

OPTIMIRANJE DEBLJINE KUTNOG ZAVARA NA TEMELJU KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE KLIZNOG LEŽAJA

Optimization of fillet weld thickness based on the slide bearing constructional design

Ivan Raguz¹, Dragica Stepić², Ivan Grgić³, Željko Ivandić³

¹sveučilišni preddiplomski studij, Sveučilište J.J. Strossmayera u Osijeku, SFSB

²sveučilišni diplomski studij, Sveučilište J.J. Strossmayera u Osijeku, SFSB

³ Sveučilište J.J. Strossmayera u Osijeku, Strojarski fakultet u Slavonskom Brodu

Ključne riječi: *Debljina kutnog zavora, klizni ležaj, optimiranje.*

Sažetak

U radu je opisan pristup određivanja debljine kutnog zavora na primjeru spajanja stope i glavine kliznog ležaja. Za zadano pogonsko opterećenje analitički je izračunata potrebna debljina zavarenog spoja, koja je metodom konačnih elemenata provjerena pomoću programa ANSYS Workbench. U konačnici, određen je postotak pogonskog opterećenja koje zavar može podnijeti tako da naprezanje bude u dopuštenim granicama. Ovisnost veličine najvećeg naprezanja o kutu radijalne pogonske sile prikazana je dijagramom.

Key words: *Fillet weld thickness, optimization, slide bearing.*

Abstract

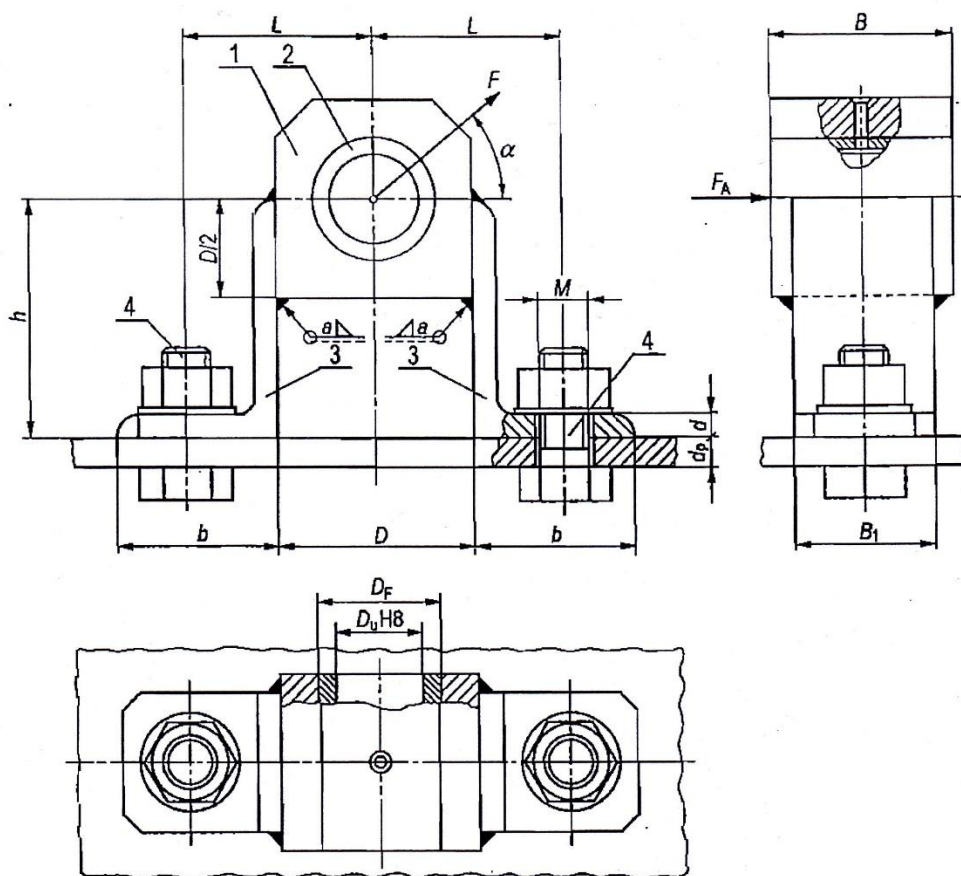
This research describes the approach to determining the thickness of fillet weld on the example of the joining rate and the hub of the sliding bearing. For the given load, the required thickness of the welded joint was calculated analytically, which was verified using the ANSYS Workbench finite element method. Ultimately, a certain percentage of the drive load that the weld can sustain so that the strain is within the permissible limits. Dependence of the magnitude of the maximum stress on the angle of the radial driving force is shown in the diagram.

