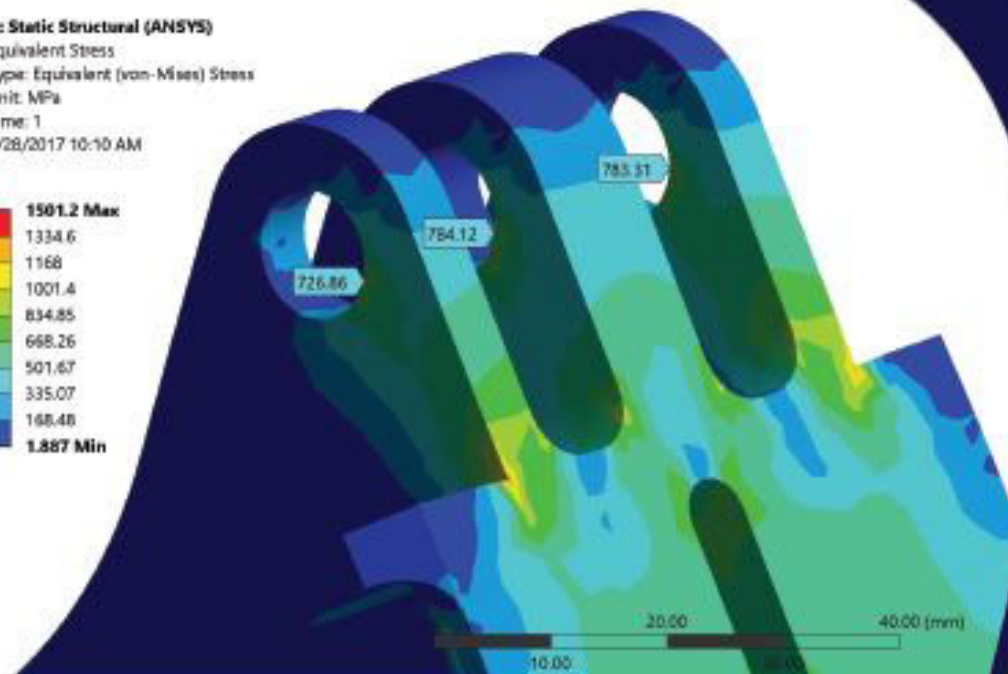
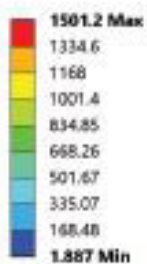




Marko Miloš
Aleksandar Grbović

SOFTVERSKI ALATI U DIZAJNU

A: Static Structural (ANSYS)
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
1/28/2017 10:10 AM



Beograd, 2017.

dr Marko Miloš, v.profesor i dr Aleksandar Grbović, v.profesor
SOFTVERSKI ALATI U DIZAJNU

Мишљење и оцена Рецензента 1 - др Милосав Огњановић, редовни професор:

Материја изложена у књизи је изузетно систематизована, јасно изложена, веома добро корелисана са наведеним примерима и написана у обиму који је права мера доброг универзитетског уџбеника. Велика вредност књиге је да је по први пут, на једном месту, изложена савремена концепција примене софтверских алата у дизајну. Обрађено је више инжењерских програма, а акценат је дат на пакетима: CATIA, ANSYS и ABACUS. Аутори су су избегли било какво навођење теорије, већ су искључиво кроз примере третирали реалне инжењерске проблеме. Изетност наведених примера је да нису цитирани из литературе већ представљају лично инжењерско искуство аутора. Дакле све је потпуно аутентично. Књига је одраз врхунског познавања материје, а написана је у маниру стручно јаке а студентима лако схватљиве књиге.

Мишљење и оцена Рецензента 2 - др Божидар Росић, редовни професор:

Ова књига попуњава све празнине и разрешава све недоумице у до сада доступној литератури коју користе студенти модула „Дизајн у машинству“, а истовремено представља богат извор информација из области инжењерског пројектовања које могу да користе студенти других усмерења и инжењери разних профила. Као посебну вредност књиге истичем обиље примера-задатка из праксе који су прецизно изложени по методологији: задатак-детаљан поступак решавања-решење и као такви читаоцу обезбеђују врхунску илустративност изложене материје. Поред свега наведеног, аутори су на једноставан и јединствен начин образлагали примере и решења, а то само по себи говори о свеобухватности, у књизи, изложене материје.

dr Marko Miloš, v.profesor i dr Aleksandar Grbović, v.profesor

SOFTVERSKI ALATI U DIZAJNU

I - izdanje

Recenzenti:

Prof. dr Milosav Ognjanović, Mašinski fakultet Beograd

Prof. dr Božidar Rosić, Mašinski fakultet Beograd

Izdavač:

Univerzitet u Beogradu,

MAŠINSKI FAKULTET

Ul. Kraljice Marije 16, Beograd

tel. (011) 3370 760

fax (011) 3370 364

Za izdavača:

Prof. dr Radivoje Mitrović, dekan

Glavni i odgovorni urednik:

Prof. dr Milan Lečić

Odobreno za štampu odlukom Dekana Mašinskog fakulteta u
Beogradu br. 05/2017 od 21.02.2017.g.

