Experimentální Analýza Napětí 2004

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSES OF REASONS FOR CREATING OF PLASTIC DEFORMATIONS IN FIXATIVE SCREWS OF SERVOMOTOR OF THE QUICK OPERATING VALVE IN HYDRO-ELECTRIC POWER PLANT

NUMERICKO-EXPERIMENTÁLNA ANALÝZA PRÍČIN VZNIKU PLASTICKEJ DEFORMÁCIE SKRUTKOVÉHO SPOJA RÝCHLOUZÁVERU VODNEJ ELEKTRÁRNE

František Trebuňa, Jozef Bocko, Peter Trebuňa, Peter Senko, Patrik Šarga[1]

Explanation of creation of plastic deformations in fixative screws of servomotor of the quick operating valve by using experimental as well as analytical and numerical methods is the main idea of this paper. Identification of stresses in screws by strain gauge method was extremally difficult. For this reason the autors proposed the method of determination of stresses in screws by measuring of internal stresses on the cylinder of hydromotor. Animated deformations of the servomotor together with resulting stresses show us the stresses in the screws by which the hydromotor is fixating to beams. By measurement were identified reasons of creation of internal stresses during various execution states and then the stresses in screws were evaluated. The material characteristics of screws and the values of residual deformations (after disassembling) definite determine values of axial forces in screws by which the deformations are caused.

Keywords *Preloaded screw jointing, plastic deformation of screw, tensometry, finite element method*

Úvod

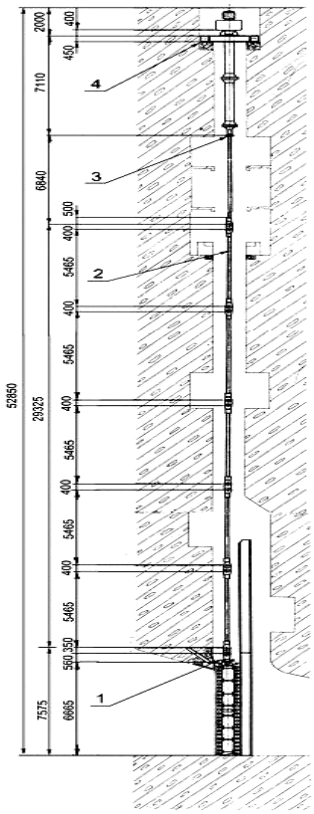
Pri riešení otázok analýzy deformácie tabule rýchlouzáveru bola zo strany prevádzkovateľa vznesená požiadavka určenia príčiny plastických deformácií spojovacích skrutiek upevňujúcich servomotor k nosníkom. Pre analýzu týchto príčin riešiteľský kolektív využil poznatky z riešenia úloh, výsledky ktorých boli obsahom správ [1,2,3] a tieto poznatky navrhol doplniť:

- výpočtom časti uloženia v mieste skrutkového spoja,
- experimentálnym určením časového priebehu zaťaženia.

[1] Prof. Ing. František Trebuňa, CSc., Doc. Ing. Jozef Bocko, CSc., Ing. Ing. Peter Trebuňa, Ing. Peter Senko, Ing. Patrik Šarga: Technical University in Košice, Faculty of Mechanical Engineering, De-partment of Applied Mechanics and Mechatronics, Letná 9, 041 87 Košice, Slovakia, tel.: +421556022462, e-mail: frantisek.trebuna@tuke.sk

Za uvedeným účelom bolo nevyhnutné vykonať nasledovné práce:

- vykonať rozbor namáhania v upevňovacích skrutkách so zohľadnením síl od predpätia,
- vykonať analýzu namáhania skrutkového spoja so zreteľom na možné silové účinky vznikajúce v dôsledku hydrodynamických pomerov a možnosti ich prenosu cez sústavu tiahiel až po prírubu servomotora,
- vykonať animáciu možných deformácií pri hydrodynamickom zaťažení,
- metódou MKP určiť namáhanie v skrutkách a telese servopohonu,
- navrhnúť metodiku experimentálneho overenia namáhania skrutiek pri režimoch, kde tieto extrémne namáhania vznikajú,
- vykonať tenzometrické merania a ich vyhodnotenie,
- analyzovať možné príčiny deformácií skrutiek a prípadne navrhnúť opatrenia na odstránenie resp. zníženie vplyvu týchto príčin.

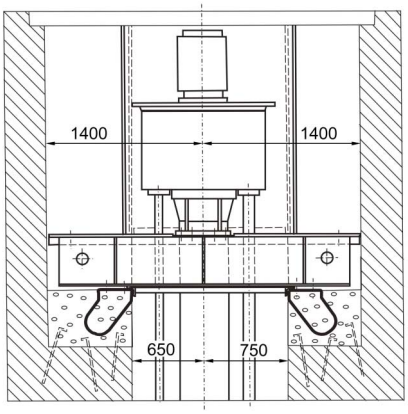


Obr.1 Hlavné časti rýchlouzáveru

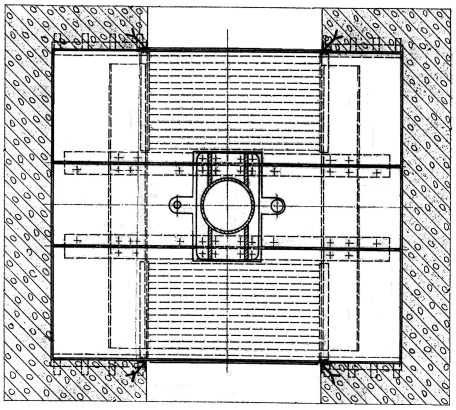
Na obr.1 sú hlavné časti rýchlouzáveru v spustenej polohe na spodný prah – tabuľa rýchlouzáveru 1, závesné tiahla rýchlouzáveru 2, servomotor 3 a nosníky uloženia servomotora 4.

Detail uloženia nosníkov servomotora na oceľovobetónový základ je na obr.2. Na obr. 3 je pôdorys uloženia nosníkov a príruby servomotora. Základné rozmery a tvar príruby servomotora sú na obr. 4.

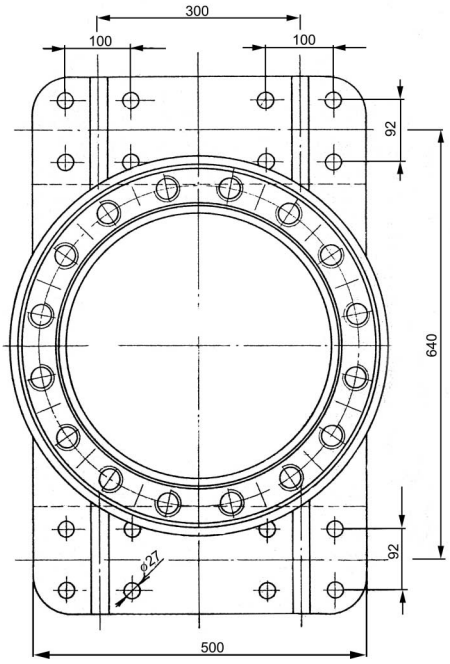
Na obr.5 je skrutka M24 použitá na pripojenie príruby servomotora k nosníkom. V spoji je šestnásť skrutiek. Z fotografie skrutky je zrejmé ako bola skrutka plasticky zdeformovaná v dôsledku namáhania.



Obr.3 Pôdorys uloženia nosníkov pre prírubu servomotora



Obr.2 Pripojenie nosníkov servomotora k základu



Obr.4 Príruba servomotora

Obr.5 Použitá skrutka M24

Posúdenie namáhania skrutky

Z rozboru silových pomerov na závite podľa [4,5] možno konštatovať, že na veľkosť momentu potrebného na prekonanie trenia na závite za súčasného pôsobenia osovej sily, má okrem stredného priemeru závitu, uhlu stúpania, vrcholového uhlu profilu závitu v normálovom reze vplyv aj súčiniteľ trenia.