1. Uvod

Svaki se strojarski sklop sastoji od više međusobno povezanih pojedinačnih dijelova ili podsklopova. Ovisno o funkciji sklopa, veze između njegovih sastavnih elemenata mogu biti izvedene kao pomične ili nepomične, odnosno rastavljive ili nerastavljive. Konstruktor mora spomenute veze dimenzionirati uzimajući u obzir pogonska opterećenja, koja će se prenositi s jednog elementa sklopa na drugi. Metode koje se koriste prilikom dimenzioniranja mogu biti analitičke odnosno numeričke, koje su u novije vrijeme postale svima dostupne.

U razmatranje će se uzeti dimenzioniranje **kutnog zavora**. Zadani zavareni spoj može se dimenzionirati, tj. njegova debljina a može biti određena analitički ili numerički. Analitički pristup se svodi na izvođenje potrebnih jednadžbi, pomoću kojih će se debljina zavora izraziti kao funkcija pogonskog opterećenja, čvrstoće materijala i možebitnih ostalih poznatih parametara. Numerički pristup zahtjeva predočenje geometrije zavora te ostatka sklopa u obliku CAD modela, gdje će se potom za pretpostavljenu potrebnu debljinu zavora provesti simulacija. Simulacija će pokazati lokacije i iznose ekstremnih vrijednosti naprezanja, na temelju kojih se može zaključiti zadovoljava li pretpostavljena debljina zavora ili pak ne zadovoljava.

„Stezni, zavareni i vijčani spoj“ su podloge za vježbe kolegija „Elementi konstrukcija I“ kojima je opisan sklop kliznog ležaja prikazanog na slici 1. Iz spomenutih podloga u razmatranje se uzima proračun zavarenog spoja. Budući da su podloge sastavljene na način da ima više ponuđenih konfiguracija, u razmatranje se uzima treća konfiguracija odnosno **zadatak 03** čije su karakteristike dane u Tablici 1.



Slika 1 Sklop Klizni ležaj [1].

Tablica 1: Zadane konfiguracije raznih varijanti kliznog ležaja [1].

ZADANI PODACI	BROJ ZADATAKA				
	01	02	03	04	05
Unutarnji promjer ležaja D_v , mm	35	40	50	55	60
Vanjski promjer čahure = unutarnji promjer glavine D_F , mm	45	55	65	70	75
Odgovarajući vanjski promjer glavine $D_v = D$, mm	75	90	110	150	180
Širina ležaja B , mm	65	75	95	100	105
Širina stope* b , mm	65	80	90	100	100
Visina* h , mm	80	120	130	150	200
Debljina stope* d , mm	8	10	12	12	14
Debljina podloge d_p , mm	12	12	15	15	18
Duljina stope B_1 , mm	55	60	80	85	90
Razmak vijka L , mm	82	45	105	120	135
Kut α , °	20	25	35	40	40
Sila F , kN	35	40	50	55	60
Sila F_A , kN	4,5	5,0	6,0	6,5	7,0
Potrebna sigurnost s_{pot} .	1,6	1,7	1,9	2,1	2,2
Materijal glavine i stope	Č0361	Č0461	Č0561	Č0545	Č0561
Razred čvrstoće vijka	4,6	4,8	5,8	6,6	6,6

