

RAZVOJ DVOPOTNEGA TOKOVNEGA VENTILA S TLAČNIM KOMPENZATORJEM - 1. DEL

Jaka Čadež, Anže Čelik

Izvleček:

Dvopotni tokovni ventil s tlačnim kompenzatorjem predstavlja v hidravliki člen, ki omogoča kontroliranje količine toka fluida (tj. pretoka), posledično pa tudi hitrosti izvršilnih elementov. Omenjeno funkcionalnost je sicer mogoče doseči tudi s črpalko z nastavljivo iztisnino, vendar je z uporabo namenskega ventila to mogoče izvesti precej enostavneje. Tovrstni ventil ima vgrajen tlačni kompenzator, ki vzdržuje konstanten padec tlaka (med vhodno in izhodno stranjo ventila), posledično pa se z nastavljivimi režami določa potrebna količina pretoka.

V prispevku je prikazan postopek razvoja dvopotnega ventila s tlačnim kompenzatorjem. Glede na ciljno področje uporabe (mobilne aplikacije) se za tovrstni ventil zahteva visok delovni tlak (do 500 barov) pri predpisanem nazivnem pretoku (do 100 l/min). Pri tovrstnih aplikacijah so želene stabilnost delovanja v celotnem področju obratovanja in nizke energijske izgube v ventilu.

Uvodoma sta predstavljena osnovni princip delovanja dvopotnega tokovnega ventila s tlačnim kompenzatorjem in tipičen primer vgradnje. Nadalje so prikazani teoretične osnove tokovnega ventila, razvojne aktivnosti na ključnih detajlih ter koraki do njihove optimizacije.

Eksperimentalno izmerjene karakteristike dvopotnega tokovnega ventila so v nadaljevanju primerjane z rezultati simulacij. Začetno neujemanje je bilo vzrok za podrobnejšo analizo obstoječega koncepta. Dodatna razvojna iteracija je odpravila pomanjkljivosti na ventilu, ponovna primerjava med eksperimentalnim in numeričnim pristopom pa je pokazala precej boljše ujemanje rezultatov oz. karakteristik dvopotnega tokovnega ventila.

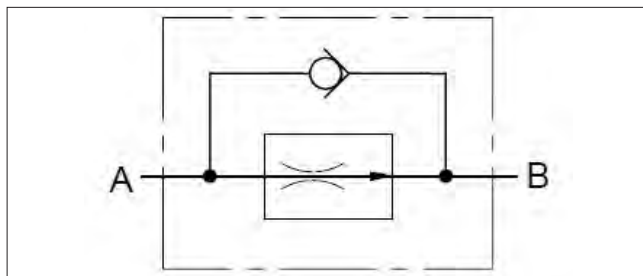
Na osnovi uspešnega razvoja osnovne funkcije dvopotnega tokovnega ventila s tlačnim kompenzatorjem bo slednja razširjena na celotno družino tokovnih ventilov (tj. za različne nazivne pretoke).

Ključne besede:

hidravlika, tlačni kompenzator, tokovni ventil, padec tlaka, razvoj, simulacije

1 Uvod

V hidravliki je zelo pomembno, da lahko nastavljammo oziroma reguliramo hitrost končnega porabnika



Slika 1: Simbol dvopotnega tokovnega ventila s tlačnim kompenzatorjem

Jaka Čadež, dipl. inž., mag. Anže Čelik, univ. dipl. inž., oba Poclain Hydraulics, d. o. o., Žiri

v hidravličnem sistemu. Največkrat sta to hidravlični valj ali hidravlični motor. Zato v ta namen uporabimo tokovni ventil.

Tokovne ventile delimo na dve osnovni veji:

- ▶ tokovni ventili brez kompenzacije tlaka in
- ▶ tokovni ventili s kompenzacijo tlaka (tlačni kompenzator).

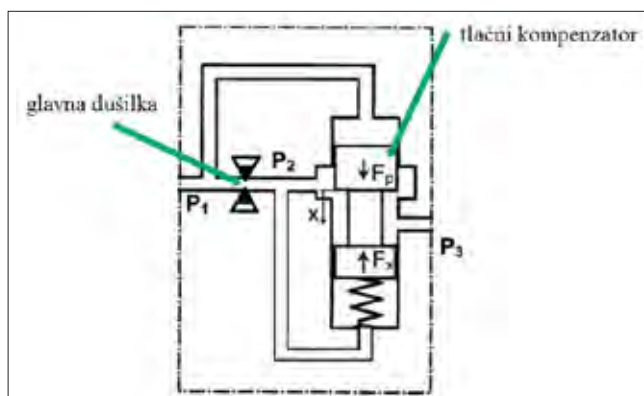
Ker je za hidravlične sisteme skoraj vedno značilna razlika tlakov, lahko hitrost končnega porabnika reguliramo z ventilom, ki vsebuje tlačni kompenzator.

V praksi bi lahko namesto tokovnega ventila uporabili tudi hidravlično črpalko z nastavljivo iztisnino, vendar je bolj praktično uporabiti črpalko s konstantno iztisnino in tokovni ventil.

Članek temelji na diplomskem delu [4], iz katerega so povzeti nekateri potrebni podatki za predstavitev razvoja dvopotnega tokovnega ventila s tlačnim kompenzatorjem.

1.1 Princip delovanja

Tokovni ventil s tlačno kompenzacijo (slika 2) deluje na sledečem principu: sila vzmeti (F_x) in sila zaradi razlike tlakov $p_1 - p_2$ (F_p) delujeta na krmilni bat, ki ga imenujemo tlačni kompenzator oziroma tlačna tehnica. Omenjeni sili pozicionirata krmilni bat v določeni legi. Funkcija tlačnega kompenzatorja je, da ohranja konstanten padec tlaka preko glavne dušilke oziroma zaslonke. Običajna vrednost razlike tlakov (Δp_t) je med 4 in 10 bar. V začetni legi bata ta razlika tlakov proizvaja silo, ki je enaka sili vzmeti ($F_p = F_x$).



Slika 2 : Tokovni ventil s tlačnim kompenzatorjem [2]

V primeru povišanja razlike tlakov v sistemu ($p_1 - p_2 > \Delta p_t$) se zviša tudi pretok kapljevine. Krmilni bat se pomakne v smeri zmanjšanja preseka efektivne površine, skozi katero se pretaka kapljevina. Pretok in razlika tlakov se na glavni dušilki zmanjšata, ventil pa se postavi v ravnotežno stanje ($p_1 - p_2 = \Delta p_t$).