Pre konkrétny skrutkový spoj zníženie súčiniteľa trenia možno dosiahnuť:

- znížením drsnosti povrchu závitu skrutky aj matice,
- voľbou vhodného materiálu matice s nízkym súčiniteľom trenia na oceľovej skrutke,
- kvalitným mazaním závitu.

Pretože skrutkové spoje sú väčšinou spoje s predpätím, je nevyhnutné uvedené skutočnosti zohľadniť v analýze spoja.

Veľkosť uťahovacieho momentu je aj funkciou pasívnych odporov na dosadacej ploche matice.

Najväčší vplyv na veľkosť predpätia pri dotiahnutí spoja uťahovacím momentom má súčiniteľ trenia f na závite a súčiniteľ trenia f_m na dosadacej ploche matice.

Súčiniteľ trenia f na závite je obsiahnutý v trecom uhle. Nie je možné udať určitú strednú všeobecne platnú hodnotu súčiniteľov trenia f a f_m, aj keď sa jedná o oceľové skrutky s oceľovými maticami dosadajúcimi na oceľové dosadacie plochy. Pri výpočte uťahovacieho momentu pre dosiahnutie určitej hodnoty predpätia sa musí počítať s rozptylom hodnôt f a f_m.

Súčiniteľ trenia f na závite je závislý nielen na drsnosti povrchu závitu, použitom mazive a výskyte nečistôt na závite, ale aj na úprave povrchu závitu skrutky a matice, na druhu tepelného spracovania, na veľkosti zaťaženia, počte dotiahnutí, stupni presnosti a na technológii výroby závitu. Vplyv drsnosti a úpravy povrchu závitu skrutky a matice je najvýznamnejší. Ukazuje sa, že jemne obrobený závit má najvýhodnejšie súčinitele trenia. Spôsob zhotovenia závitu (tvárnením, alebo rezaním) nemá podstatný vplyv na súčiniteľ trenia f. V tabuľke č. 1 je

uvedený vplyv úpravy povrchu a spôsob mazania metrických závitov podľa [5] na veľkosť súčiniteľov trenia na závite.

Súčinitele trenia na závite — Tab č.1

Povrch matice	Povrch skrutky	Súčinitele trenia na závite f		
		nemazaný	mazaný olejom	mazaný pastou z MoS_2
Neupravený	Neupravený	0,19-0,36	0,16-0,24	0,12-0,18
	Fosfátovaný	0,28-0,40	0,17-0,30	0,13-0,17
	Čiernený	0,27-0,36	0,25-0,28	0,16-0,23
	Zinkovaný	0,13-0,22	0,13-0,18	0,11-0,16
	Kadmiovaný	0,10-0,18	0,10-0,17	0,13-0,17
Zinkovaný	Zinkovaný	0,21-0,43	0,11-0,17	0,10-0,13
Kadmiovaný	Kadmiovaný	0,15-0,38	0,10-0,17	0,10-0,13

Znižovanie súčiniteľa trenia na závite pri mazaných závitoch vedie k väčšiemu využitiu ťahovej únosnosti skrutky, avšak na druhej strane môže ohroziť samosvornosť skrutkového spoja. Samosvornosť je potrebná pre bezpečnosť spoja, aby nenastal pokles predpätia, prípadne aby nedošlo k uvoľneniu spoja.

Súčiniteľ trenia na dosadacej ploche matice má priemernú hodnotu f_m=0,15÷0,22. Mazané plochy majú tento súčiniteľ podstatne nižší.

Pri montáži predpätých skrutkových spojov ak má byť zaručené dodržanie stanoveného predpätia F_o, alebo ak má byť predpätie dodržané aspoň v určitých medziach, je nutné použiť niektorý z nasledujúcich spôsobov realizácie predpätia napr.

- momentovým kľúčom,
- elektrickým alebo pneumatickým doťahovákom,
- meraním predĺženia skrutky,
- zahriatím skrutky,
- dotiahnutia špeciálne upravených skrutiek, matíc alebo podložiek,
- meraním uhla skrútenia skrutky po jej dotiahnutí.

Mechanické vlastnosti oceľových skrutiek — Tab č.2

Mechanické vlastnosti		Trieda pevnosti										
		3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	8,8[1)]	8,8[2)]	9,8[3)]	10,9	12,9
Pevnosť v ťahu R_m [MPa]	men	300	400		500		600	800		800	1000	1200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Medza klzu R_e [MPa]	min	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-	-
Medza klzu $R_{p0.2}$[MPa]	min	-	-	-	-	-	-	640	660	720	940	1100
Ťažnosť A [%]	min	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	8
Tvrdosť Brinell BV	min	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	max	238						304	318	342	361	414
platí pre skrutky d≤16 mm platí pre skrutky d>16 mm platí pre skrutky d≥16 mm												

Momentové kľúče sú upravené tak, že dovoľujú buď meranie uťahovacieho momentu alebo sa pri dosiahnutí nastaveného uťahovacieho momentu automaticky vypnú a nedovolia ďalšie doťahovanie. Použitie momentového kľúča je v podstate veľmi nepresný spôsob zaistenia požadovaného predpätia, pokiaľ sa neciachuje na ciachovacom zariadení s možnosťou merať veľkosť osovej sily v skrutke za rovnakých podmienok.

Mechanické vlastnosti oceľových skrutiek podľa STN EN 2898-1 sú uvedené v tabuľke č. 2.

Medzu únavy skrutky $\sigma_{C,s}$ pri striedavom namáhaní možno určiť zo vzťahu

$$\sigma_{C,s} = \sigma_C \cdot \frac{\nu_\sigma \cdot \eta_p}{\beta_\sigma},$$

kde σ_C je medza únavy materiálu,

ν_σ - súčiniteľ vplyvu veľkosti súčiastky,

η_p - súčiniteľ akosti povrchu súčiastky,

β_σ - vrubový súčiniteľ .

Pri súčiniteli vplyvu veľkosti ν_σ sa uplatňujú dve zložky, preto ho často vyjadrujeme ako súčin dvoch faktorov. Prvá zložka je statický faktor, ktorý závisí od veľkosti namáhaného povrchu súčiastky. Možnosť vzniku poruchy rastie s veľkosťou súčiastky, pretože čím je väčšia jej veľkosť resp. rozmer (v našom prípade priemer drieku skrutky *d)*, tým je pravdepodobnejší výskyt väčšej a nebezpečnejšej poruchy. Druhá zložka vyjadruje vplyv gradientu napätia na medzu únavy v prípade nerovnomerne rozdeleného napätia po priereze, ako je tomu napr. pri ohybe a krute. Ukazuje sa, že medza únavy v ohybe a v krute pri oceliach, stanovená na skúšobných vzorkách malého priemeru, je vždy väčšia než medza únavy v striedavo súmernom ťahu – tlaku.

Akosť povrchu súčiastky ovplyvňuje únavovú životnosť súčiastky. Najčastejšie sa stanovuje v závislosti na medzi pevnosti ocele v ťahu R_m.