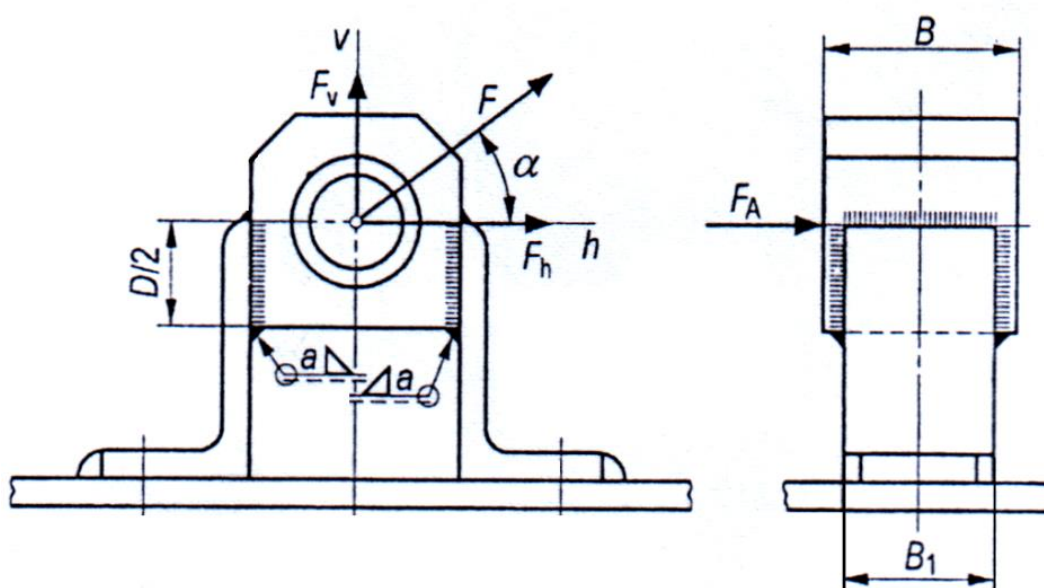
* Vruće valjani raznokračni profili L $b \times h \times d$ (HRN C.B3.111)

2. Analitički proračun zavarenog spoja

Analitički proračun izračunat će se prema uputama iz podloga [1] iz kojih je zadatak i preuzet. Budući da je proračun detaljno opisan u podlogama, ovdje će biti prikazane već izvedene jednadžbe.

Zavar koji spaja glavinu i stope ležaja α je kutni zavar po čitavom opsegu, a napregnut je smično uslijed vertikalne komponente F_v i aksijalne sile F_A .

Horizontalna komponenta sile F (slika 2.) je $F_h = F \cdot f_u \cdot \cos\alpha$, a vertikalna komponenta $F_v = F \cdot f_u \cdot \sin\alpha$ (gdje je f_u faktor udara). [1]



Slika 2 Proračunska skica zavarenog spoja [1].

Smično naprezanje uslijed opterećenja vertikalnom komponentom

$$\tau_{zav1} = \frac{F_v}{A_{zav}} \leq \tau_{zav\ dop} \quad (1)$$

Smično naprezanje uslijed opterećenja uzdužnom silom

$$\tau_{zav2} = \frac{F_A}{A_{zav}} \leq \tau_{zav\ dop} \quad (2)$$

gdje je:

f_u – faktor udara ($f_u = 1,1$)

F_A – uzdužna sila, N

A_{zav} – ploština površine zavora, mm²

D, B_1 – izmjere prema slici 2, mm

a – debljina zavora, mm

$\tau_{zav\ dop}$ – dopušteno naprezanje u zavaru, MPa

$$A_{zav} = 4 \cdot \left(\frac{D}{2} + B_1 \right) \cdot a \quad (3)$$

Dopušteno naprezanje u zavaru se računa prema:

$$\tau_{zav\ dop} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4 \cdot \tau_{DI}}{s_{potr}} \quad (4)$$

gdje je:

$\tau_{zav\ dop}$ - dopušteno naprezanje u zavaru, **MPa**

b_1 - faktor kvalitete zavara (tablica 4.4.)[1], -

b_2 - faktor oblika i načina opterećenja zavara (za jednostruki kutni zavar $\rightarrow b_2 = 0,3$), -

b_3 - faktor veličine strojnog dijela (za lagane strojne dijelove kao u ovom primjeru $\rightarrow b_3 = 1,0$), -

b_4 - faktor materijala (tablica 4.5.)[1], -

τ_{DI} - dinamička izdržljivost za istosmjerno smično naprezanje (tablica 4.5.)[1], **MPa**

$$\tau_{zav\ dop} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4 \cdot \tau_{DI}}{s_{potr}} = \frac{0,8 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 230}{1,9} = 37,77 \text{ MPa} \quad (5)$$

