovanje ventila in celotnega sklopa ne vpliva sama postavitev,

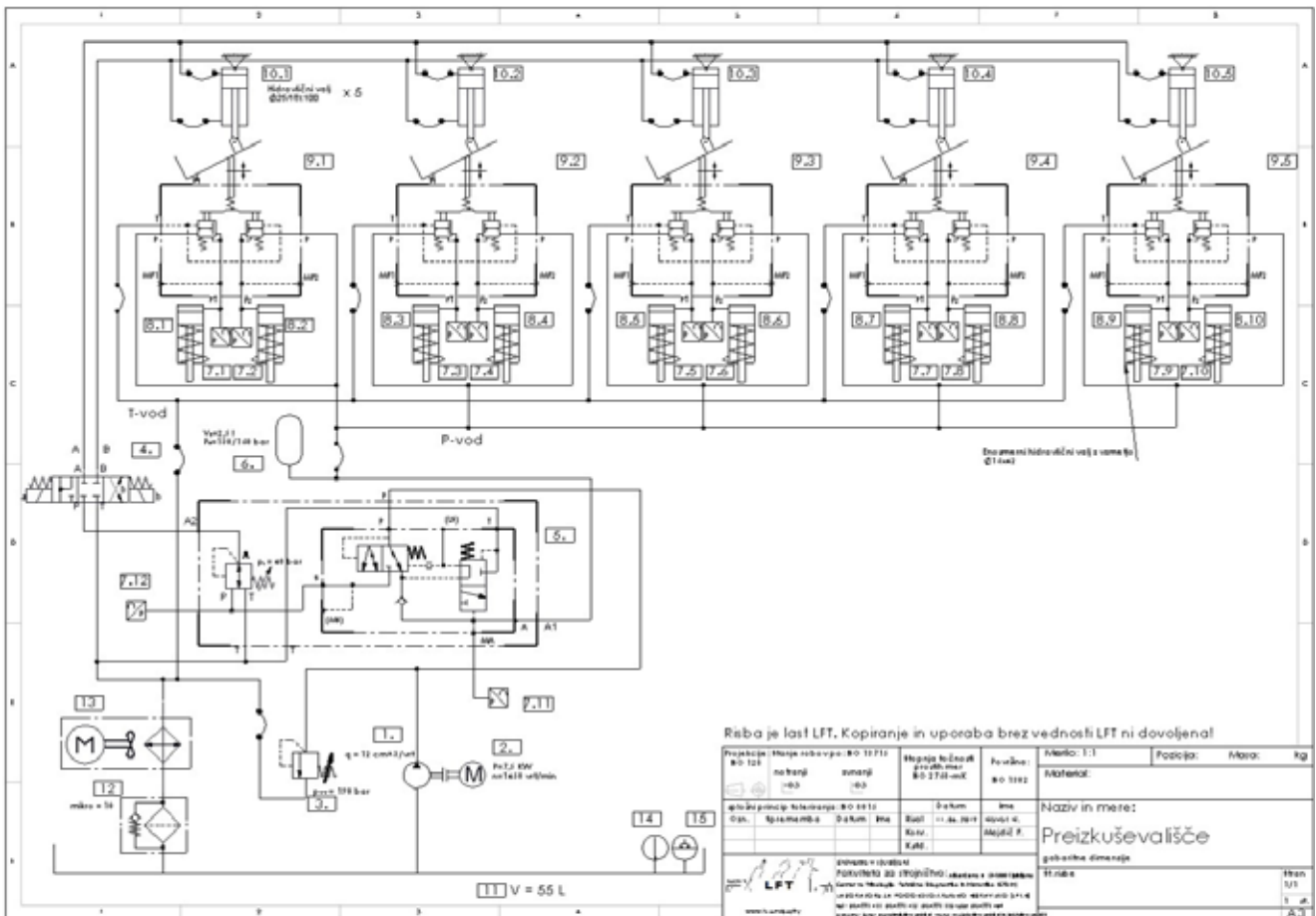
potrebno pa ga je pravilno vgraditi in pri tem upoštevati navodila proizvajalcev. Na sliki 2 je prikazan primer vodoravnega in navpičnega vpetja ventila. Postavitev je odvisna od zahtev dobavitelja oziroma konstrukterja celotne naprave oziroma vozila, kamor je proizvod vgrajen. Glede na lego zavornega ventila je odvisno, kakšen tip stopalke se vgradi.