Tiraž: 500 primeraka

ISBN 978-86-7083-932-8

Štampa:

PLANETA – print

Ruzveltova 10, Beograd

tel/fax: (011) 3088 129

Zabranjeno preštampavanje i fotokopiranje.

Sva prava zadržava izdavač i autori

PREDGOVOR

Knjiga koju držite u rukama nastala je prvenstveno iz želje autora da studentima Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu olakšaju spremanje i polaganje ispita iz predmeta *Softverski alati u dizajnu*, a naročito onima koji ranije nisu imali priliku da steknu osnovna znanja o načinima korišćenja softverskih alata u projektovanju i analizi struktura različitih namena. S obzirom na to da je predmet izborni na Master akademskim studijama i da ga kao takvog mogu slušati i studenti kojima mašinska struka nije životni izbor (a praksa nam govori da u proseku jedna četvrtina kandidata dolazi sa drugih fakulteta), autori su zaključili da je udžbenik ovog tipa neophodan, pa su nakon samo dve godine od uvođenja predmeta u nastavu odlučili da na jednom mestu objedine i detaljnije pojasne teme koje su u proteklom periodu tokom časova predavanja i vežbi obrađivali sa studentima. Rad na sređivanju primera urađenih na časovima, prezentacija napravljenih u elektronskoj formi, beleški koje su studentima davane u vidu tzv. „hendauta“ i rešavanju ispitnih zadataka, potrajao je skoro godinu dana, a njegovi plodovi predstavljeni su na 380 strana koje se sada nalaze pred vama.

Materijal koji se za tri godine „nakupio“ bio je – na ne malo iznenađenje autora – prilično obiman, što je, ispostavilo se, bilo posledica konstantnih napora usmerenih na unapređenje nastave, jer su, recimo, za svaku novu generaciju pripremani novi praktični primeri, pa nikada nijedan zadatak koji je služio za ilustrovanje nekog predavanja nije u tu svrhu korišćen više od jednog puta. To je dovelo do stvaranja solidne baze (u vidu delova i sklopova projektovanih u *CATIA*-i i *ANSYS*-ovih izlaznih datoteka) koja je sve vreme bila dostupna studentima, ali se pokazalo da urađeni zadaci bez priloženih detaljnijih *korak-po-korak* uputstava ne pomažu puno u ovladavanju zahtevnim softverskim alatima u relativno kratkom vremenu (15 sedmica, koliko je prosečno trajanje jednog semestra). Iako je prolaznost na ispitima bila zadovoljavajuća, kao i povratne informacije koje su stizale od studenata, činilo se da njihov entuzijazam nije bio u potpunosti iskorišćen, što je autore dodatno učvrstilo u uverenju da udžbenik mora što pre da ugleda svetlost dana.

Definisanje koncepta udžbenika, uz izbor i obradu primera koji su uvršteni, oduzelo je najviše vremena jer je, s jedne strane, postojala želja da se čitaoci ne obeshrabre preteranim teoretisanjem i detaljnim predstavljanjem osnova numeričkih metoda koje će u analizama biti korišćene, a da, s druge strane, knjiga ne preraste u priručnik za upotrebu softvera koji daje informacije kako se barata njihovim alatima, ali ne i čemu oni zaista služe. Iz tog razloga

je odlučeno da svi primeri kroz koje će čitaoci steći znanja o korišćenju određenih alati budu „iz prakse“, odnosno da se iskoriste modeli i analize koje su autori tokom višedecenijske saradnje sa domaćim i stranim firmama i organizacijama kreirali sami ili kao deo tima inženjera - donekle uprošćeni, naravno, i u određenoj meri praćeni osnovnim teoretskim postavkama. Čitaoci će primetiti da se najveći broj primera bavi dizajnom i analizom delova vazduhoplovnih struktura, što ne bi trebalo da čudi: oba autora su vazduhoplovni inženjeri i rešavanju problema u ovoj oblasti posvetili su najveći deo svojih dosadašnjih karijera. Korišćenjem jedinstvenih numeričkih modela kojima slične nismo uspeli naći u dostupnim knjigama ovog tipa, želeli smo da udžbeniku damo posebnu specifičnu težinu, uz smela nastojanja da u nekim njegovim delovima objasnimo metode i tehnike koje – koliko je nama poznato – nisu u ovoj formi do danas nigde predstavljene. Tu, pre svega, mislimo na prikaz načina definisanja parametara optimizacije u softveru *SpaceClaim* koji je od nedavno integralni deo *ANSYS Workbench-a*, kao i na analizu širenja prsline korišćenjem metode proširenih konačnih elemenata u paketu *Abaqus*, uz napomenu da se spisak tu ne završava.