Nakon što je poznato dopušteno naprezanje u zavaru, iz izraza (1),(2) i (3), može se izraziti debljina zavara:

- potrebna debljina zavara proračunata s obzirom na silu F_V

$$a' = \frac{F_V}{4 \cdot (0,5 \cdot D + B_1) \cdot \tau_{zav,dop}} = 1,547 \text{ mm} \quad (6)$$

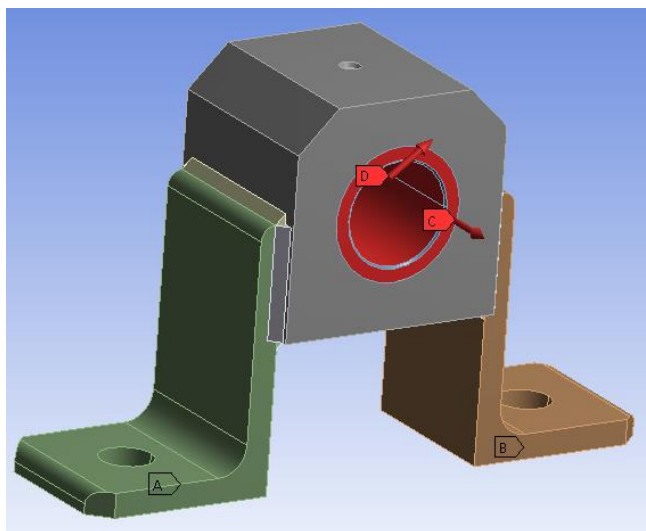
- potrebna debljina zavara proračunata s obzirom na silu F_A

$$a' = \frac{F_A}{4 \cdot (0,5 \cdot D + B_1) \cdot \tau_{zav,dop}} = 0,249 \text{ mm} \quad (7)$$

Prema literaturi [2] potrebno je uzeti konstrukcijsku debljinu zavara od $a = 3 \text{ mm}$, kao najmanju standardnu debljinu kutnog zavara.

3. Numerička provjera debljine zavarenog spoja

Prema zadanim dimenzijama i geometrijskim karakteristikama načinjen je model sklopa kliznog ležaja, slika 3., u programu SolidWorks. Učitavanjem modela u ANSYS Workbench izvršena je analiza naprezanja prema zadanim uvjetima opterećenja.



Slika 3 Model sklopa kliznog ležaja.

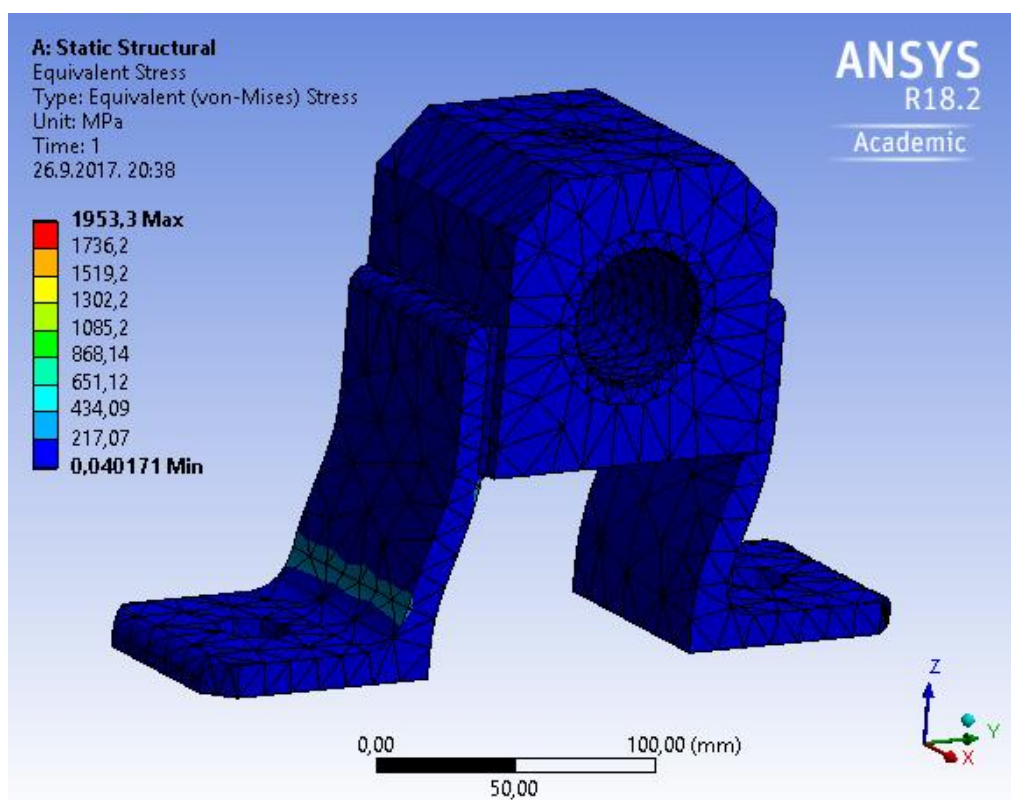
Zbog dobivanja što točnijeg rezultata u kritičnom području donjeg zavara, isti je predočen gušćom mrežom konačnih elemenata.