Vplyv vrubových účinkov môžeme vyjadriť vrubovým súčiniteľom, ktorý je pri únavovom namáhaní najvýznamnejší. V prípade skrutky a matice sú rozhodujúcimi konštrukčnými vrubmi tieto miesta:

- miesto 1: prechod valcovej časti skrutky do hlavy (poruchovosť je približne 10%),
- miesto 2: výbeh závitu (poruchovosť je 28%),
- miesto 3: závit (poruchovosť je 2%),
- miesto 4: závit skrutky v mieste prvého nosného závitu matice (poruchovosť je 60%)

V miestach konštrukčných vrubov dochádza ku koncentrácii napätia. Pri statickom zaťažení sa táto koncentrácia napätia charakterizuje teoretickým súčiniteľom koncentrácie napätia (tvarovým súčiniteľom) α_σ, ktorý je definovaný ako pomer maximálneho napätia v mieste vrubu k nominálnemu napätiu.

Pri dynamickom zaťažení je potrebné modifikovať teoretický súčiniteľ koncentrácie napätia, súčiniteľom citlivosti materiálu. Aby bolo možné stanoviť vrubový súčiniteľ β_σ, musia sa pre tieto miesta určiť odpovedajúce súčinitele koncentrácie napätia. Únavové lomy vznikajú v mieste vtedy, ak je miesto vyrobené s ostrými vrubmi a s trhlinkami spôsobenými pri opracovaní rezným nástrojom. I napriek uvedenému, vrubový súčiniteľ je najväčší pri prvom závite skrutky v mieste matice. Súvisí to s rozložením napätia v závite skrutky, ktoré sa výrazne mení v tej časti závitu, ktorá je zaskrutkovaná do matice. Vrubovy súčiniteľ β_σ pre závitovú časť skrutky je závislý na mechanických vlastnostiach skrutky, technológií jej výroby , tvare profilu závitu, jeho povrchu a na type a výške matice. Aby sa veľký vrubový účinok pri normalizovanom

závite čo najviac znížil, je potrebné zaistiť čo najlepšiu kvalitu jeho povrchu pri koreni profilu a znížiť relatívne zaťaženie prvého a druhého závitu. Druhý spôsob zvýšenia únavovej pevnosti skrutkového spoja je možné realizovať konštrukčnými úpravami, ktoré sú založené na myšlienke zmeniť deformačnú tuhosť matice v okolí prvých závitov tým, že sa zmenší plocha jej prierezu a vytvoria sa podmienky pre ohybové roztvorenie matice.

Výpočet bezpečnosti skrutky zaťaženej premenlivou prevádzkovou silou je založený na predpoklade, že premenlivá prevádzková sila a jej odpovedajúce napätie sa s časom pravidelne opakujú. Ide teda o periodické harmonické zaťažovanie. Veľmi často však dochádza aj k zaťažovaniu stochastickému (náhodnému), ktoré nemôže byť popísane matematickým vzťahom ako pri zaťažovaní periodickom. Výpočet dĺžky technického života skrutky pri stochastickom zaťažovaní, vyjadrenej napríklad počtom cyklov zaťaženia do lomu, alebo hodnotou stupňa (intenzity) poškodenia vyžaduje

- mať k dispozícii časovú závislosť pôsobiacej náhodnej veličiny, tj. časový priebeh sily pôsobiacej na skrutku získaný napr. na základe tenzometrického merania pomernej deformácie skrutky, z ktorého sa odvodia odpovedajúce priebehy napätia,
- použitie vhodnej schematizačnej metódy náhodného procesu, ktorej cieľom je stanoviť početnosť výskytu tých charakteristických parametrov, ktoré rozhodujú o únavovom poškodení. V prípade skrutky to budú amplitúdy napätia a stredné napätia,
- mať k dispozícii tzv. materiálové krivky života, v prípade silového zaťažovania skrutky sa jedná o Wöhlerovu krivku,
- použitie vhodnej teórie kumulácie poškodenia umožňujúcej vyjadriť vplyv jednotlivých zaťažovacích kolektívov na únavové poškodzovanie .

Významné môže byť prídavné ohybové namáhanie spojovacej skrutky pri ktorom ohybové napätie niekoľkonásobne prevýši ťahové napätie od predpätia a prevádzkovej sily. Príčinami vzniku prídavného ohybu sú

- výrobné nepresnosti
  - hlava skrutky alebo matice dosadá na nerovnú plochu,
  - dosadiaca plocha matice alebo skrutky nie je kolmá k osi závitu,
  - os závitu nie je totožná s osou skrutky alebo matice a pod.
- deformácie spojovacích časti vplyvom pôsobenia predpätia a pôsobením prevádzkovej sily

Vzniku prídavného ohybu v spojovacích skrutkách sa snažíme zabrániť napríklad použitím guľovej dosadanej plochy hlavy skrutky alebo matice. Použitím guľových podložiek možno zabrániť vzniku ohybu vplyvom výrobných nepresnosti dosadacích plôch a pod. Z hľadiska nepriaznivého vplyvu deformácie spojovacích časti je najvýhodnejšie ich vyrobiť tak tuhé, aby deformácie boli minimálne. Skrutky je potrebné konštruovať tak, aby sa mohli prispôsobiť ohybovému namáhaniu bez prílišného zväčšenia napätia v nich. Toto je možné dosiahnuť zvýšením poddajnosti skrutiek.

Určenie prírastkov osových síl v skrutkách od hydrodynamických stacionárnych síl v plniacej polohe rýchlouzáveru

Vo všeobecnom prípade môže dôjsť pri plnení privádzača, k tzv. saciemu efektu, ktorý môže spôsobiť nadmerné zaťaženie konštrukcie rýchlouzáveru smerom dole [6]. Zaťaženie doskovej tabule rýchlouzáveru v plniacej polohe bolo modelované ako rovinná úloha, čo odpovedá konštantnej šírke kanálu. Výpočet bol realizovaný pri plniacej polohe rýchlouzáveru s výškou plniacej medzery $z = 60\,mm$ a $z = 30\,mm$ programom FLUENT. V medzere medzi tabuľou

a prahom sa uvažovalo s priemernou rýchlosťou prúdenia vody $v = 22 m \cdot s^{-1}$, čo približne odpovedá výške hladiny vodného stĺpca $H = 50 m$. Okrajové podmienky i orientácia sily sú na obr.6.

Zo záverov vykonaného výpočtu uvedených v [6] vyplýva:

- Vodný lúč v plniacej polohe uzáveru $(z = 60 mm)$ pri uvažovanej rýchlosti prúdenia $22 m \cdot s^{-1}$ je po celej dĺžke uzáveru odtrhnutý tak, že vertikálna sila pôsobiaca smerom dole je veľmi malá (max. 390 N).
- Kvôli vylúčeniu chyby výpočtu výtokového súčiniteľa μ bolo uvažované s vyššou rýchlosťou v medzere. Výsledky potvrdili, že ani pri rýchlosti $30 m \cdot s^{-1}$ nedôjde k zmene charakteru prúdenia. Vypočítaná hodnota vertikálnej sily pôsobiaca smerom dole sa zväčšovala len vplyvom rýchlosti v medzere na hodnotu $660 N$.
- Analýza posúdenia v medzipolohe ukazuje zmenu charakteru prúdenia v medzere. V polohe uzáveru $z = 30 mm$ dochádza k čiastočnému priľnutiu vodného lúča k tabuli uzáveru a k vzniku väčšej vertikálnej sily smerom dole. V tomto režime už dochádza ku kavitácii v medzere a výsledná sila s korekciou na minimálne dosažiteľnú hodnotu statického tlaku je $19\,820 N$.
- Pri riešení s čiastočne zavodneným priestorom za tabuľou uzáveru je samozrejme prúdenie primknuté k tabuli po celej dĺžke. Pri výške hladiny $h = 400 mm$ za tabuľou rýchlouzáveru dochádza v medzere ku kavitácii a výsledná hodnota vertikálnej sily za tabuľou rýchlouzáveru smerom dole korigovaná s ohľadom na kavitáciu je $75\,735 N$.