Kada je reč o strukturi udžbenika, čitaoci će primetiti da se on sastoji iz praktično 3 celine. U prvoj, predstavljeni su izabrani softverski alati na način koji čitaocu omogućuje sistematski pristup. Druga celina je posvećena softverskim alatima u simulaciji proizvodnog procesa kao i brzom izradi prototipova (Rapid Prototyping) i 3D štampi. Po koncepciji predmeta *Softverski alati u dizajnu*, studenti treba da stečena znanja praktično provere kroz izradu samostalnog rada čiji je izlaz fizički realizovan prototip projektovanog dela. Praktičan deo se izvodi u *Laboratoriji za dizajn u mašinstvu* na 3D štampaču. Treća celina je posvećena primerima koji su urađeni metodologijom *korak-po-korak*. Rezultati modeliranja geometrije delova (3D model) programskim alatom *CATIA* su korišćeni za analizu naponskih i deformabilnih stanja korišćenjem programskog alata *ANSYS*, čime je dobijena jedinstvena celina. U primere je uvršteno i nekoliko ispitnih zadataka sa rešenjima da bi čitalac mogao da stekne osećaj o obimu i težini istih.

Veliku pomoć u pripremi knjige, naročito vezano za primere, dali su studenti doktorskih studija na Mašinskom fakultetu: Nenad Kolarević, asistent i Nebojša Kosanović, saradnik i autori im duguju izuzetnu zahvalnost.

Ogroman doprinos jasnoći korišćene terminologije i eliminisanju slučajnih i suštinskih grešaka, dali su recenzenti ovog izdanja, prof. dr Milosav Ognjanović i prof. dr Božidar Rosić i autori im ovom prilikom zahvaljuju na velikom uloženom trudu.

Unapred se zahvaljujemo svim korisnicima knjige koji će svojim dobronamernim sugestijama doprineti da sledeće izdanje bude bolje.

SADRŽAJ

Predgovor	I
Sadržaj	III
1 Metoda konačnih elemenata u dizajnu	1
1.1 Osnovne metode konačnih elemenata	1
1.2 Modeliranje – kreiranje mreže elemenata i definisanje opterećenja oslonaca	5
1.2.1 Definisane geometrije modela	5
1.2.2 Osobine materijala	6
1.2.3 Definisane opterećenja	7
1.2.4 Definisane graničnih uslova	9
1.2.5 Kako znati da li je model konačnih elemenata dobar?	10
1.3 Komercijalni softverski alat za MKE - ANSYS	12
1.4 Inovativna platforma ANSYS Workbench kao nadogradnja ANSYS-a	14
2 Primeri optimizacije dizajna korišćenjem MKE u softverskom paketu ANSYS Workbench	27
2.1 Optimizacija uzdužnika lakog aviona	27
2.1.1 Definisane modela uzdužnika u DesignModeler-u	28
2.1.2 Goal Driven metod optimizacije	35
2.2 Optimizacija okova veze krilo-trup lakog aviona	45
2.2.1 Definisane 3D modela okova u DesignModeler-u	46
2.2.2 Analiza modela okova korišćenjem MKE	54
2.2.3 Optimizacija oblika okova	61
2.2.4 Goal Driven optimizacija dimenzija okova	62
3 Softverski alati u proceni veka projektovanih konstrukcija	72
3.1 Osnovni pristupi projektovanju struktura sa aspekta zamora materijala	72
3.1.1 Koncept BEZBEDNA KONSTRUKCIJA i koncept POUZDANA KONSTRUKCIJA	74
3.1.2 Metode predviđanja zamornih karakteristika struktura	75
3.1.3 Osnovne faze veka strukture pod zamorom	
Faze rasta prsline	77
3.1.4 Parisova oblast širenja prsline i numeričko predviđanje rasta zamorene prsline	79