Obratno pa je v primeru zmanjšanja razlike tlakov ($p_1 - p_2 < \Delta p_t$), saj se zmanjša tudi pretok kapljevine. V tem primeru je sila vzmeti večja od sile tlaka, zato se krmilni bat pomakne v položaj, v katerem omogoči največjo možno odprtino za pretok kapljevine.

1.2 Primer vgradnje

Slika 3 predstavlja poenostavljen prikaz vgradnje tokovnega ventila s tlačnim kompenzatorjem. V tem primeru gre za regulacijo pretoka na vhodni strani hidravličnega valja. Tokovni ventil zagotavlja konstantno gibanje hidravličnega valja, ne glede na velikost bremena.

Če teoretično ozadje povežemo s prakso, bi si lahko predstavljali dvigalo, ki dviga različno težka bremena. V primeru težkega bremena se tlak poveča, hkrati pa se zmanjša razlika tlakov, kar pomeni, da se površine za pretok kapljevine bolj odprejo. Obratno velja za dviganje lažjih bremen.

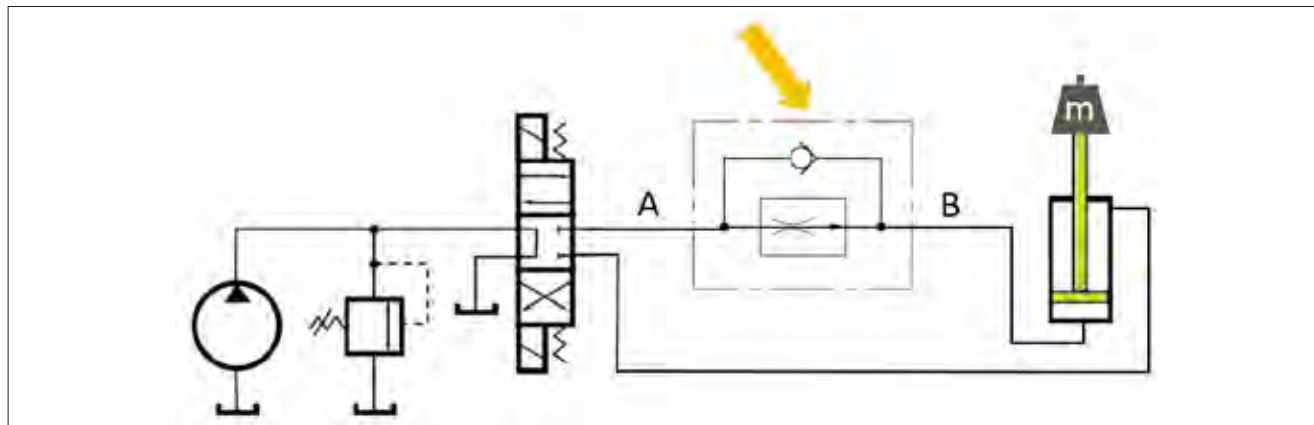
2 Teoretične osnove

2.1 Pretakanje skozi dušilke in zaslonke

Pri pretakanju kapljevine skozi različne zaslonke oziroma dušilke se pojavljajo spremembe parametrov kapljevine. Glavni parametri pri obravnavanju kapljevine v hidravliki so: pretok, hitrost ter razlika tlakov.

Volumski pretok kapljevine je v splošnem volumen kapljevine, ki preteče na časovno enoto skozi določen presek. V primeru tokovnega ventila pa se s pretokom določi hitrost porabnika. Slednji je v hidravliki največkrat hidravlični valj ali motor. Pretok, ki ga generira hidravlična črpalka, je konstanten skozi tokovni ventil. Spreminja se presek, skozi katerega teče kapljevina. Posledično je razlika tlakov vedno konstantna.

Hitrost pri pretakanju kapljevine skozi ventil je odvisna predvsem od preseka površine, skozi katero teče kapljevina. Manjši kot je presek površine, večja je hitrost kapljevine. To je mogoče opisati na primeru, s katerim se pogosto srečamo v vsakdanjem življenju: zalivanje vrta ali pranje avtomobila z vrtno cevjo. Ko odpremo vodo, ta teče iz cevi z določeno



Slika 3 : Primer vgradnje tokovnega ventila v odprtem hidravličnem tokokrogu

hitrostjo. Če želimo hitrost vode povečati, s prstom nekoliko pripremo odprtino cevi. S tem zmanjšamo presek odprtine cevi, hitrost vode pa naraste. Posledično je tudi domet vodnega curka daljši.

Tudi pri tokovnem ventilu je podobno. Krmilni bat s svojim aksialnim pomikanjem spreminja velikost preseka površine, s tem pa se spreminjata tlak in hitrost kapljevine.

Tlačni padec ali razliko tlakov lahko definiramo kot razliko med dvema točkama, preko katerih prehaja kapljevina.

Na razliko tlakov najbolj vplivajo:

- ▶ nenadna sprememba geometrije,
- ▶ vrsta kapljevine,
- ▶ temperatura kapljevine,
- ▶ pretok kapljevine,
- ▶ trenje med kapljevino in površino idr.

Tlačni padec je v hidravliki dokaj kritičen element in ga moramo zato dobro poznati pri konstruiranju ventilov. Če poznamo tlačne padce, lahko zagotovimo, da izberemo ustrezne ventile in druge komponente za doseganje zahtev sistema.

Če povzamemo našete primere, na spremembo tlaka vpliva vse, kar »ovira« kapljevino, da bi enostavno potovala skozi ventil ali katere koli druge hidravlične sestavine

2.1.1 Dušilke

Dušilke so elementi, ki se uporabljajo na različnih področjih tehnike. Njihova glavna funkcija je, da omejijo pretok kapljevine (pri podanem/razpoložljivem tlaku) v sistemu. V enačbi (1) za preračun pretoka skozi dušilko bomo v nadaljevanju opazili, da v njej nastopa viskoznost kapljevine (η). To pomeni, da je pretok skozi dušilko odvisen od viskoznosti.

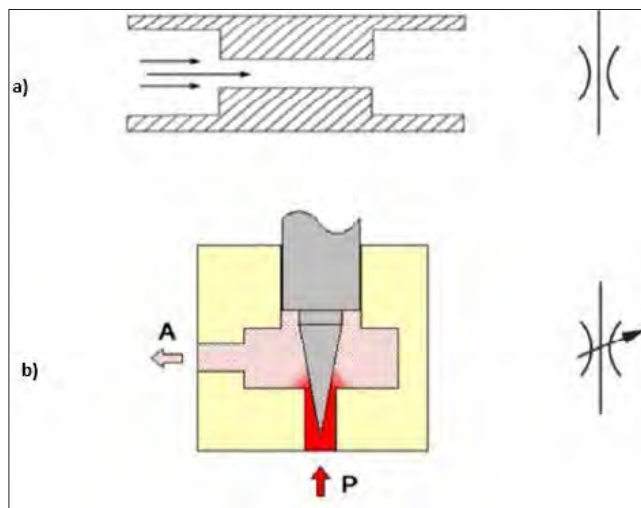
$$Q = \frac{\pi \cdot r^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p \quad (1)$$

V primerjavi z zaslonkami, ki jih bomo opisali v naslednjem poglavju, imajo dušilke mnogo manjši premer glede na dolžino ($d \ll l$).