Za zadani materijal oznake S360 JR granica razvlačenja iznosi $R_E = 360$ MPa. Ukoliko u obzir još uzmemo zadanu sigurnost $s_{potr} = 1,9$, slijedi da dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_E}{s_{potr}} = \frac{360}{1,9} = 189,47 \text{ MPa} \quad (8)$$

Iako kao konstrukcijska debljina zavara nije uzeta proračunska debljina (zato što je manja od minimalne propisane standardom) svejedno će se i na temelju nje izvršiti provjera metodom konačnih elemenata.

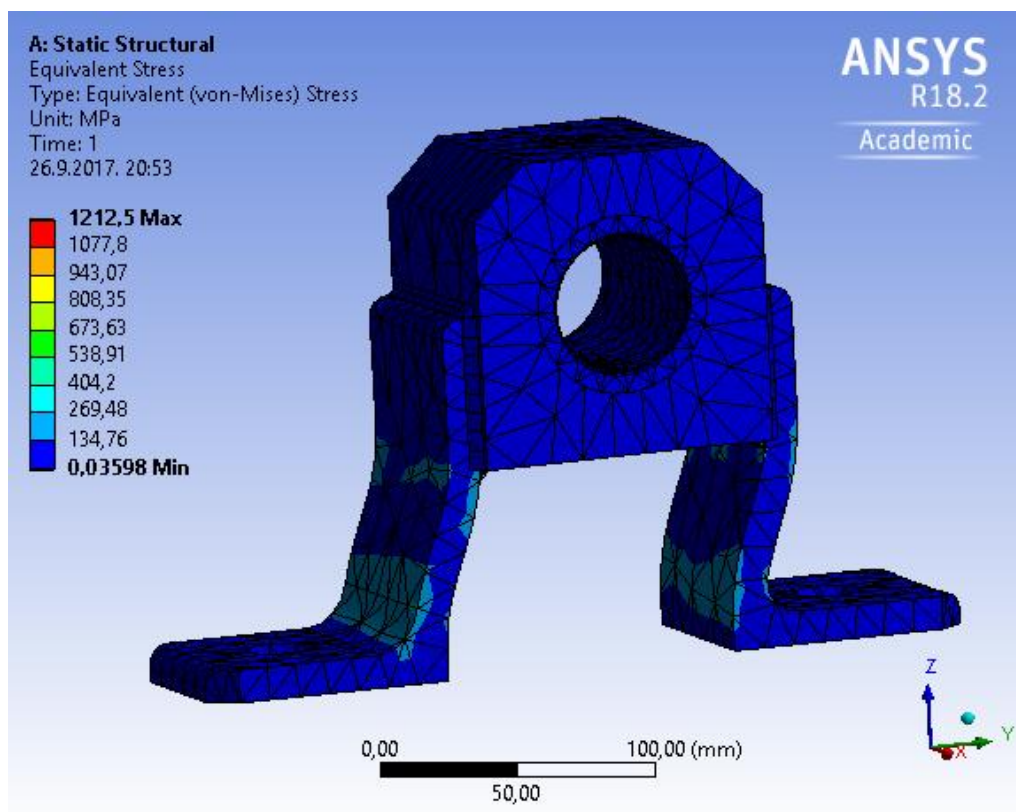
Provjera debljine zavara od $a = 1,547$ mm (proračunska debljina) prikazana je na slici 4.