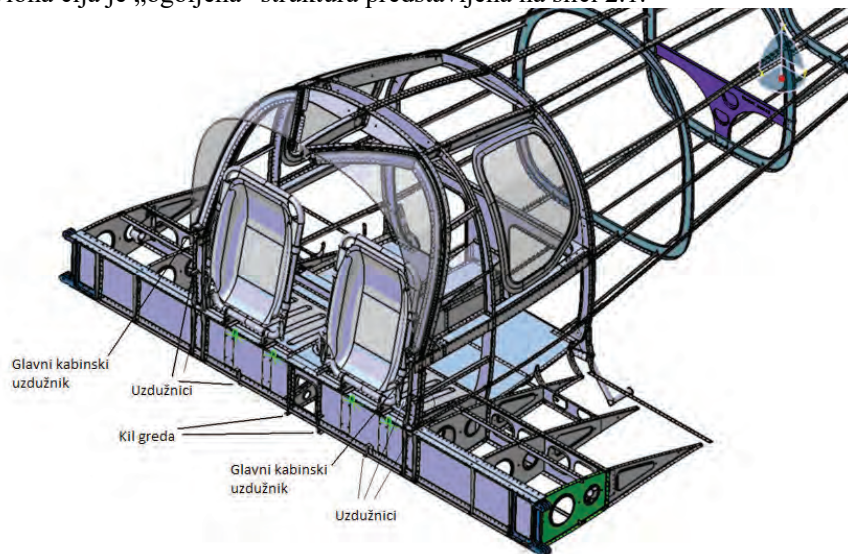
3.1.5	Određivanje faktora intenziteta napona pomoću MKE	80
3.1.6	Nedostaci i ograničenja klasične MKE u proračunu veka strukture sa prslinom	84
	Proširena MKE	
3.2	Procena zamornog veka uške okova veze krilo-trup	87
3.2.1	Procena broja ciklusa do pojave oštećenja usled zamora na ušci okova u ANSYS WorkBench-u	87
3.2.2	Simulacija širenja oštećenja usled zamora na ušci okova u ABAQUS-u	94
	Procena broja ciklusa do loma korišćenjem PMKE	
4	Softverski alati u simulaciji proizvodnog procesa	115
4.1	Uloga CATIA-e u dizajnu i proizvodnji delova	115
4.2	Numerička analiza u funkciji optimizacije proizvodnog procesa	134
4.3	2D simuliranje procesa oblikovanja korišćenjem metode konačnih elemenata u paketu ANSYS Workbench	138
4.4	Određivanje uticaja dimenzija alata na oblikovanje rebra gumenim jastukom	144
4.5	Numerička analiza springbek efekta	149
4.6	3D simuliranje procesa oblikovanja korišćenjem MKE u paketu ANSYS Workbench	155
4.7	Reverzno inženjerstvo primenom softverskog paketa CREO	166
5	RP tehnologije i 3D štampa	174
5.1	Prototip (aproksimacija proizvoda)	174
5.2	RP tehnologije	175
5.3	STL format	178
5.4	Princip rada 3D štampača sa prahom i vezivanjem praha lepkom (3DP)	181
5.5	3D štampač ZPrinter 310 Plus	185
6	Model za 3D štampu	188
6.1	Model cilindra sa klipom	188
6.2	Priprema STL-a	199
7	3D štampa izabranog modela	202
7.1	Priprema 3D štampača	202
7.2	Softverska priprema (ZPrint software)	204
7.3	Štampa i postprocesing	211
8	CATIA - primeri	218
8.1	Uputstvo za rad	218

8.2	Primer 1	219
8.3	Primer 2	237
8.4	Primer 3a	250
8.5	Primer 3b	255
8.6	Primer 3c	261
9	ANSYS - primeri	277
9.1	Uputstvo za rad	277
9.2	Primer 1	278
9.3	Primer 2	296
9.4	Primer 3	316
9.5	Primer 4	335
10	Ispitni zadaci	353
10.1	Primer 1A	353
10.2	Primer 2A	365
10.3	Primer 1B	369
10.4	Primer 2B	381
	Literatura	388

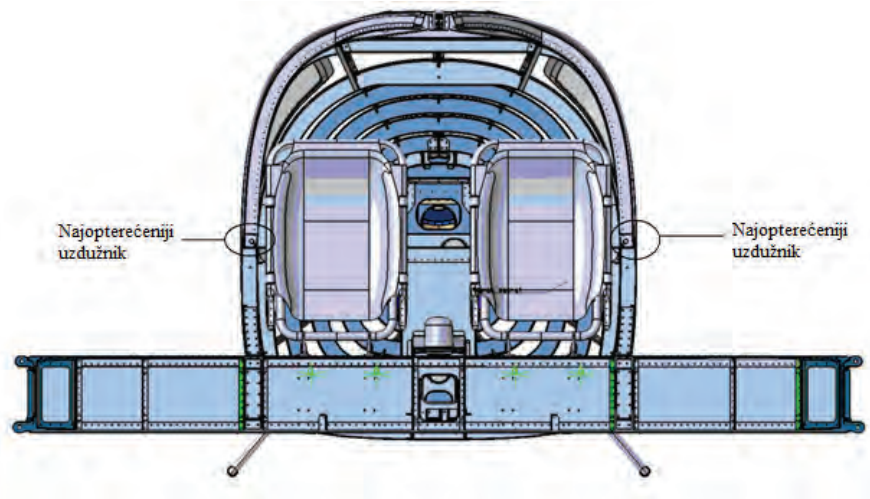
2. Primeri optimizacije konstrukcije korišćenjem MKE u softverskom paketu *ANSYS Workbench*

2.1 Optimizacija uzdužnika lakog aviona

U svrhu demonstracije metoda optimizacije konstrukcije koji se mogu efikasno koristiti u praksi, poslužićemo se primerom uzdužnika trupa lakog aviona čija je „ogoljena“ struktura predstavljena na slici 2.1.