Dušilke lahko razdelimo v dve kategoriji (slika 4):

- ▶ nenastavljive dušilke,
- ▶ nastavljive dušilke.

Z dušilkami v hidravličnih sistemih dosežemo porabo hidravlične energije, s katero posledično kontroliramo pretok, ki ga generira hidravlična črpalka. Dušilke so zelo velik porabnik energije, kar si v hidravliki najmanj želimo. Zaradi velike porabe energije pa se komponente lahko začnejo tudi pregrevati, v najslabšem primeru lahko pride tudi do njihovih poškodb.



Slika 4 : Shema in simbol nenastavljive (a) in nastavljive dušilke (b)

2.1.2 Zaslonke

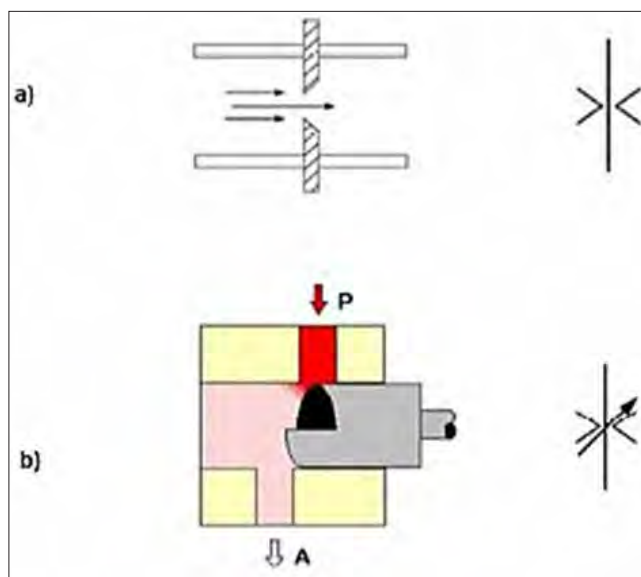
Zaslonke so elementi, ki so funkcijsko podobno opredeljeni kot dušilke. Omejujejo pretok kapljevine v sistemu oziroma ventilu.

V nasprotju z dušilkami pa zaslonke niso odvisne od viskoznosti. To nam pojasnjuje tudi enačba za izračun pretoka skozi zaslonko, ki jo bomo spoznali v naslednjih poglavjih.

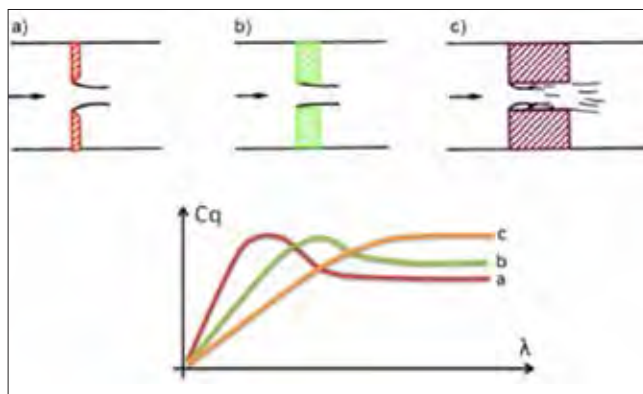
Če primerjamo zaslonke z dušilkami glede dimenzij, imajo mnogo večji premer glede na dolžino ($d \gg l$).

Tudi zaslonke razdelimo v dve skupini (slika 5):

- ▶ nenastavljive,
- ▶ nastavljive.



Slika 5 : Shema in simbol nenastavljive (a) in nastavljive zaslonke (b) [1]



Slika 6 : Karakteristika $C_q - \lambda$ [5]

V splošnem tok tekočine skozi (fiksno ali variabilno) dušilko oz. zaslonko popisuje Bernoullijeva enačba, ki povezuje tok fluida in tlačni padec:

$$Q = A \cdot v = C_q \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

pri tem se koeficienti v , A , C_q , Δp in ρ nanašajo na hitrost fluida, presek dušilke, koeficient pretoka, tlačni padec in gostoto fluida.

Koeficient pretoka C_q je brezdimenzijsko število in predstavlja hidravlični izkoristek komponente; C_q je odvisen od lokalne geometrije. Koeficient pretoka ima v turbulentnem področju (večinoma) konstantno vrednost (tj. pri visokih tokovnih številih λ); v področju laminarnega toka pa se linearno povečuje s povečevanjem tokovnega števila. Slika 6 prikazuje odvisnost koeficienta pretoka v odvisnosti od tokovnega števila, in sicer za tri različne tipe dušilk (tj. a – zaslonka, b in c – dušilki).

V praksi je tako, da imamo pri konstruiranju novega izdelka podane zahteve kupca oziroma naročnika. Glede na podane parametre izračunamo preostale (tj. nepoznane) in tako lahko začnemo konstruirati izdelek. Pri tem si pomagamo z osnovnimi enačbami. To je približen preračun, ki nam omogoča, da sploh vemo, kje začeti. Za bolj natančno določanje parametrov pa uporabljamo računalniško programsko opremo, ki nam nudi izvajanje različnih analiz in preračunov.

Tudi v našem primeru, to je pri razvoju tokovnega ventila, smo se držali istih korakov. Najprej preračunamo parametre s pomočjo enačb, v drugem delu pa z računalniško opremo dokončno določimo vse parametre, ki najbolj ustrezajo zahtevam ventila.

2.2 Notranje puščanje skozi kolobarjasto režo

Notranje puščanje [3] je na področju hidravlike nezogibno. Notranje puščanje hidravlične kapljevine

poteka skozi režo, ki jo tvorita dva elementa. Ta pojav v današnjem času pogostejše obravnavamo, saj vpliva na izkoristek hidravlične sestavine.

Reže oziroma ohlapi, ki se pojavljajo med elementi, so zaradi:

- ▶ geometrijske oblike elementov (odstopanje od idealnih oblik),
- ▶ temperaturnih raztezanj elementov (različne temperature delovanja hidravličnih sestavin),
- ▶ medsebojnega gibanja elementov.