Treba konštatovať, že plniaca poloha uzáveru $z = 60 mm$ bola určená tak, aby nedochádzalo k priľnutiu vodného lúča pri plnení do voľného priestoru za tabuľou uzáveru a tým ku vzniku väčšej vertikálnej sily. Vyššie hodnoty vertikálnej sily sú dosahované len pri nižšej polohe tabule. V prípade, že je tlak $p_{\min}$ neobmedzený , sila F_y pri zaplavenej polohe prívodného kanálu môže podľa výpočtu dosiahnuť hodnotu $126\,370 N$ a pri polohe uzáveru $z = 30 mm$ hodnotu $32\,280 N$.

Hodnoty síl pre jednotlivé polohy prebrané z literatúry [6] sú uvedené v tabuľke č.3.

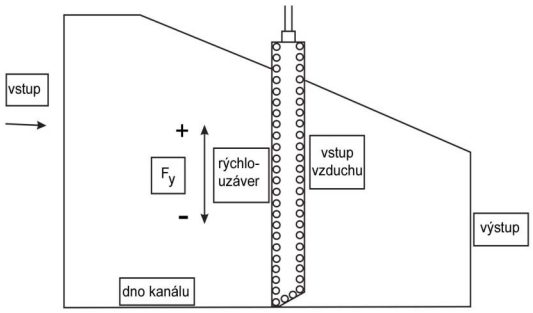
Stacionárne sily v plniacej polohe Tab č.3

stav	poloha z [mm]	rýchlosť v medzere [m.s^{-1}]	F'$_y$ [N] (neobmedzene p_{min})	F$_y$ [N] (obmedzené p_{min})
Voľná hladina	60	22	-390	-390
Voľná hladina	60	30	-660	-660
Voľná hladina	30	22	-32 280	-19 820
Zaplavené	60	22	-126 370	-75 735

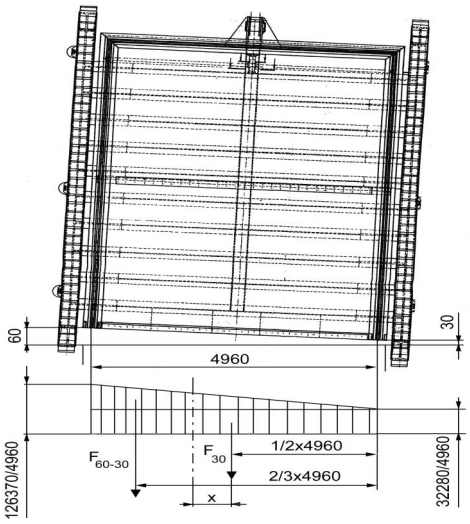
Ak medzera medzi prahom a tabuľou bude konštantná po celej šírke tabule rýchlouzáveru, potom sila F_y bude vyvolávať zvýšené ťahové namáhanie tyče a telesa servomotora. So zreteľom na polohu skrutiek v spojení I nosníky - príruba servomotora môže dôjsť len k zníženiu osovej sily od predpätia.

V prípade, že medzera medzi prahom a tabuľou rýchlouzáveru je rozdielná (napríklad od 60 po 30 mm, pozri obr.7) a hodnoty síl určené programovým produktom Fluent uvedené

v správe [6] odpovedajú uvedeným šírkam medzier, potom pri lineárnej zmene šírky medzery a jej odpovedajúcim hodnotám síl uvedeným v tabuľke č.3 bude výslednica týchto síl v polohe $x = 490\ mm$.



Obr.6 Okrajové podmienky a orientácia sily



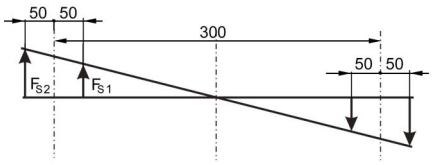
Obr.7 Premenná medzera medzi prahom a tabuľou

Moment prenášaný tiahlom a servomotorom v rovine doskovej tabule rýchlouzáveru vyvolá vo valci servomotora napätie $\sigma_{max} = 14,\overline{6}\ MPa$.

Uvedený moment sa do nosníkov prenáša cez prírubu servomotora prostredníctvom skrutiek, ktoré sú kritickým uzlom pripojenia servomotora. Sily v skrutkách a vzťahy medzi ich veľkosťami sú zrejmé z obr.8.

Koncentrátor napätia na prvom závite skrutky (kde je matica) je určený vrubovým súčiniteľom $\beta_{\sigma 4} = 3$.

Materiál skrutky pevnostnej triedy 5.6 má minimálnu medzu klzu $R_e = 300\ MPa$. Ak nechceme pripustiť vznik plastickej deformácie v koreni vrubu závitu, môže byť hodnota predpätia maximálne $100\ MPa$.



Obr.8 Sily pripadajúce na jednotlivé skrutky

Ak uvážime, že vedenie tabule rýchlouzáveru umožní rôzne šírky plniacej medzery medzi prahom a tabuľou, potom zaťaženie skrutiek sa mení v intervale <F_{smin}, F_{smax}>, pričom

$$F_{s\max} = F_0 + \Delta F_s = F_o + \frac{k_s}{k_s + k_p} \cdot F_{s2}\ ,$$

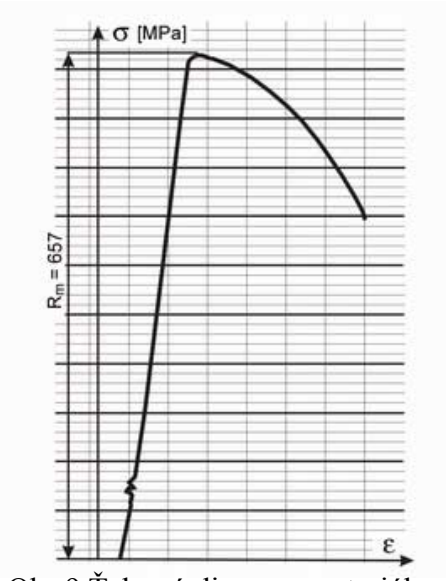
$$F_{s\min} = F_0 - \Delta F_s = F_0 - \frac{k_s}{k_s + k_p} \cdot F_{s2}\ .$$

kde k_s a k_p sú konštanty tuhosti skrutky a príruby.

V skrutke sa teda zaťaženie mení na pulzujúce, čo je z hľadiska únavovej bezpečnosti významná zmena.

Mechanické vlastností použitých skrutiek m 24

Skrutky M 24 použité ku spojeniu príruby servomotora s I nosníkmi sú kritickými prvkami konštrukcie. Skúšobná tyč vyrobená pre skúšku pevnosti v ťahu podľa STN 42 0310 zo skrutky, mala rozmery $d_0 = 9{,}99\ mm,\quad L_0 = 50\ mm$.



Obr.9 Ťahový diagram materiálu skrutky

Po skúške v mieste roztrhnutia bol priemer tyče $d_u = 6{,}04\ mm$ a dĺžka $L_u = 53{,}5\ mm$. Zaťažujúca sila pri dosiahnutí medze klzu bola $51{,}3\ kN$ a pri dosiahnutí medze pevnosti $51{,}5\ kN$. Uvedeným hodnotám odpovedajú charakteristické hodnoty medze klzu a medze pevnosti $R_{p0,2} = 655\ MPa$, $R_m = 657\ MPa$.

Nameraná ťažnosť A = 7% a kontrakcia Z = 63,5%.

Po obrúsení povrchu hlavy skrutky boli vykonané merania tvrdosti pričom z nameraných hodnôt tvrdosti bola určená medza pevnosti $R_m = 660\ MPa$.