Slika 2.1
Izgled dela trupa lakog aviona



Slika 2.2

Položaji najopterećenijih uzdužnika na trupu lakog aviona

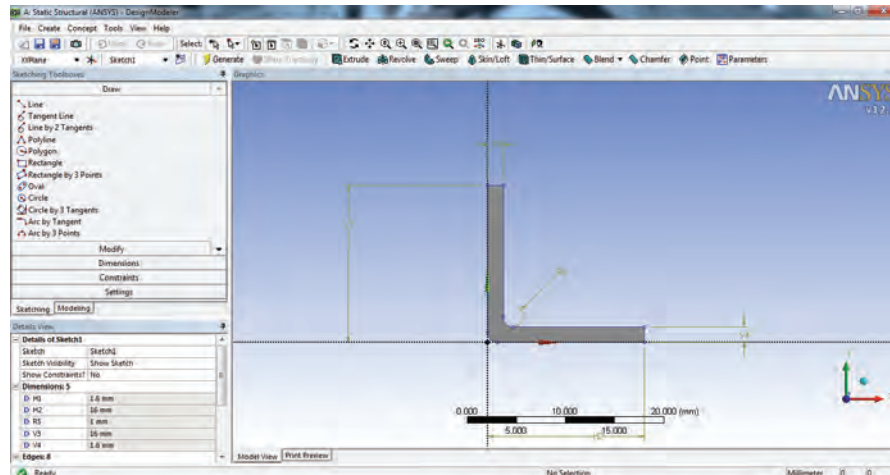
Prethodno sprovedeni proračun (koji ovde neće biti predstavljen) pokazao je da dva uzdužnika postavljena simetrično po sredini preseka (slika 2.2) trpe najveću zateznu silu (vrednosti $F=4335\text{N}$) koja može dovesti do nepoželjnih deformacija i napona na ovim elementima. Da bi se uzdužnici optimizovali, tj. da bi im se odredile minimalne dimenzije i masa koje neće dovesti do pojave kritičnih vrednosti napona, sprovedeni su koraci koji će biti opisani u nastavku teksta.

2.1.1

Definisanje modela uzdužnika u *DesignModeler*-u

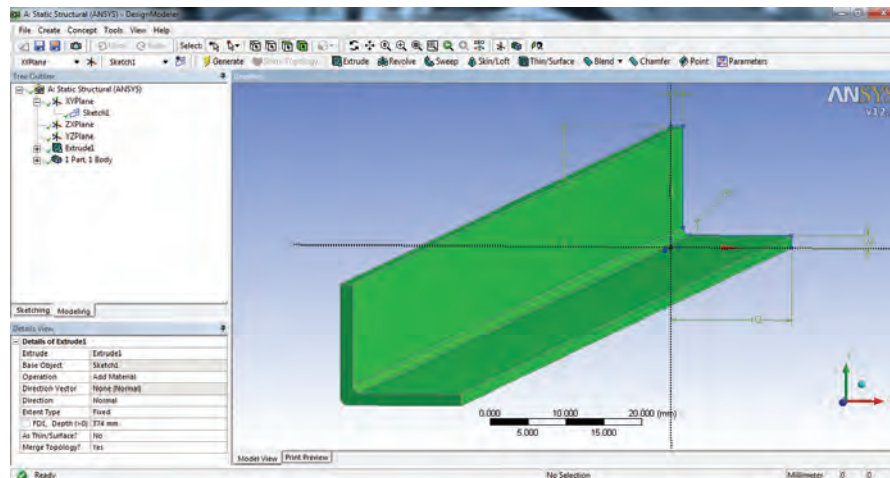
Kao što je pojašnjeno ranije, strukturalna analiza u *ANSYS Workbench*-u – koja se započinje dvostrukim klikom na *Static Structural* – sprovodi se uz pomoć liste za proveru koja značajno olakšava rad jer sadrži tačan redosled neophodnih koraka, od definisanja materijala, geometrije, mreže konačnih elemenata, sila i oslonaca, do rešavanja numeričkog modela i pregleda rezultata. Poprečni presek uzdužnika koji je bio predmet optimizacije (analiziran je samo jedan od dva jer oba nose istovetno opterećenje) ima oblik jednakokrakog „L“ profila dimenzija $16 \times 16 \times 1,6$ mm (sa radijusima veličine 1 mm) i nacrtan je direktno u *DesignModeler*-u. Ovaj autonomni *ANSYS*-ov modulu za kreiranje geometrije poziva se dvostrukim klikom na opciju *Geometry* u listi za proveru. Poprečni presek uzdužnika nacrtan je korišćenjem komande *Line*, a radijusi su dobijeni pomoću komande *Modify – Fillet* (slika 2.3). Željena geometrija

uzdužnika (slika 2.4) se zatim dobija pomoću komande *Extrude* koja skicu „razvlači“ (dajući joj treću dimenziju) i definisanjem dužine uzdužnika u pravcu Z ose (374 mm), te potvrđivanjem ovog koraka klikom na komandu *Generate* (u *DesignModeler*-u se sve akcije uvek potvrđuju ovom komandom). Na radnu površinu sa listom za proveru vraća se sa *File – Close*.