Načini okvare zavornega ventila

Kriteriji, ki določajo izgubo varnostne funkcije zaradi okvare na ventilu, morajo biti jasno postavljeni. Določila sta jih proizvajalec Poclairn Hydraulics in Laboratorij za fluidno tehniko. Vzroki za okvaro ventila in s tem izgubo varnostne funkcije so prekoračitve sledečih dopustnih območij obratovanja ventila:

- ▶ največji izhodni tlak. Dopustno odstopanje je 20 % največjega izhodnega tlaka;
- ▶ največja dovoljena razlika med delovnim tlakoma na ventilu (F1, F2) je 20 % največjega izhodnega tlaka;
- ▶ največje dovoljeno zunanje puščanje;
- ▶ največje dovoljeno notranje puščanje.

Definirani so štirje načini okvare ventilov. To je potrebno upoštevati pri preračunu zanesljivosti.



Slika 3 : Hidravlična shema preizkuševališča za zavorne ventile

Preizkuševališče

Meritve smo opravljali na hidravličnem preizkuševališču za trajnostni test zavornih ventilov. Zaradi reprezentativnega vzorca smo po knjigi *Errors in Practical Measurement* [5] izbrali 5 vzorcev zavornih ventilov. Preizkuševališče (*slika 3*) je bilo zasnovano v Laboratoriju za fluidno tehniko na Fakulteti za strojništvo. Zaradi potreb po trajnostnem testiranju je preizkuševališče avtomatizirano.

Na *sliki 4* je prikazano preizkuševališče zavornih ventilov. Testirani zavorni ventili s stopalkami so pritrjeni na osnovno ploščo. Na vrhu so točkovno vpeti delovni hidravlični valji z očesnimi zglobi. Batnice teh valjev so prav tako točkovno vpete z očesnimi zglobi na varjen polkrožni nosilec, ki se privijači na stopalko. V ozadju na desni strani je opazen agregat hidravličnega preizkuševališča.



Slika 4 : Preizkuševališče hidravličnih zavornih ventilov



Slika 5 : Merilna mesta in delovni izhodi zavornih ventilov

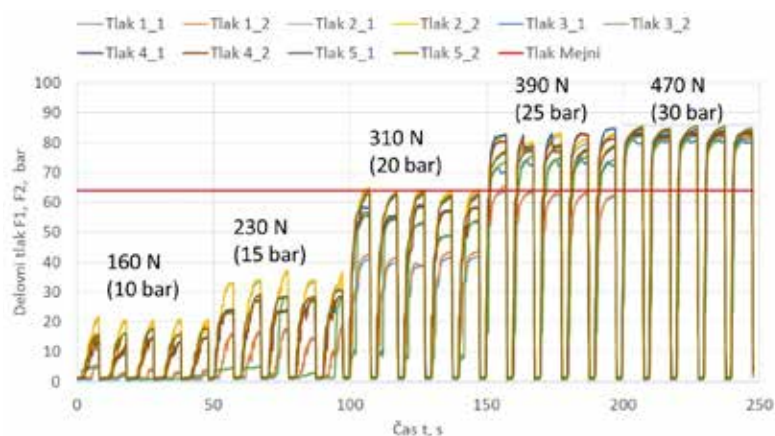
Na *sliki 5* so prikazani zavorni ventili (skrajno levo), delovni izhodi (gibke cevi, ki potekajo iz ventilov) in na koncu merilna mesta za tlačna zaznavala ter priklopi za zavorne hidravlične valje.