Slika 4 Ekvivalentna naprezanja u sklopu (von-Mises).

Uvidom u rezultat vidljivo je da maksimalna vrijednost naprezanja uvelike prekoračuje vrijednost dozvoljenog naprezanja σ_{dop} .

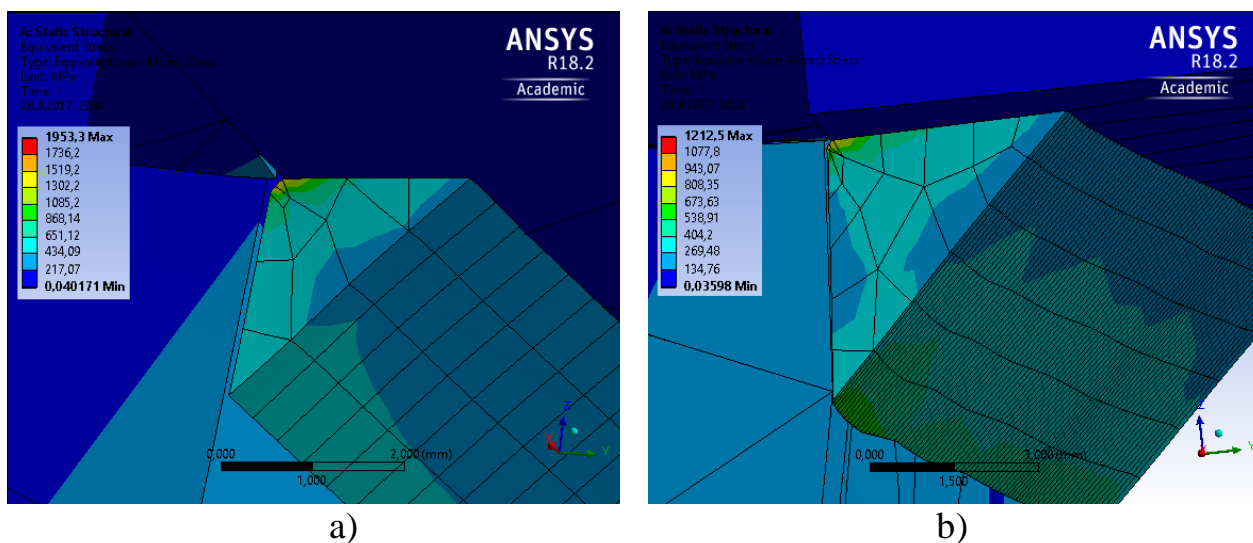
Provjera debljine zavora od $a = 3 \text{ mm}$ (konstrukcijska debljina) prikazana je na slici 5.



Slika 5 Ekvivalentna napreznja u sklopu (von-Mises).

Uvidom u rezultate ponovo je vidljivo da maksimalna vrijednost napreznja uvelike prekoračuje vrijednost dozvoljenog napreznja σ_{dop} .