Slika 2.3

Skica poprečnog preseka uzdužnika u XY ravni sa dimenzijama

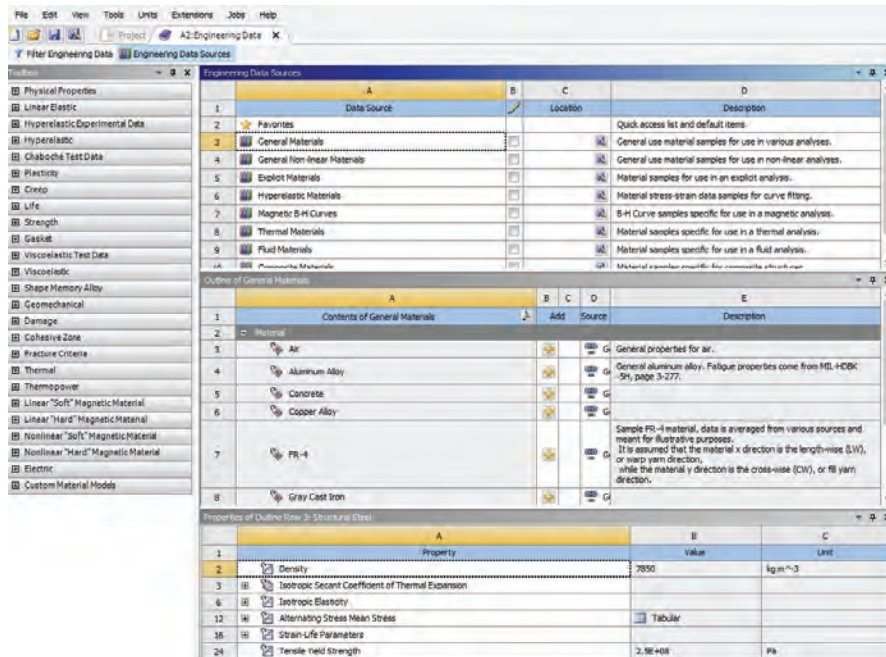


Slika 2.4

Izvlačenje profila u pravcu Z ose

Nakon geometrije zadat je materijal u okviru opcije *Engineering Data*, a izabrana je legura aluminijuma (slika 2.5). Osnovni materijal za analizu u

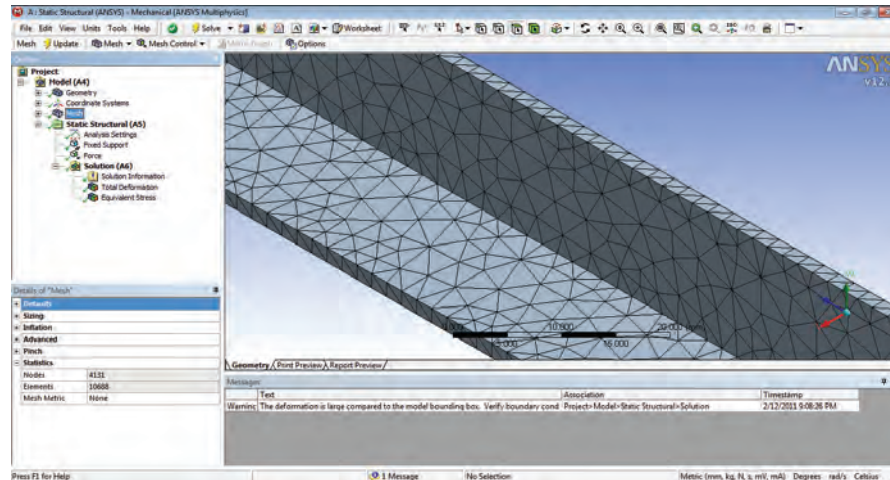
Workbench-u je čelik, a da bi se odabrao neki drugi potrebno je u prozoru *Engineering Data Sources* prvo kliknuti na *General Materials*, a onda u *Outline of General Materials* naći *Aluminum Alloy* i kliknuti na žuti znak plus pored imena materijala. Na listu za proveru se zatim vraćamo isključivanjem kartice (taba) *A2: Engineering Data*.