V našem primeru bomo obravnavali notranje puščanje na delu med sedežem in notranjim batom. Tu gre za notranje puščanje skozi kolobarjasto režo med batom (notranji bat) in izvrtino (sedež).

Za preračun toka notranjega puščanja v kolobarjasti reži uporabimo enačbo (3), ki med drugim zajema tudi vpliv izsrednosti [3]:

$$Q_L = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot D_{sr} \cdot s^3}{12 \cdot \rho \cdot v \cdot L} \cdot \left[1 + 1,5 \cdot \left(\frac{e}{s} \right)^2 \right] \quad (3)$$

Za popolnoma centrično lego bata ($e = 0$) velja enačba (4):

$$Q_L = \frac{0,2618 \cdot \Delta p \cdot D_{sr} \cdot s^3}{\rho \cdot v \cdot L} \quad (4)$$

Za izsredno lego bata ($e = s$) pa velja enačba (5):

$$Q_L = \frac{0,2618 \cdot \Delta p \cdot D_{sr} \cdot s^3}{\rho \cdot v \cdot L} \cdot 2,5 \quad (5)$$

Pred začetkom preračuna toka notranjega puščanja pa moramo izračunati še velikost reže in srednji premer. Za srednji premer vzamemo vrednost imenske vrednosti sedeža oziroma notranjega bata.

Velikost največje reže izračunamo po enačbi (6):

$$s_{maks} = \frac{D_{s,maks} - D_{nb,min}}{2} \quad (6)$$

Velikost najmanjše reže izračunamo po enačbi (7):

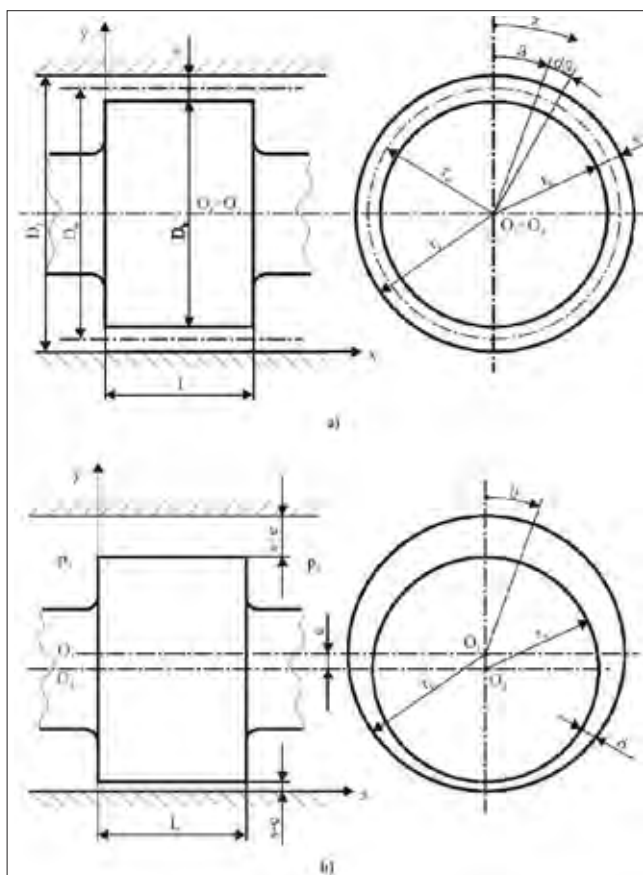
$$s_{min} = \frac{D_{s,min} - D_{nb,maks}}{2} \quad (7)$$

Pri tem preračunu je pomembno, da se upoštevajo oziroma predpostavljajo [3]:

- ▶ nestisljiva kapljevina,
- ▶ nespremenljiva gostota pri toku skozi režo,
- ▶ nespremenljiva kinematična viskoznost pri toku skozi režo,
- ▶ laminarni tok in
- ▶ vzporedne tokovnice.

V primeru puščanja skozi kolobarjasto režo sta možna dva scenarija (slika 7):

- ▶ centrična lega bata glede na izvrtino,
- ▶ izsredna lega bata glede na izvrtino.



Slika 7 : Centrična postavitev (a) in izsredna postavitev (b) bata glede na izvrtino [3]

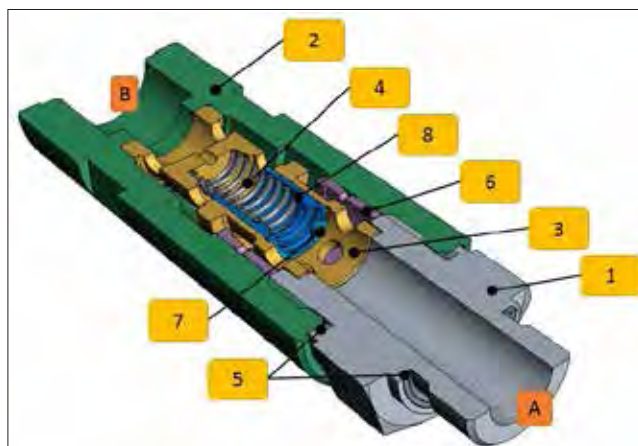
3 Potek razvoja

3.1 Metodologija raziskave

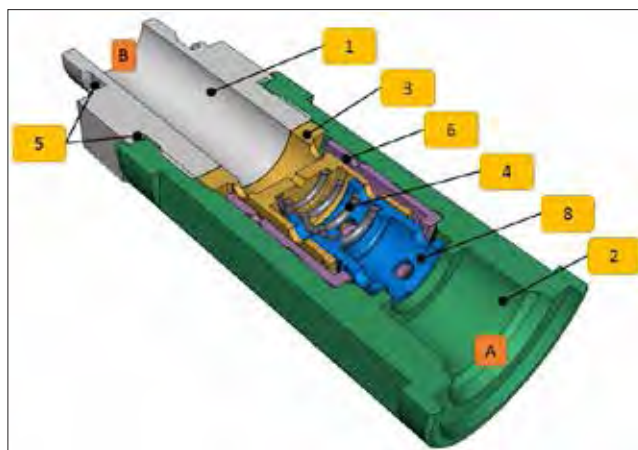
Razvoj smo začeli na osnovi tokovnih ventilov, ki so že dostopni na tržišču, in koncepta, ki je bil delno že narejen v podjetju. Po analiziranju vseh izhodiščnih idej smo se odločili, da začnemo ventil konstruirati od začetka, ohranili pa smo idejo koncepta (slika 8).

Prikazane komponente so sledeče: priključek (1), ohišje (2), zunanji bat (3), vzmet (4), tesnilo (5), bat s protipovratno funkcijo (6), vskočnik (7) in notranji bat (8).