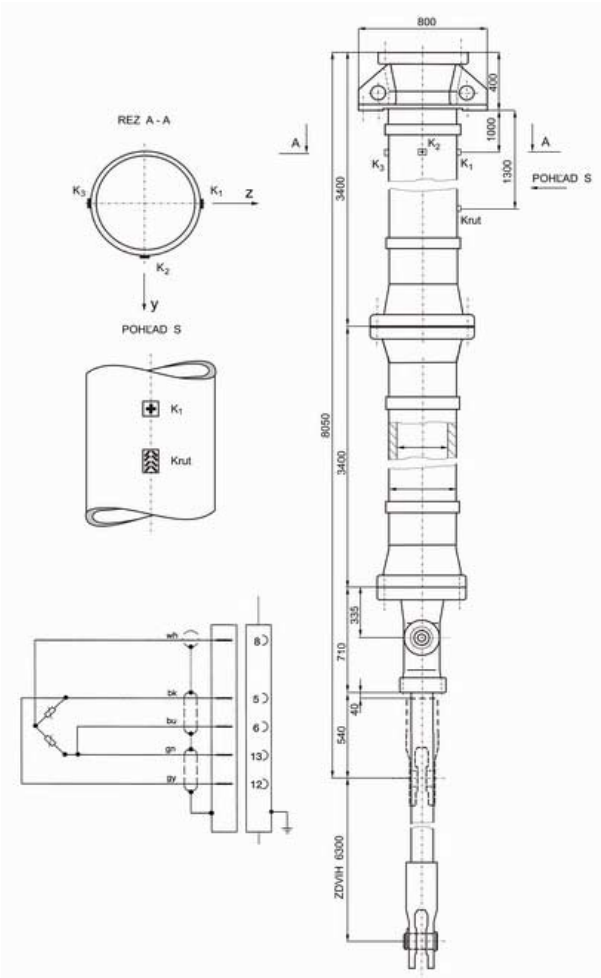
Ťahový diagram je na obr.9. Z ťahového diagramu je zrejmé, že ide o materiál výrazne deformačne spevnený, ktorý má predchádzajúcou deformáciou vyčerpanú ťažnosť a miesto zúženia (krčku) je približne v priereze najväčšej predchádzajúcej plastickej deformácie skrutky.

Ak porovnáme namerané hodnoty mechanických vlastností materiálu s hodnotami uvedenými v tabuľke č. 2 možno vysloviť tvrdenie, že materiál skôr odpovedá pevnostnej triede 6.8 i keď zvýšenie medze klzu je dôsledkom predchádzajúcej plastickej deformácie.

Tenzomerické merania amplitúd a frekvencií namáhania na valci servomotora

Pre experimentálne určenie napätí na valci servomotora pri vypúšťaní a napúšťaní vtokového kanálu na vodnej elektrárni bola zvolená metóda odporovej tenzometrie. Znalosť priebehov pomerných deformácií pri jednotlivých režimoch práce pomôže identifikovať namáhanie valca servomotora a následne definovať namáhanie spojovacích skrutiek. Pôvodne bola metodika zameraná na určenie vektora ohybového momentu na valci servomotora. Až pri aplikácii tenzometrických snímačov bolo zistené, že z dôvodu neprístupnosti valca z jednej strany servomotora to nebude možné. Preto došlo k zmene, ktorá spočíva na tom, že tenzometrické kríže boli naaplikované v troch bodoch obvodu toho istého mysleného rezu vo vzdialenosti cca 1000 mm od príruby servomotora. Tenzometrické snímače boli umiestnené z rozstupovým uhlom 90^0, pozri obr.10.

Pri napúšťaní vtokového kanála boli prevádzkovateľmi pozorované nadmerné vibrácie servomotora, ktoré môžu byť príčinou enormného zaťaženia skrutiek a ich plastickej deformácie. Numerickou analýzou bolo zistené, že vo valci servomotora vznikaj také hladiny napätí, ktoré možno registrovať tenzometrickými snímačmi. Kmity vybudené akýmkoľvek fyzikálnym javom môžu byť prenášané do upevňovacích skrutiek len cez teleso valca servomotora. Za použitia predpokladu, že sily pripadajúce na jednotlivé skrutky sú úmerné vzdialenostiam od osi príruby možno z nameraných hodnôt ohybového momentu vo valci určiť veľkosť sily v skrutkách.



Obr.10 Umiestnenie tenzometrických snímačov (krížov) na valci servomotora a schéma ich zapojenia

Napätia v jednotlivých miestach sú algebraickým súčtom napätí od ťahu a ohybu. Ich veľkosti možno určiť z nameraných hodnôt pomerných deformácií v miestach tenzometrických snímačov. Ak uplatníme znalosti o rozložení deformácií po priereze pri ohybe, potom z nameraných pomerných deformácií a znalosti geometrických charakteristík prierezu servomotora možno určiť ohybový moment prenášaný prierezom servomotora.

So zreteľom na kinematické väzby medzi tiahlami, medzi piestnicou servomotora a tiahlom ako aj medzi tiahlom a tabuľou rýchlouzáveru sa môže prenášať len ohybový moment okolo osi z, teda výsledný zaťažujúci moment pôsobí v rovine xy. Tenzometrické snímače 1 a 3 budú teda registrovať len tú istú ťahovú zložku, kým snímač 2 bude registrovať algebraicky súčet ťahovej a ohybovej zložky.

Po pripojení tenzometrických snímačov zapojených do polmostíkov k meracej aparatúre SPIDER 8 tvoriacej súčasť meracieho a vyhodnocovacieho reťazca bolo realizované vlastné tenzometrické meranie. Kvôli identifikácii činnosti rýchlouzáveru riešitelia použili tenzometrický snímač č. 2 umiestnený na tabuli rýchlouzáveru. Namerané a vypočítané hodnoty z tohto snímača sú na diagramoch označené symbolom 2 Nap. Kvôli kontrole frekvencie zaťaženia bol na ďalšom kanáli pripojený snímač na meranie krútenia. Snímače v myslenom reze boli označené ako K1, K2 a K3. Pretože snímač K1 v priebehu vypúšťania bol poškodený, na diagramoch sú priebehy obsahujúce údaje 2 Nap, Krut, K2 a K3.

Vlastné meranie sa uskutočnilo na dve etapy. V prvej etape bolo realizované meranie pri vypúšťaní vody z prívodného kanálu. Celý priebeh merania je zaznamenaný na diagrame č. 1. Z priebehu zaregistrovaného snímačom 2 Nap je zrejmé akou rýchlosťou sa znižovala hladina vody v šachte. Z diagramu č. 2 možno odčítať amplitúdy napätí, ktoré možno považovať za dôsledok hydrodynamických síl pôsobiacich pri otvorení rýchlouzáveru.

Za mimoriadne dôležité z hľadiska určenia frekvencií pri ktorých vznikajú vyššie amplitúdy napätí, považujeme údaje o amplitúdových spektrách napätí. Záujmové amplitúdy napätí sú do frekvencie 4,8 Hz.

Druhá etapa merania sa uskutočnila pri napúšťaní vtokového kanálu. Celkový záznam procesu napúšťania je zachytený na diagram č. 3. Údaje zo snímača 2 Nap umožňujú veľmi presnú identifikáciu procesu napúšťania. Dynamika procesu je veľmi citlivo registrovaná snímačom krútenia, ale i snímačmi K2 a K3 pri polohe piestu valca pod mysleným rezom,

v ktorom boli snímače aplikované. Na diagrame č. 4 možno pozorovať dynamické javy pri začiatku plnenia vtokového kanálu, čo je zachytené i na diagrame č. 5.