Slika 2.5
Odabir materijala uzdužnika

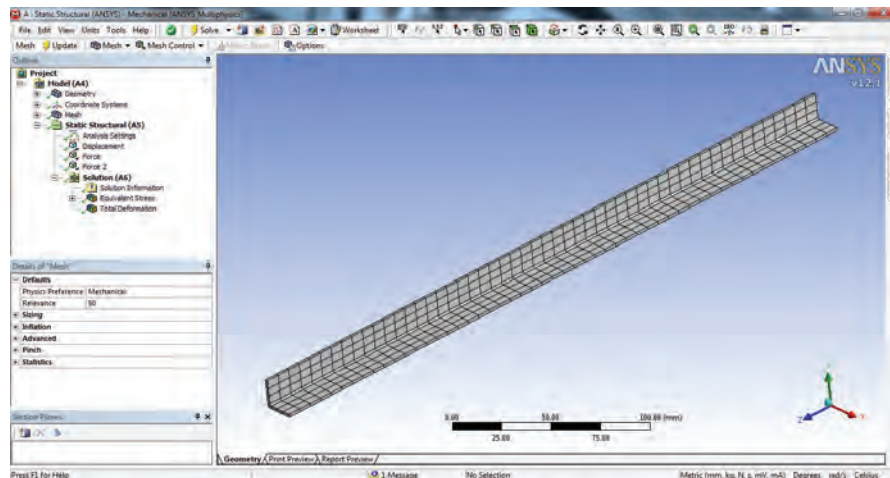
Nakon što je geometrija uzdužnika definisana (u listi za proveru štiklirana je stavka *Geometry*), sledeći koraci su definisanje mreže elemenata, unošenje opterećenja i zadavanje izlaznih veličina. Dvostrukim klikom na *Model* otvara se novi prozor sa geometrijom nacrtanom u prethodnom koraku. Prvo je potrebno generisati mrežu konačnih elemenata. U tu svrhu se u stablu *Project* sa leve strane bira *Mesh*, a onda se u prozoru *Details of "Mesh"* na dnu mogu definisati sve postavke mreže konačnih elemenata. Za početak možemo ostaviti sva podrazumevana podešavanja mreže i nakon što desnim klikom na *Mesh* u stablu dobijemo novi meni i iz njega odaberemo *Generate Mesh*, ANSYS Workbench će automatski kreirati osnovnu mrežu (slika 2.6). Na ovaj način se proverava da li je geometrija modela dobro definisana, a nakon analize mreže (u okviru prozora *Details of "Mesh"* izabere se *Statistics – Mesh Metric –*

Skewness) donosi se zaključak da li je mrežu potrebno dodatno usitniti. Sitnija mreža se može dobiti ili zadavanjem manje vrednosti prosečne veličine konačnog elementa, ili povećavanjem relevantnosti mreže (u opciji *Relevance* se odabere vrednost između 0 i 100) uz adekvatan odabir *Relevance Center*-a (grub – srednji – fini, *Coarse – Medium – Fine*).



Slika 2.6

Mreža konačnih elemenata generisana automatski



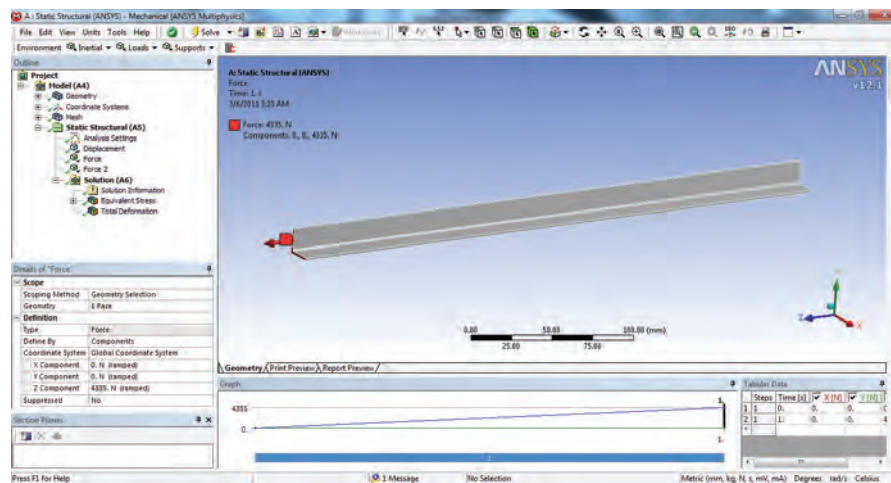
Slika 2.7

Mreža sastavljena od konačnih elemenata heksaedarskog tipa (eng. hexahedron)

Pošto je geometrija uzdužnika relativno jednostavna, mrežu ovde možemo formirati od elemenata tipa heksaedra (prizmatičnih, tj. „cigla“ elemenata) koji su poželjni jer daju vrlo dobre rezultate i ne zahtevaju mnogo procesorskih resursa. Opcija *Mesh Control – Method – MultiZone - Hexa* nam to omogućava i nakon što selektujemo telo uzdužnika i kliknemo na *Generate Mesh* dobijamo mrežu datu na slici 32.

Sledeći korak jeste definisanje opterećenja i oslonaca. Kako je naš element opterećen zateznim silama intenziteta $F=4335\text{N}$ na oba svoja kraja, to ćemo prvo selektovati jednu krajnju površinu uzdužnika (slika 2.8) i pomoću komande *Loads – Force* (koja postaje dostupna nakon što u stablu *Project* selektujemo *Static Structural*) uneti silu u z pravcu. Da bi se dobila sva tri pravca potrebno je u prozoru *Details of "Force"* opciju *Define By* promeniti iz *Vector* u *Components*, a onda u polju *Z component* uneti vrednost 4335 N. Na istovetan način definiše se i sila na drugom kraju uzdužnika (slika 2.9), a jedina razlika je što se vrednost sile unosi sa znakom minus (- 4335 N).

Što se tiče graničnih uslova, pomeranje/izduženje uzdužnika je dozvoljeno samo u pravcu uzdužne z ose (otuda mu i takvo ime) jer je to element strukture aviona koji je opterećen samo aksijalnom silom. U x i y pravcu pomeranja mu, stoga, moraju biti sprečena što se može uraditi pomoću opcije *Displacement* iz menija *Supports*: izaberu se (prvo jedna pa druga) dve krajnje površi uzdužnika (iste one na koje su postavljene sile) i onda se u polja *X Component* i *Y Component* u prozoru *Details of "Displacement"* unesu nule. Vrednost u polju *Z Component* ostaje nepromenjena (*Free*).