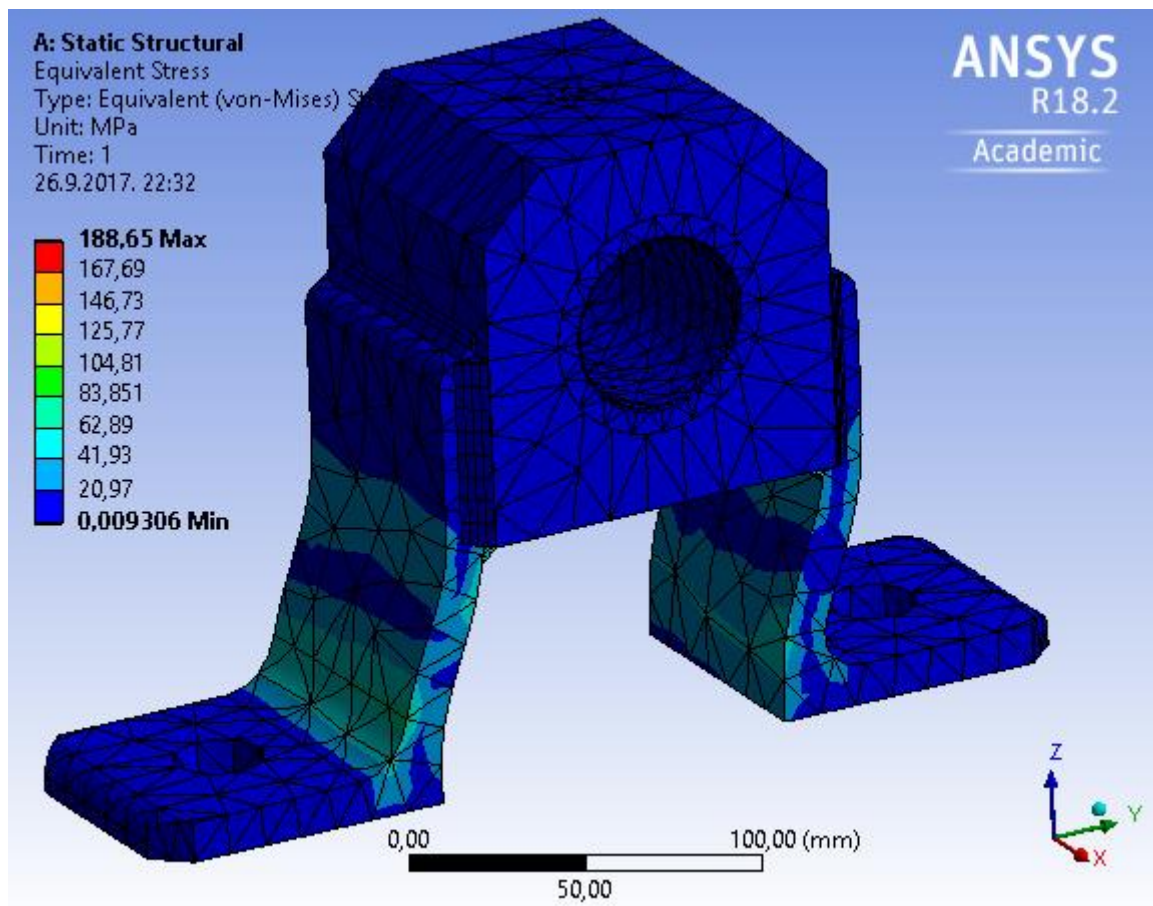
Bitna stvar koju je potrebno naglasiti je da se to kritično napreznje u oba slučaja nalazi u korjenu donjeg zavora, a vidljivo je na slici 6. Iako u ostalim zavarima ne vladaju prekomjerna napreznja, ta koncentracija napreznja u korjenu zavora čini oba slučaja nepodobnim za izvedbu.



Slika 6 Napreznja u korjenu zavora.
a) $a = 1,547 \text{ mm}$; b) $a = 3 \text{ mm}$.