Zaujímavým sa javí chovanie servomotora pri zdvíhaní tabule rýchlouzáveru do hornej polohy, čo je zachytené na diagrame č. 6. Z polohy piestu servomotora možno usudzovať o zmene napätí pri prechode piestu rovinou, v ktorej sú aplikované tenzometrické snímače.

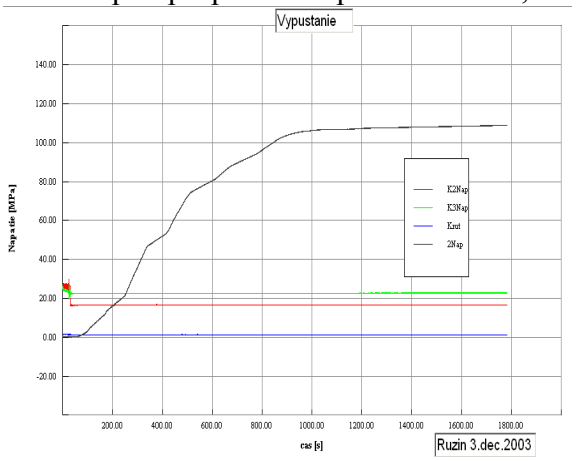


Diagram č.1

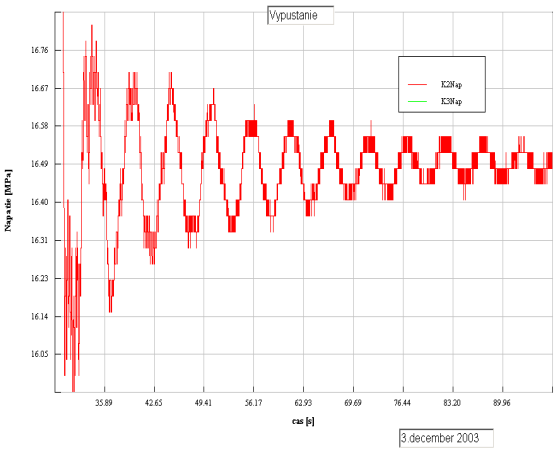


Diagram č.2

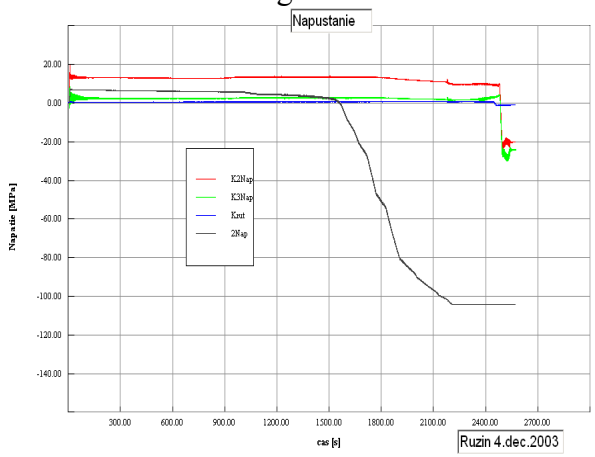


Diagram č.3

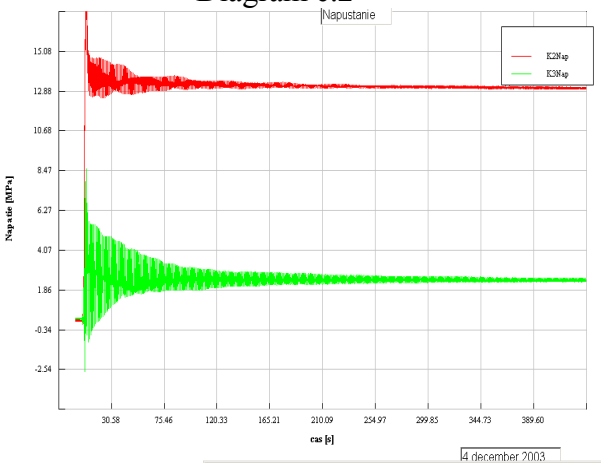


Diagram č.4

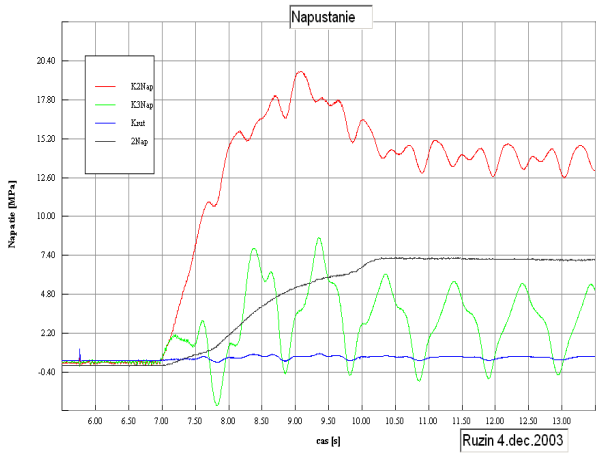


Diagram č.5

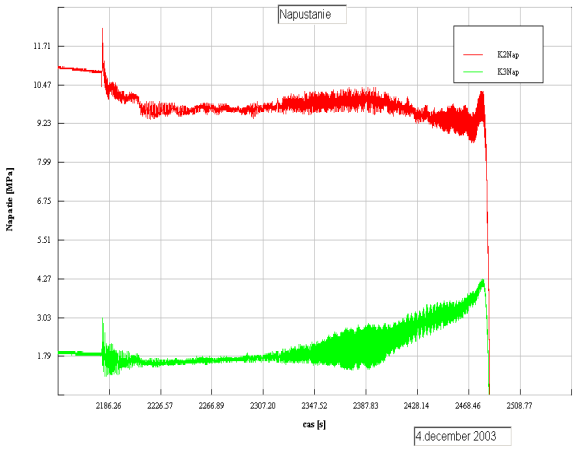


Diagram č.6

Metóda konečných prvkov a animácia deformácií

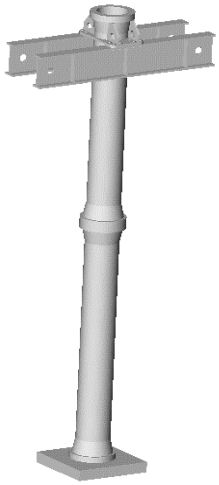
Výpočet napätosti a deformácií telesa servomotora, nosníkov a spojovacích skrutiek bol vykonaný špičkovými programovými produktami. Údaje z tohto výpočtu umožňujú analyzovať vplyv jednotlivých druhov zaťaženia na konštrukciu ako celok, ale i na jej jednotlivé detaily.

Rozmery nosných prvkov a materiály z ktorých bol výpočtový model vytvorený boli prevzaté z dokumentácie dodanej prevádzkovateľom zariadenia. Na obr.11, je zobrazený model telesa servomotora. Na obr.12 a obr.13 je zobrazená jeho horná časť. Celý model tvoria valec servomotora, dva nosníky a 16 skrutiek. Na obr.14 je vykreslená sieť konečných prvkov vytvorená diskretizáciou modelu z obr.11. Sieť tvorí 30405 trojrozmerných konečných prvkov s 51131 uzlami.

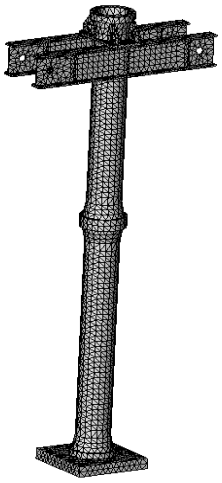
Na spodnej časti servomotora bolo potrebné kvôli definovaniu zaťaženia namodelovať prvky tvoriace prírubu v tvare podľa obr.11. Nosníky sú k základu pripevnené na koncoch svojich spodných vodorovných plôch. Bol uvažovaný výpočet vo forme kontaktu všetkých navzájom spojených telies.