Kot izhodišče za dvopotni tokovni ventil se uporablja kombinacija batov, ki omogočajo nastavljanje pretočne reže kapljevine in funkcijo protipovratnega ventila. Da smo koncept ventila izboljšali, smo se izognili uporabi vskočnika za pozicioniranje notranjega bata (težavno tudi v fazi montaže), hkrati pa so komponente bolj toge, saj je predvideno, da



Slika 8 : Prerezna slika začetnega CAD-modela tokovnega ventila



Slika 9 : Prerezna slika CAD-modela tokovnega ventila

bo ventil deloval v sistemih z višjimi tlaki (do 500 barov).

Končna oblika dvopotnega tokovnega ventila s tlačnim kompenzatorjem je prikazana na spodnji sliki (slika 9). Ventil vsebuje 7 sestavnih delov, ki so med seboj funkcijsko povezani.

3.2 Digitalni model in njegova validacija

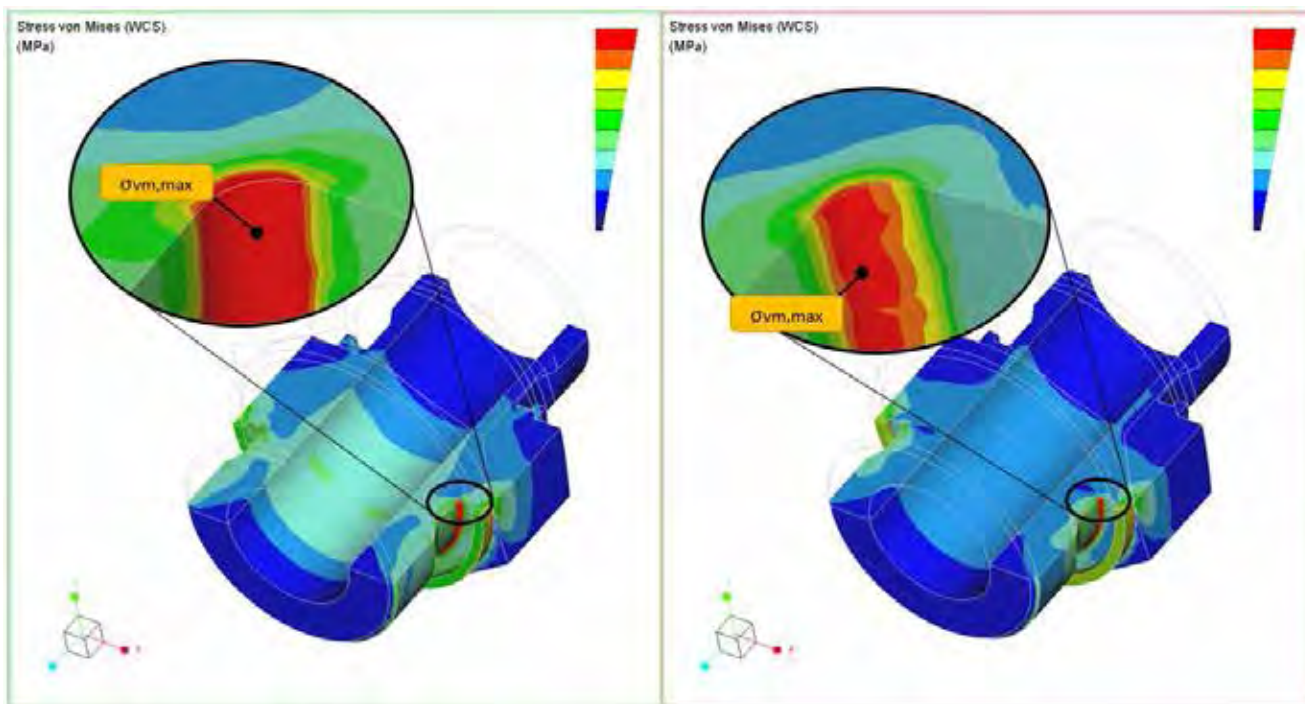
Dobršen del korakov razvojnega procesa (tj. od začetne ideje oz. koncepta naprej) poteka v t. i. virtualnem okolju, kjer se ustvarja virtualni (CAD) model. Slednji je namenjen vizualizaciji produkta samega, vrednotenju idejnih zasnov, izdelavi delavniških risb ... ter tudi virtualni validaciji (oz. simulaciji) produkta in njegovih sestavnih delov.

Slika 9 prikazuje CAD-model tokovnega ventila z označenimi pozicijami sestavnih delov. Model je v prvi vrsti uporabljen za vizualizacijo osnovne funkcionalnosti tokovnega ventila kakor tudi za izvedbo različnih numeričnih simulacij in analitičnih izračunov.