4. Optimizacija debljine zavora i pogonskog opterećenja

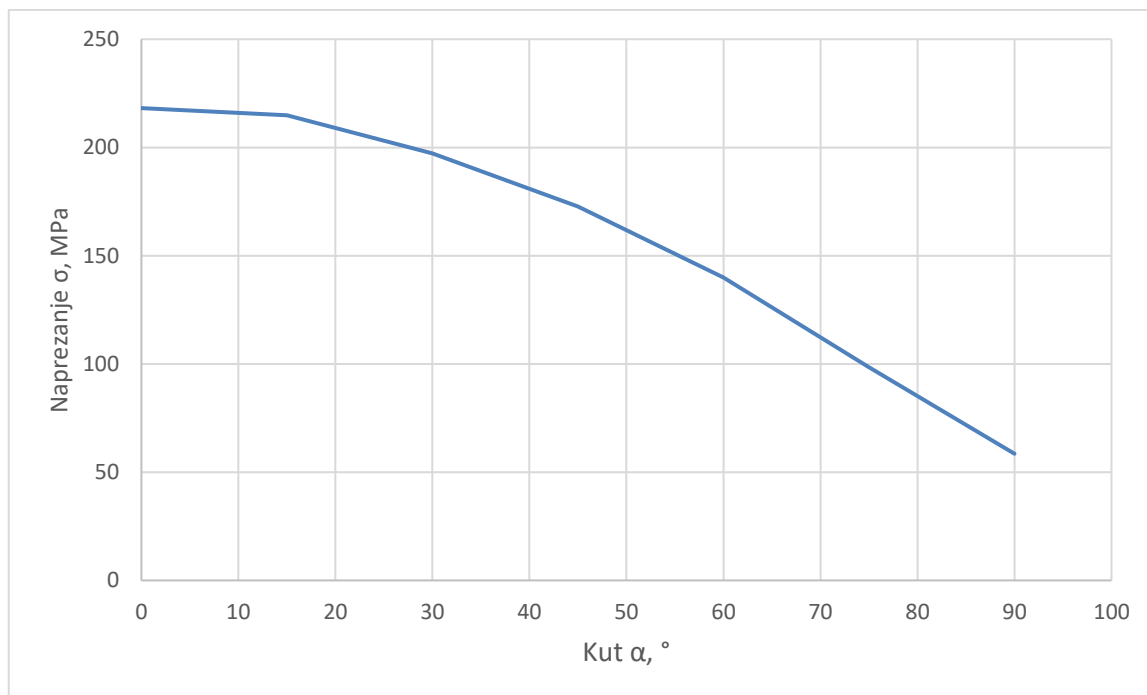
Da bi se vrijednost napreznja u zavoru dovela u područje dozvoljene vrijednosti ($\sigma_{dop} = 189,47$ MPa) bilo je potrebno povećati debljinu zavora na $a = 5$ mm. Unatoč povećanoj debljini zavora bilo je potrebno iznos pogonskog opterećenja (sile F_A i F) reducirati na **26,7%** zadane vrijednosti. Nakon što su učinjene potrebne redukcije, izračunavaju se sljedeći rezultati prikazani slikom 7.



Slika 7 Ekvivalentna napreznja u sklopu (von-Mises).

5. Ovisnost napreznja o kutu sile F

Zadani kut α iznosi 35° , što je vidljivo na slici 2. Zanimljivo bi bilo prikazati iznose najvećeg napreznja za različite iznose spomenutog kuta. Iz dijagrama na slici 8. vidljivo je da što je manja vrijednost kuta α , napreznje koje se javlja u zavoru je veće. U najnepovoljnijem slučaju, kada kut α iznosi 0° , sila F tada ima samo horizontalnu komponentu koja zbog velikog vlačnog napreznja uzrokuje „kidanje“ donjeg zavarenog spoja.



Slika 8 Dijagram ovisnosti naprezanja σ_{\max} o kutu djelovanja sile α .

6. Zaključak:

U ovome radu opisan je analitički i numerički pristup određivanja debljine kutnog zavara na primjeru spajanja stope i glavine kliznog ležaja. Dobivena analitička rješenja za slučaj proračunske debljine zavara i najmanje propisane, provjerena su numerički, te je ustanovljeno da se u korijenu donjeg zavara javlja prekomjerno naprezanje uslijed koncentracije naprezanja. Kako bi se naprezanje u korijenu donjeg zavara dovelo u granice dopuštenih vrijednosti, povećana je debljina zavara ($a = 5\text{mm}$) i smanjena ukupna sila (26,7% zadane ukupne sile) koja djeluje na sklop. Za taj slučaj opterećenja dijagramski je prikazana ovisnost najvećeg naprezanja σ_{\max} o kutu radijalne sile F .

Analitička rješenja su zadovoljavajuća u određenim slučajevima, ali je problem taj što ne uzimaju u obzir koncentracije naprezanja koja bi konkretno u ovom slučaju uzrokovala brzu propagaciju mogućih pukotina, budući da se radi o dinamičkom opterećenju.

7. Literatura:

- [1] Kljajin, M. (2005.): Stezni, zavreni i vijčani spoj, Strojarski fakultet Slavonski Brod, Sveučilište u Osijeku, Slavonski Brod
- [2] Decker, Karl – Heinz (2006.): Elementi strojeva, Golden marketing - Tehnička knjiga Zagreb, Zagreb