Pole redukovaných napätí (von Mises) je zobrazené na obr.15 a obr.16 a je určené pre zaťaženie momentom pôsobiacim v rovine tabule rýchlouzáveru.

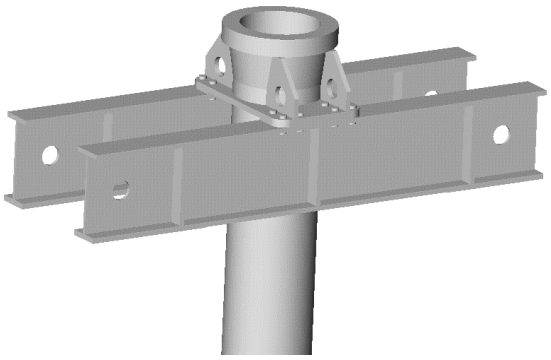
Ďalej bol realizovaný výpočet detailu predpätého skrutkového spoja, obr.17. Sieť konečných prvkov tohto modelu je tvorená 12821 trojrozmernými konečnými prvkami s 19531 uzlami. Model tvoria dve valcové platne, skrutka a matica. Koniec skrutky je votknutý a matica je z vnútornej strany zaťažená silou odpovedajúcou predpätiu. Pole redukovaných napätí (von Mises) je zobrazené na obr.18.



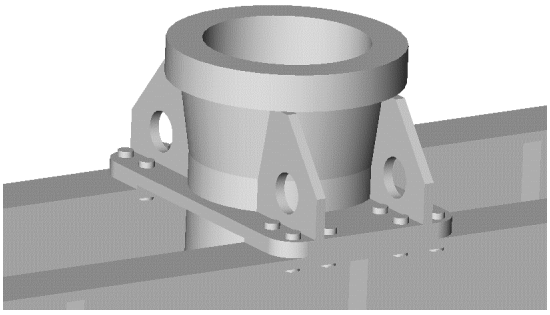
Obr.11 Model servomotora pre analýzu MKP na konečné prvky



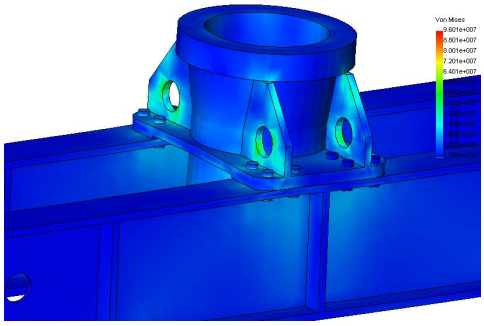
Obr.14 Rozdelenie servomotora



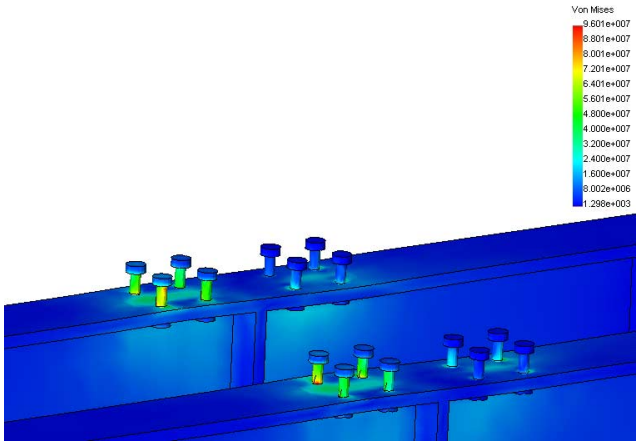
Obr.12 Model nosníkov a uchytenie príruby skrutkami



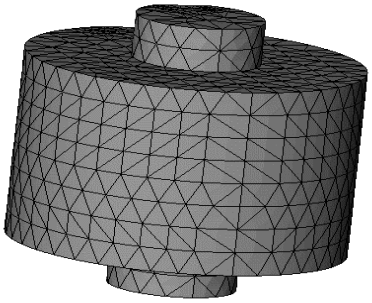
Obr.13 Detail uchytenia valca servomotora



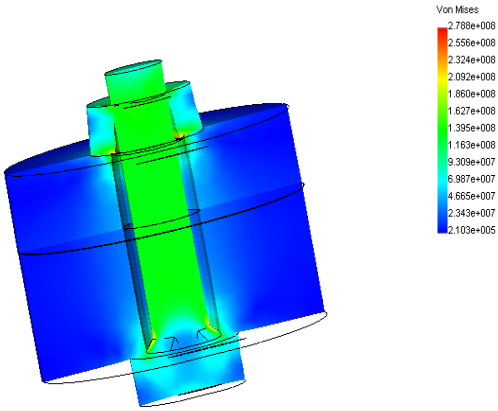
Obr.15 Pole napätí určené MKP pri zaťažení momentovým účinkom



Obr.16 Pole napätí v miestach skrutiek skrutkového spoja



Obr.17 Sieť konečných prvkov pre výpočtový model predpätého spoja



Obr.18 Pole redukovaných napätí s predpätím a prevádzkovým zaťažením v reze

Záver

Podrobný teoretický rozbor, ktorý tvorí významnú súčasť správy [4] je základom pre vysvetelnie možných príčin výrazných deformácií spojovacích skrutiek medzi prírubou

servomotora a I-nosníkmi. Kvantifikácia týchto vplyvov, prípadne návrh na ich úplnú alebo aspoň čiastočnu eliminácii je obsahom príspevku.

Analýza silových pomerov jednoznačne dokumentuje potrebu detailného sledovania hladiny potrebného predpätia vyvolaného momentom na prekonanie trenia v závite. Poukazuje na úzke miesta, ktoré spočívajú v tom, že súčiniteľ trenia má široký interval i pri presne definovaných povrchoch a že najväčší rozptyl je práve pri povrchoch nemazaných s povrchovou úpravou „kadmionované“ matice i skrutky. Mazanie závitu by mohlo tento interval znížiť až 6-násobne. Je tu však nebezpečie, že počas prevádzky by mohlo dôjsť k postupnému uvoľňovaniu spoja. Nezanedbateľnú úlohu tu zohráva i trenie matice a podložky.

Analýzou venovanou silovým pomerom na predpätom skrutkovom spoji je možné nájsť ďalšie príčiny vyvolávajúce plastické deformácie v skrutkách. Podrobnejším popisom diagramov sila – predĺženie a sila – výsledná sila, pri zaťažení predpätého skrutkového spoja premenlivou prevádzkovou silou, či už miznúcou alebo pulzujúcou, možno vysvetliť príčiny tejto deformácie i pri predpokladaných režimoch práce rýchlouzáverov.

Pevnostnú kontrolu predpätých skrutiek pri zaťažení prevádzkovou silou, možno realizovať použitím teórie pevnosti a súčiniteľa bezpečnosti vzťahovaného k medzi klzu. Pevnostné charakteristiky oceľových skrutiek vzťahované k triedam pevnosti umožňujú vykonať rozhodnutia o správnosti voľby pevnostnej triedy.

Skrutky spoja sú zaťažené premenlivou harmonickou silou – momentom, ktorý je výsledkom hydrodynamických stacionárnych síl s výslednicou pôsobiacou mimo osi tiahiel. Napätosť v najviac namáhanom priereze skrutky je potom zložená zo šmykovej zložky napätia od momentu vyvolaného silou trenia v závite a normálovej zložky napätia pozostávajúcej z predpätia ako strednej hodnoty, ako aj z amplitúdy, ktorá je menšia ako amplitúda v skrutke bez predpätia. Po určení vrubových účinkov v kritických prierezoch a ich kvantifikácii možno vysloviť záver, že najnebezpečnejším prierezom je miesto prvého závitu pod maticou zo strany namáhanej časti skrutky.