4 Eksperimentalna raziskava

Dolžina celotnega delovnega cikla je praviloma znašala 2,6 sekunde. Sila, s katero je delovni hidravlični valj deloval na stopalko in ponazarjal silo noge, je znašala 470 N. Preračunali smo jo glede na nastavitev tlačno reducirnega ventila, ki je bil nastavljen na 30 bar in je posredno, preko delovnega hidravličnega valja, določal silo na stopalko. Pri nižji sili se stopalka ni pomaknila do končne lege v tako kratkem času (*sl. 6*), hkrati pa stopalka in celotni skop nista smela biti preobremenjena, saj bi lahko prišlo do plastične deformacije stopalke in s tem do porušitve stopalke in posledično okvare ventila. Te vrste rezultati ne bi odražali realnih razmer obratovanja. Izmerili in zapisovali smo tlake vsake 3 cikle na 1000 ciklov. Frekvenca vzorčenja tlaka delovnega cikla pa je bila 100 Hz (podatke smo zajemali na 10 ms).

Slika 6 prikazuje razmere pri dolžini cikla 10 sekund pri petih različnih obremenitvah, od katerih je največja 470 N, in petih različnih nastavitvah tlačno reducirnega ventila od 10 bar do 30 bar.

Ključne meritve tlakov smo izvajali na delovnih vodih F1 in F2 vsakega ventila posebej. Potem smo spremljali zunanje in notranje puščanje zavornega ventila. V članku Chen Yunxia [6] je objavljen način teoretičnega izračuna povečanja reže pri drsniškem tipu ventilov. Na ta način bi bilo možno izračunati obrabo drsnih površin in teoretično določiti notranje in tudi zunanje puščanje. Izvajali smo tudi meritve čistoče ter spremljali mehansko obrabo na zunanjih mehanskih delih (stopalke in potisnega dela zavornega ventila).



Slika 6 : Optimizacija obremenitve stopalke pri dolžini cikla 10 sekund

Tlake delovnih vodov zavornih ventilov F1 in F2 smo spremljali s tlačnimi zaznavali (poz. 7.1-7.10) na hidravlični shemi (slika 3). Vsakodnevno smo izvedli analizo meritev in ugotavljali sprejemljivost delovanja zavornih ventilov. Spremljali smo mehansko obrabo na spojih med gibljivimi deli in dinamično utrujanje torzijskih vzmeti, ki so skrbele za vračanje stopalke v začetni položaj. Testirali smo štiri stopalke, ki so bile narejene iz jekla in so bile zaščitene s črno barvo, in eno aluminijasto stopalko, ki je bila prašno barvana.

5 Rezultati

Vsi vzorci so dosegli 1003 ure obratovanja in 1 404 092 ciklov. Dolžina cikla je znašala 2,6 sekunde pri polni obremenitvi na stopalko. Obremenjevali smo jih s hidravličnimi valji, ki so izvrševali potisk na posamezno stopalko.

$$B_{rest} = 1\,404\,092 \text{ ciklov} \quad (7)$$

Predpostavke in izračuni vrednosti $MTTF_D$

Srednji čas do okvare ventila se močno razlikuje od predpostavljene realne obremenitve ventila, zato sta v nadaljevanju predstavljeni in izračunani dve vrednosti $MTTF_D$ pri dveh različnih predpostavkah. V praksi je realna obremenitev odvisna od končnega uporabnika, od tega je odvisna tudi uporabna doba izdelka.