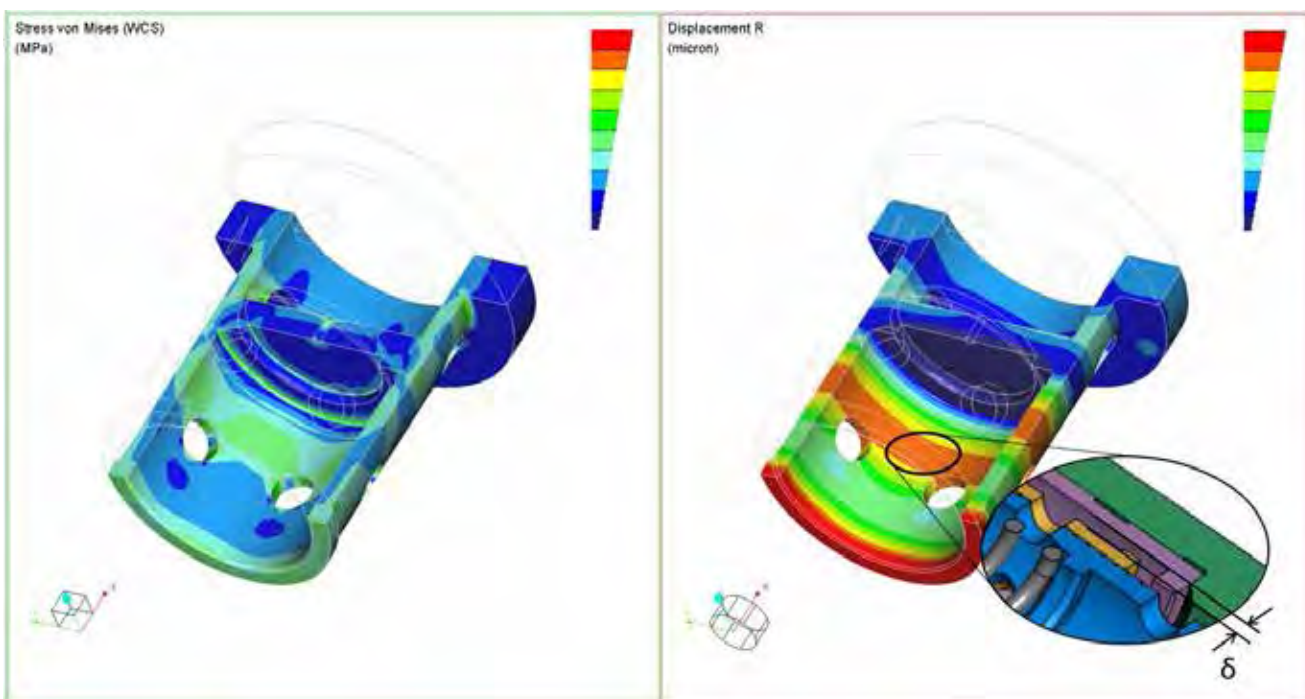
3.2.1 Trdnostne analize

Simulacije na osnovi metode končnih elementov (MKE) smo v danem primeru uporabili že v fazi idejne zasnove produkta, s čimer smo potrdili oz. ovrgli določeno geometrijsko rešitev (ki npr. trdnostno ne ustreza zahtevanim pogojem glede dopustnih napetosti in posledično življenjske dobe izdelka).

Prav vsak (nestandardni¹) sestavni del tokovnega ventila smo vrednotili na osnovi MKE-analize. Ob ustrezni uporabi omenjenega simulacijskega pristopa se je mogoče izogniti nepotrebnim ter (časovno in stroškovno) potratnim testiranjem idejnih zasnov oz. prototipov. Eksperimentalni pristop je vsekakor še vedno nujen, a le za potrebe končne validacije izdelka.



Slika 10 : Von Misesove napetosti za različen tip obremenitve



Slika 11 : Von Misesove napetosti (levo) in radialni pomiki (desno)

¹ Pod pojmom nestandarden je mišljen sestavni del, ki ga ni mogoče prosto kupiti na tržišču.

► Priključek (poz. 1)

Velikost in tip obremenitev na priključku sta odvisna od načina obremenjevanja. Slednji zajema vpliv tlaka, momenta zatezanja in spenjalne sile. *Slika 10* prikazuje von Misesove napetosti za različen tip obremenitve. Lokalno se pojavijo koncentracije napetosti, ki pa ne presežejo dopustnih napetosti.

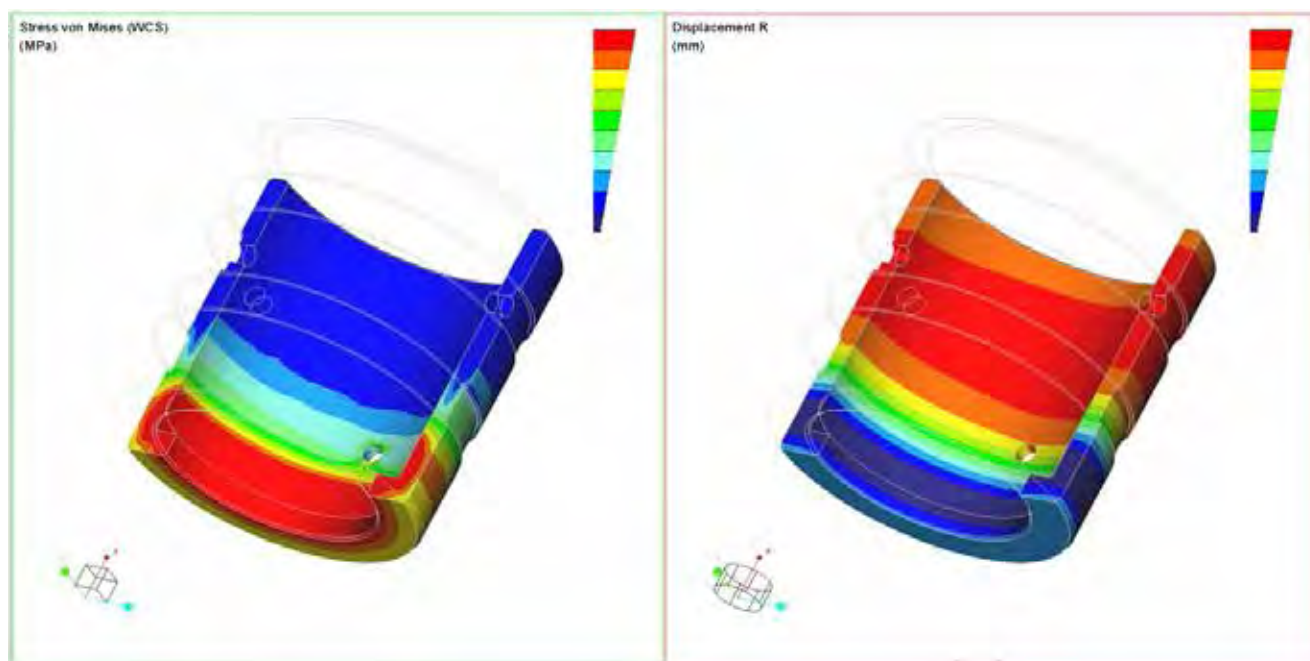
► Sedež (poz. 3)

Slika 11 prikazuje von Misesove napetosti (levo) in radialne pomike (desno) za obremenitveni primer