Pri známych hladinách namáhania nie je možné zvýšiť mieru bezpečnosti spojovacích skrutiek na požadovanú úroveň použitím skrutiek pevnostných tried 5.6, 5.8 a 6.8.

Ukazuje sa, že zníženie koncentrácie namáhania v kritickom mieste je možné pri použití matíc, ktoré umožnia výrazne odľahčiť prvý závit. Týmto krokom nemožno očakávať úplné vyriešenie problému, lebo ako dokazujú geometrické rozmery použitej skrutky i driek bez závitu bol výrazne plasticky deformovaný. Vyššia poddajnosť drieku výrazne neovplyvní maximálne napätie v skrutke, pretože amplitúda napätia nedosahuje 10% statickej zložky – predpätia.

Hydrodynamické stacionárne sily v plniacej polohe môžu vyvolávať ťahové amplitúdy napätí v skrutkách len v prípade, ak ich výslednica je mimo osi servomotora. Pri konštantnej hodnote plniacej medzery vznikajú po celej spodnej hrane tabule konštantné silové veličiny. Ich výslednica je v osi servomotora a preto nie je možné, aby v skrutkách vznikali prídavné osové sily.

Miery bezpečnosti v najviac namáhaných skrutkách možno určiť ako pre prípad staticky zaťaženej skrutky s predpätím, tak i pre prípad premenlivého prevádzkového namáhania. Dôslednou analýzou bolo dokázané, že výsledná bezpečnosť pri najnepriaznivejšej kombinácií zaťažení neprekračuje hodnotu $k_V = 1{,}2$, čo je pre podmienky v ktorých nosná konštrukcia pracuje mimoriadne nízka hodnota a svedčí o možných rizikách pri prevádzkových podmienkach, ktoré sa ale pri meraní nemusia vyskytnúť. Výška hladiny vody určujúca namáhanie hydrostatickým tlakom, je tiež faktorom, ktorý výrazným spôsobom vstupuje do pevnostnej analýzy.

Mechanické vlastnosti materiálu pôvodnej skrutky použitej v spoji, ale predovšetkým tvar pracovného diagramu jasne dokumentuje, že počas prevádzky zariadenia došlo k opakovanému preťaženiu spoja, čoho dôsledkom je predovšetkým fakt, že medza klzu je takmer identická s medzou pevnosti.

Metodika tenzometrického merania sprostredkovane umožňuje sledovanie veľkosti síl a teda i napätí v skrutkách, ich časových priebehov, ale i možných príčin ich vzniku. Rozdielne hodnoty napätí v miestach aplikácie odporových tenzometrov na valci servomotora pri pomerne ustálenom stave prevádzky jasne dokumentujú okrem ťahovej i ohybovú zložku napätia. Tá v ustálenom prevádzkovom režime nemôže byť dôsledkom hydrodynamických stacionárnych síl, pretože tento rozdiel je aj pri hornej polohe tabule. Je teda dôsledkom buď nesprávne nastavených kladiek odvaľujúcich sa po vedení (koľajniciach), nepriamosti týchto koľajníc, alebo nevyváženosti tabule rýchlouzáveru resp. zakrivenia piestnej tyče.

Hodnoty napätí určené z nameraných hodnôt pomerných deformácií plne korešpondujú s výpočtom pomocou MKP a vzájomne si odpovedajú.

Skrutkový spoj nie je možné posúdiť z hľadiska zostatkovej životnosti bez poznania úplne presnej histórie zaťažovania resp. počtu cyklov týchto zaťažení. Vypočítané a namerané hodnoty napätí, ich časové priebehy, ale predovšetkým stav skrutiek z predchádzajúcej konštrukcie jasne dokumentuje nevhodnosť použitej triedy skrutiek, nevhodné spojenie z titulu zmeny hrúbky pásnice (14%), nevyváženie doskovej konštrukcie, ktoré vyvoláva ohybový moment. Aby sa toto zaťaženie neprenášalo na spoj servomotor-nosníky, bolo by vhodné otočiť jeden spojovací prvok napr. medzi piestnicou servomotora a prvým tiahlom o 90^0, čo vyrieši aj ďalšiu otázku súvisiacu s hydrodynamickými stacionárnymi silami, ktoré takýmto postupom budú eliminované z hľadiska vzniku ohybových účinkov. Táto práca je časťou projektu VEGA 1/9397/02 Adaptívne metódy výpočtov a experimentálneho overenia únosnoti nosných prvkov ľahkých a ultraľahkých konštrukčných systémov.

Literatúra

[1] Trebuňa, F. a kol. *Expertíza príčin havárie rýchlouzáveru TG1 vo VE Ružín I.* TU v Košiciach, 2001.

[2] Trebuňa, F. a kol.: *Zistenie a sledovanie napäťových pomerov na doskovom telese rýchlouzáveru TG 1 vo VE Ružín I po konštrukčnej úprave a následnom uvedení do prevádzky. I. etapa*; TU v Košiciach, december 2002.

[3] Trebuňa, F. a kol.: *Zistenie a sledovanie napäťových pomerov na doskovom telese rýchlouzáveru TG 1 vo VE Ružín I po konštrukčnej úprave a následnom uvedení do prevádzky. II. etapa*; TU v Košiciach, September 2003.

[4] Trebuňa, F. a kol.: *Analýza príčin deformácie upevňovacích skrutiek servomotora na vodnej elektrárni Ružín*, TU v Košiciach, december 2003

[5] Dejl, Z.: *Konstrukce strojú a zařízení I.*, Montanex, a.s. Ostrava 2000.

[6] Skoták, A.: *PVE Ružín Určení hydrodynamických stacionárních síl v plnící poloze uzáveru*, ČKD Blansko, Engineering, a.s. prosinec 2001.

[7] VD I 2230 – Blatt 1. VD I Verlag Gmg Gmg M., Düsseldorf 1988.

[8] Trebuňa, F., Šimčák, F., Jurica, V.: *Pružnosť a pevnosť I.*, Košice, Vienala 2000.

[9] Trebuňa, F., Jurica, V., Šimčák, F.: *Pružnosť a pevnosť II.* Košice, Vienala 2000.

[10] Pospíšil, F.: *Závitová a šroubová spojení*, Praha SNTL 1968.

[11] Němec, J.: *Tvarová pevnosť*, Praha SNTL 1955.

[12] Trebuňa, F., Bigoš, P.: *Intenzifikácia technickej spôsobilosti ťažkých nosných konštrukcií,* Vienala Košice 1998.
[13] Sága, M., Vavro, J., Kopecký, M.: *Počítačová analýza a syntéza mechanických sústav*, Vyd. ZUSI v Žiline 2002, ISBN 80-968605-4-2.
[14] Šimčák, F., Kundračík. V., Hanušovský, J.: *Hodnotenie plastických vlastností plechov dvojosou skúškou*, Acta Metalurgia Slovaca, HF TU Košice, 1999, 1, 140-144
[15] Šimčák, F., Vesel., I.: *Hodnotenie plastických vlastností za studena valcovaných plechov,* Acta Metalurgia Slovaca, HF TU Košice, 1996, 2, 247-253
[16] Vavro, J., Kopecký, M.: *Nové prostriedky a metódy riešenia sústav telies I.*, Vyd. ZUSI v Žiline 2001, ISBN 80-968605-0-X.
[17] Vavro, J., Koštial, P., Hajská, H., Škulec, J., Havalík, J.: *Kinematika a dynamika manipulátora na odoberanie surových autoplášťov*, Interguma, Púchov, 2001.