a) Predpostavka 1

Če predpostavimo, da je realna obremenitev na zavorne ventile na dan enaka 10 polnim obremenitvam pri zaviranju na dan, potem sledi iz predpostavke 1 in enačbe (1), demonstracijskega faktorja zanesljivosti (DFZ), ki je predstavljen v enačbi (6), in izmerjenega števila izvedenih ciklov B_{test} en. (7), da je $MTTF_D$ teh ventilov najmanj:

$$MTTF_D = \frac{B_{test}}{0,1 \cdot n_{op}} \cdot \frac{1}{DFZ} \quad (8)$$

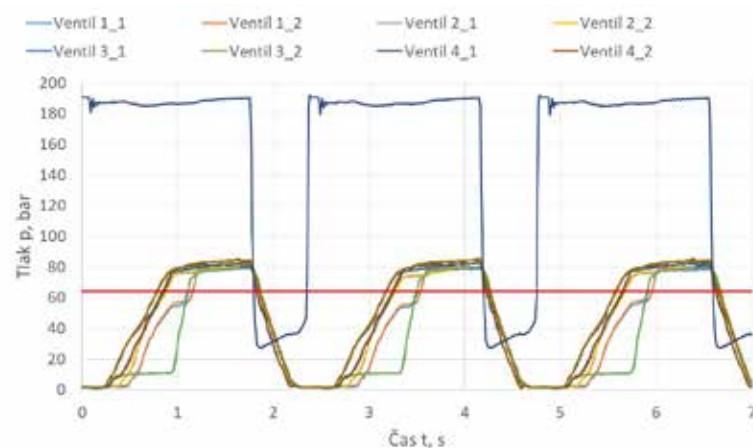
Po enačbi (8) smo izračunali, da $MTTF_D$ zavornih hidravličnih ventilov znaša 880 let.

b) Predpostavka 2

Če predpostavimo, da je realna obremenitev na zavorne ventile na dan enaka 100 polnim obremenitvam pri zaviranju na dan, potem po enakem postopku določimo $MTTF_D$ za zavorni hidravlični ventil, ki sedaj znaša najmanj 88 let. Podatki so smiselni, saj je uporabna doba ventila odvisna od pogostosti uporabe.

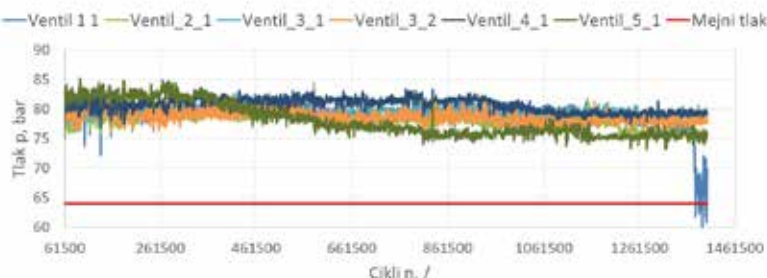
Primerjava izhodnih delovnih tlakov F1 in F2 na testiranih ventilih

S tlačnimi zaznavali smo zaznavali izhodne delovne tlake na delovnih vodih F1 in F2 na vseh ventilih hkrati. Na *sliki 7* so prikazani tlaki v odvisnosti od časa za posamezni ventil za 3 delovne cikle na začetku trajnostnega testa. Poleg je prikazan tudi sistemski tlak, ki ga zagotavlja agregat, in mejni tlak, ki ga morajo dosegati zavorni ventili.



Slika 7 : Prikaz tlaka v odvisnosti od časa treh ciklov (na začetku trajnostnega testa)

Slika 8 predstavlja največje tlake v vsakem merjenem ciklu, torej vsake tri meritve na 1000 ciklov. Na spodnji sliki se pri podrobnejšem ogledu lahko opazi, da je ventil številka 3 skozi celoten trajnostni test deloval najbolj enakomerno. Pri ventilu številka 5 se je začel postopoma zmanjševati največji izstopni tlak nekje na tretjini testiranja ter se je ustalil na polovici testiranja, povprečna sprememba tlaka pa je znašala približno 9 %.



Slika 8 : Prikaz največjih merjenih tlakov pri posameznem ciklu skozi celoten trajnostni test

Ventil številka 1 je imel najbolj podoben potek obratovanja kot ventil številka 3. Na koncu je ventil številka 1 začel dosegati manjše tlake kot ostali, razlog za to je bil neznan. Lahko je bil vzrok trenje med

mehanskimi deli v konstrukciji. Na primer: očesna spoja na delovnem hidravličnem valju in sorniki na konstrukciji so imeli večje torne razmere kot na začetku testiranja. To ni posledica nepravilnega delovanja ventila, ampak same konstrukcije in vpetja stopalke na delovni hidravlični valj ter preizkuševališča. Na koncu trajnostnega testa so bile izvedene še meritve za daljši cikel 3,8 sekunde. Vsi ventili so dosegali največje izhodne tlake in tako opravljali svojo funkcijo.