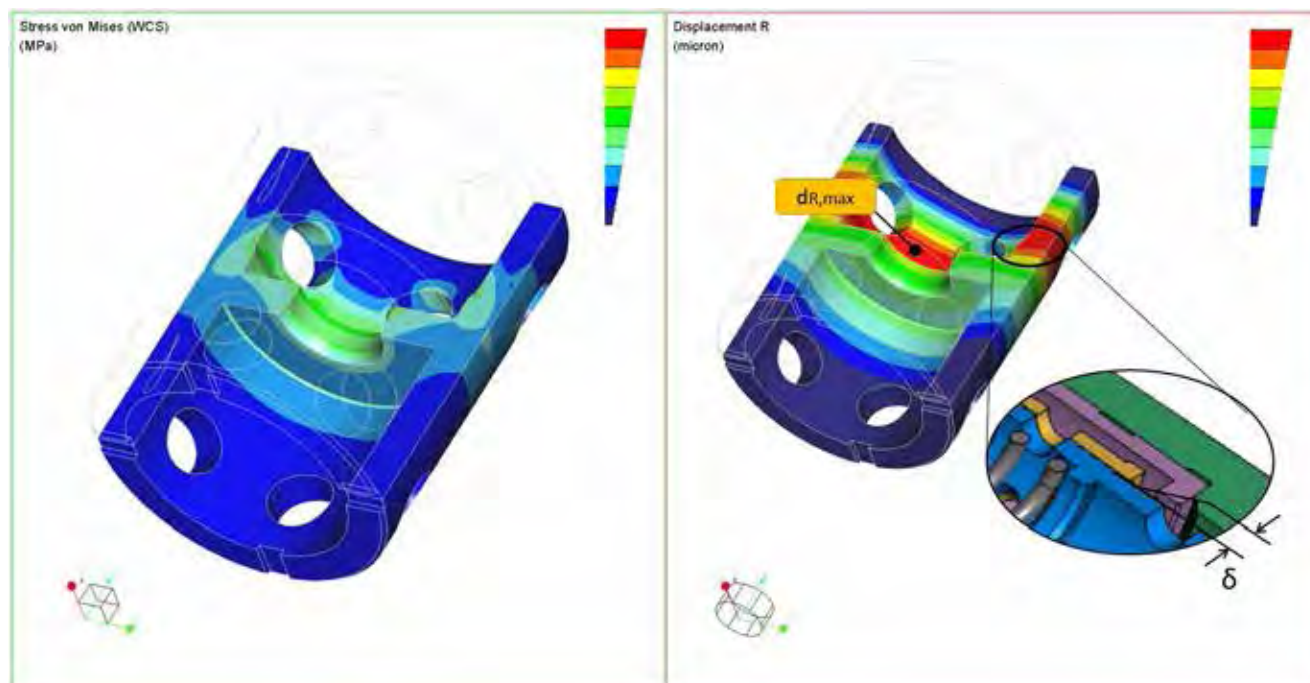
maksimalne tlačne razlike. Maksimalne napetosti nikjer na modelu ne presežejo dopustnih napetosti. Prav tako tudi radialni pomiki niso kritični z ozirom na velikost reže v kontaktu s sosednjim elementom.

► Bat (poz. 6)

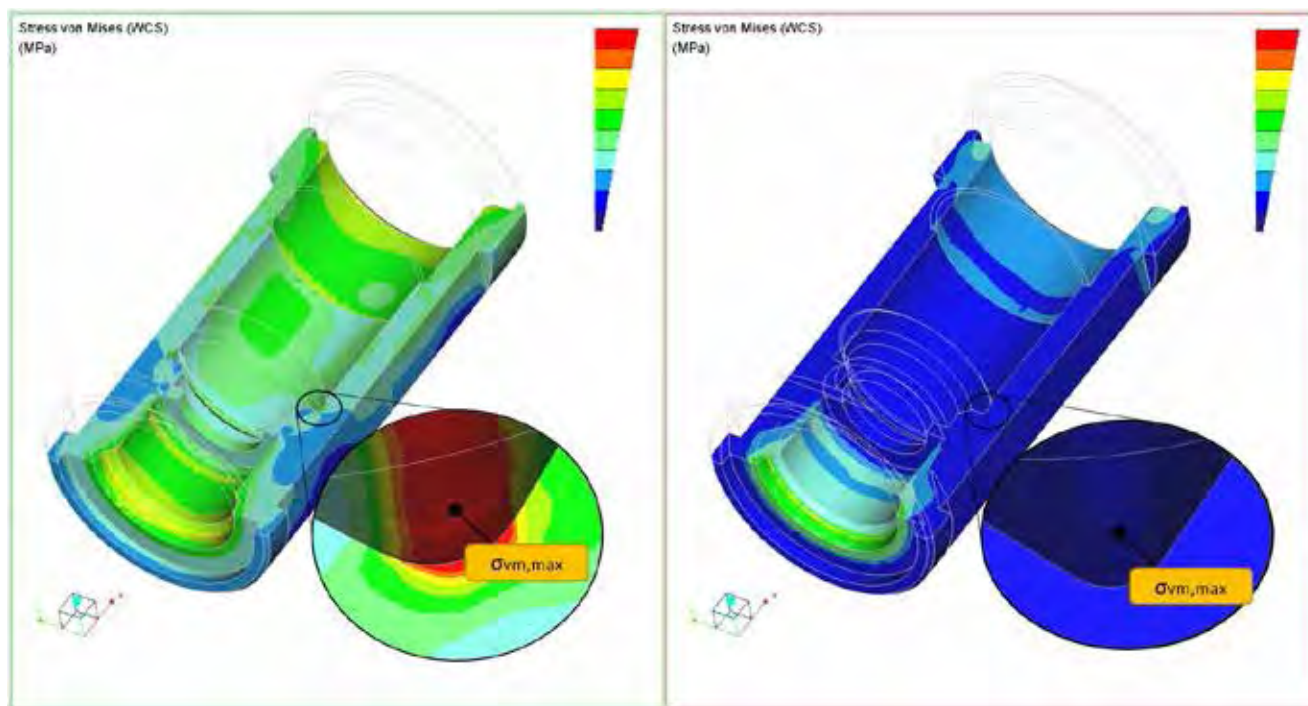
Slika 12 von Misesove napetosti (levo) in radialni pomiki (desno) za obremenitveni primer maksimalne tlačne razlike. Maksimalne napetosti se sicer precej približajo dopustni napetosti, a je nikjer na modelu ne presežejo. Prav tako tudi radialni pomiki niso kritični z ozirom na velikost reže v kontaktu s sosednjim elementom.



Slika 12 : Von Misesove napetosti (levo) in radialni pomiki (desno)



Slika 13 : Von Misesove napetosti (levo) in radialni pomiki (desno)



Slika 14 : Von Misesove napetosti za različen tip obremenitve

► Bat (poz. 8)

Slika 13 prikazuje von Misesove napetosti (levo) in radialne pomike (desno) za obremenitveni primer maksimalne tlačne razlike. Tudi v danem primeru maksimalne tlačne razlike nikjer na modelu ne presežejo dopustnih napetosti. Prav tako tudi radialni pomiki niso kritični z ozirom na velikost reže v kontaktu s sosednjim elementom.

► Ohišje (poz. 2)

Tudi v danem primeru sta velikost in tip obreme-

nitev na ohišju odvisna od načina obremenjevanja. Slednji zajema vpliv tlaka, momenta zatezanja in spenjalne sile. Slika 14 prikazuje von Misesove napetosti za različen tip obremenitve. Lokalno se pojavijo koncentracije napetosti, ki pa ne presežejo dopustnih napetosti.