6 Zaključki

- ▶ Zasnovali smo preizkuševališče za trajnostni test petih zavornih ventilov in stopalk.
- ▶ Pokazali smo, da je vseh pet ventilov opravilo 1003 ure testiranja in izvedlo 1 404 096 ciklov brez okvar. Po preračunu glede na standard SIST-ISO 13849-1 smo dokazali, da je najmanjši srednji čas do okvare ventilov 880 let po predpostavki, da na dan izvedejo 10 polnih zaviranj. Ker smo izvajali pospešen test, smo naredili izračune glede na opravljene cikle, ni pa bilo mogoče upoštevati staranja tesnil in ostalih morebitnih okvar zaradi staranja.
- ▶ Izmerili smo delovne tlake, ki niso bili manjši od najmanjših dovoljenih. Notranje puščanje je bilo zanemarljivo. Čistočo smo v povprečju vzdrževali na 16/13/9.
- ▶ Vsi ventili še vedno izpolnjujejo pogoje za opravljanje svoje funkcije in s tem izvajanje varnostne funkcije.

Z izvedbo pospešenega trajnostnega testa smo prikazali realne obratovalne razmere na zavornih ventilih in stopalkah. Celovit doprinos predstavljene raziskave je konservativna ocena srednjega časa do okvare sklopa zavornega ventila s stopalkami, ki izvaja funkcijo zaviranja. Zahvaljujemo se proizvajalcu hidravličnih zavornih ventilov Poclain Hydraulics za pomoč in podporo pri projektu ter sodelavcem v Laboratoriju za fluidno tehniko, še posebej Roku Jelovčanu.

Viri

- [1] SIST EN ISO 13849-1:2016: Varnost strojev – Z varnostjo povezani deli krmilnih sistemov – 1. del: Splošna načela za načrtovanje.
- [2] Pezdarnik, J., Majdič, F.: Pogonsko-krmilna hidravlika, Zapiski za predavanja – RRP del hidravlika, Ljubljana 2012.
- [3] Hydraulic brake valves, V katalogu MICO. Dostopno na: <https://www.mico.com/sites/default/files/document-pdfs/84466001Hydraulic%20Brake%20Valves.pdf>.
- [4] VB brake valves, V katalogu Poclain hydraulics. Dostopno na: https://www.poclain-hydraulics.com/_upload/ressources/media/pdf/A06604D.pdf.
- [5] Austin, B. B.: Errors in Practical Measurement. A Wiley-Interscience publication, New York, 1978.
- [6] Yunxia, C.: Copuling behaviour between adhesive and abrasive wear mechanism of aero-hydraulic spool valves, Chinese Journal of Aeronautics 29 (2015), str. 1119-1131.

Mean time to failure of hydraulic brake valves

Abstract:

Nowadays, great emphasis is put on safety and reliability for machines and devices. One of the newer standards for safety of machines and devices is SIST EN ISO 13849-1. A more important topic in this standard is the determination of the mean time to failure of a component or an entire device. The objective for the task is to determine mean time to failure (MTTF) of the hydraulic brake valve. Valve is a key element in a braking system for heavy-duty machines. Since a valve is also a safety part of the control system, its potential failure will result in a hazardous situation for people. Therefore it is necessary to prove analytically and experimentally the useful time of the brake valve. A sustainable test was carried out. After 1000 hours of testing, the test was stopped and the mean time to failure of the valve was calculated. None of the valves failed during testing.

Keywords:

hydraulic brake valve, mean time to failure (MTTF), reliability, safety function, pedal, test station, outlet working pressure