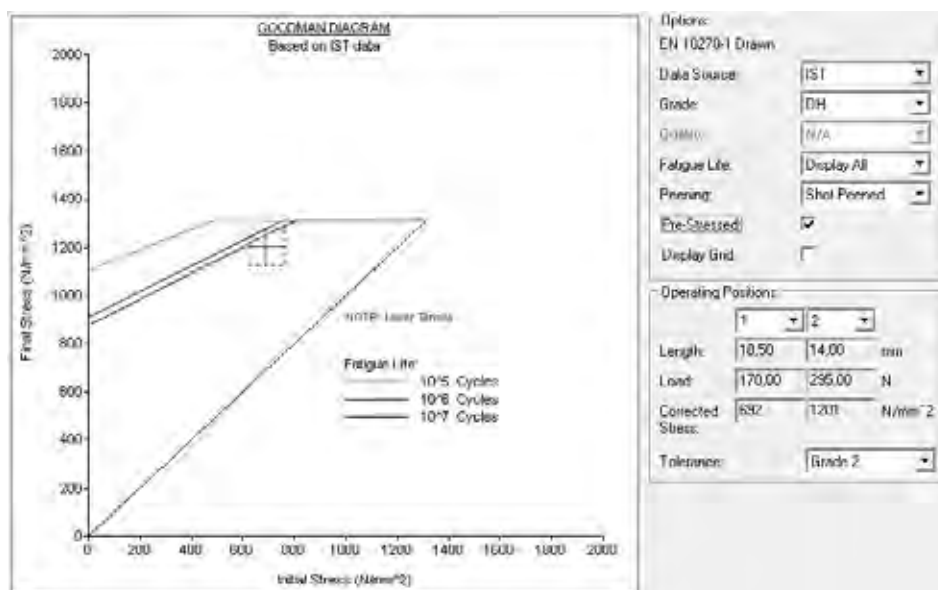
3.2.2 Analitični izračuni

Za določene komponente (standardnih oblik) obstajajo standardizirani preračuni, in sicer v skladu z veljavnimi standardi. Takšen primer (analitičnega) preračuna je cilindrična tlačna vzmet, katere enačbe so podane v EN 13906-1. Prav tako se tudi strižne razmere v navojih preračunavajo po poenostavljenih enačbah statike.

► Vzmet (poz. 4)

Vhodni podatki za preračun cilindrične tlačne vzmeti se navadno nanašajo na razpoložljiv prostor, želeno karakteristiko vzmeti (sile, gibi) ter material.

Slika 15 prikazuje (Goodmanov) diagram dinamičnih obremenitev, in sicer med predpisanim gibom



Slika 15 : (Goodmanov) diagram dinamičnih obremenitev

OUTPUT			
Thread data			
M-P (d1)	40 mm	active diameter	
A_shear	1382.301 mm ²	shear area	
Material data			
t_allow	320 N/mm ²	allowable shear stress	
Load data			
F_pressure	19782.22 N	pressure force	
Final check			
tau_shear	63.02399 N/mm ²	<	320 N/mm ²
	189.072 N/mm ²	<	320 N/mm ²
	OK		

Strength of Screw Plug

When screw plug MSW30 is to bear an impact load, allowable load P should be determined. (The materials of MSW30 are S45C, 34 to 43 HRC, tensile strength σ_t 65kgf/mm².)

If M S W is shown at a spot within the root diameter section and is broken, allowable load P can be calculated as shown below.

Allowable Load $P = \tau t \times A$

$= 3.9 \times 107.4$

$= 4190 [\text{kgf}]$

Find the allowable shearing force base on the core diameter of female thread if a tap is made of soft material.

Area $A = \text{Root Diameter } d_1 \times \pi \times L$
(Root Diameter $d_1 = M - P$)

$A = (M - P) \pi L = (30 - 1.5) \pi \times 12$
 $= 1074 [\text{mm}^2]$

Yield Stress $= 0.9 \times \text{Tensile Strength } \sigma_b = 0.9 \times 65 = 58.2$

Shearing Stress $= 0.8 \times \text{Yield Stress}$
 $= 46.6$

Allowable Shearing Stress $\tau_t = \text{Shearing Stress} / \text{Safety Factor} 12$
 $= 46.6 / 12 = 3.9 [\text{kgf/mm}^2]$

Slika 16 : Rezultati preračuna

vzmeti. Dobljene (korigirane) napetosti je mogoče nadalje vrednotiti glede na življenjsko dobo vzmeti.

- Priključek (poz. 1)

V danem primeru se analitični preračun nanaša na preračun strižnih napetosti v navojih. Pri tem se predpostavlja enakomerna porazdelitev strižnih napetosti (predvsem zaradi lažje izvedbe preračuna). Rezultat preračuna prikazuje *slika 16*.

Literatura

- [1] Poclain Hydraulics: Valve technologies. PH Training center, 2017.
- [2] M. Galal Rabie: Fluid Power Engineering. McGraw Hill Professional, New York, 2009.
- [3] J. Pezdinik: Tok skozi reže v hidravličnih sestavinah. Strojniški vestnik 5 (2001).
- [4] J. Čadež: Razvoj dvopotnega tokovnega ventila s tlačnim kompenzatorjem: diplomska naloga visokošolskega študija. Ljubljana, 2018.
- [5] AMEHelp, rev. 15 SL1

Development of two-way pressure compensated flow control valve

Abstract:

In the field of oil hydraulics, a two-way pressure compensated flow control valve represent a device for control of fluid flow and consequently, for control of a speed of executive elements. The same functionality is possible to achieve also thanks to a variable displacement pump; however, using two-way pressure compensated flow control valve, it is much simpler to achieve such a functionality. A valve of this kind has in-built pressure compensator, which keep pressure drop constant regardless of inlet flow rate; the latter is regulated via variable orifice.

The paper shows development procedure of two-way pressure compensated flow control valve. Referring to the target markets (e.g. mobile applications, lifting equipment...) it is required that such a valve operate at high pressure level (up to 500 bar) and at given nominal flow rate (e.g. 100 l/min). For such applications, it is highly desired to provide stable valve operation in the entire working range as well as low energy losses.

Initially, the basic principle of a two-way pressure compensated flow control valve is introduced and explained. Furthermore, theoretical aspects, development activities on the key details as well as their optimization workflow are presented.

Hereafter, experimentally obtained characteristics of a two-way pressure compensated flow control valve are compared with simulation results. Initially, results were not in a good agreement and therefore, deeper analysis was performed to find a root cause. Thus, additional development cycle remedied deficiency on a valve, experimental and simulation results match well, simulation tools are calibrated and also validated to provide reliable results.

Based on prosperous development of two-way pressure compensated flow control valve main function, the later will be further used on entire family.

Keywords:

hydraulics, pressure compensation, flow control valve, pressure drop, development, simulations

... nadaljevanje v Ventilu 25(2019)1