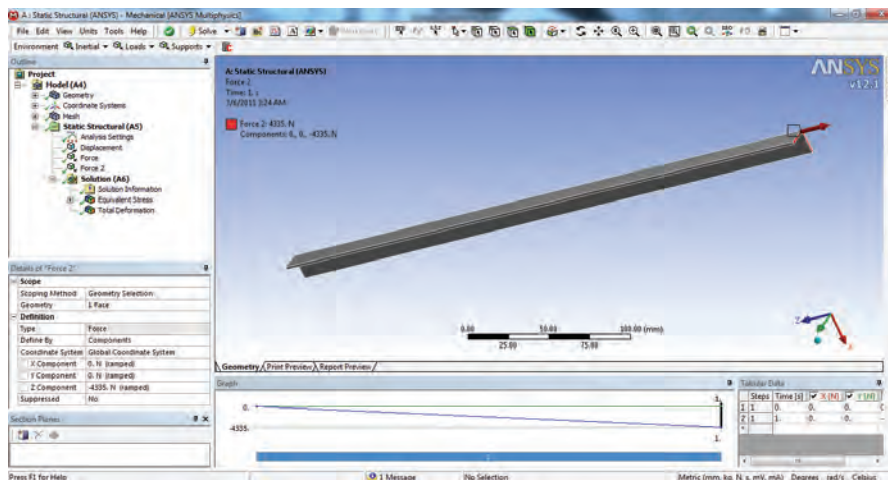


Slika 2.8

Zadavanje sile u pravcu z ose na levom kraju uzdužnika

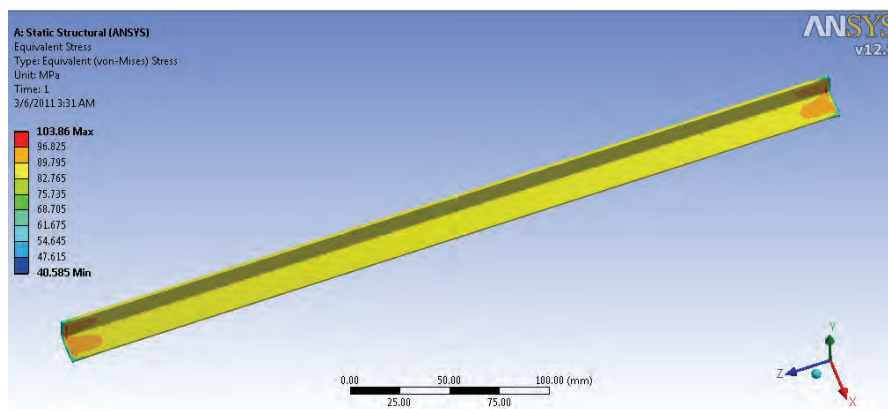
Ovim je numerički model potpuno definisan i pre nego što se pokrene proračun klikom na dugme *Solve* potrebno je definisati željene izlazne veličine (ovo je moguće uraditi i nakon što se proračun završi – Workbench podržava naknadno dodavanje izlaznih veličina).

Uobičajeno je da se kao izlazi definišu ukupne vrednosti deformacija (selektuje se *Solution* u stablu, pa se iz menija *Deformation* izabere *Total Deformation*) i fon Mizesovi ekvivalentni naponi (*Solution – Stress – Equivalent (von-Mises)*).



Slika 2.9

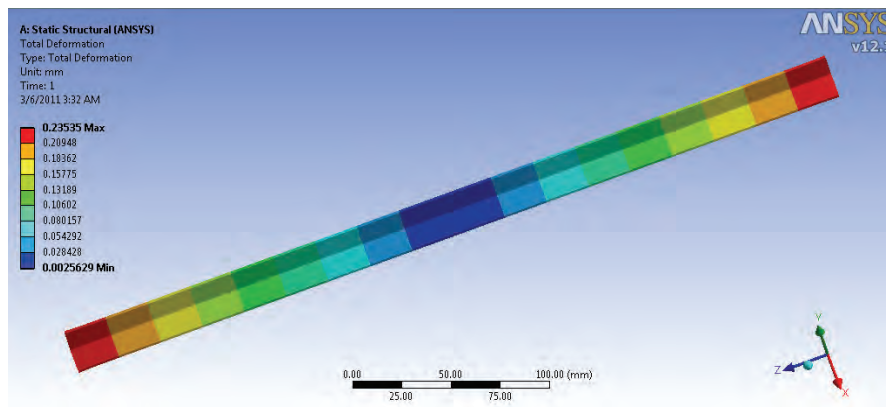
Zadavanje sile u pravcu z ose na desnom kraju uzdužnika



Slika 2.10

Vrednosti fon Mizes ekvivalentnog napona na uzdužniku

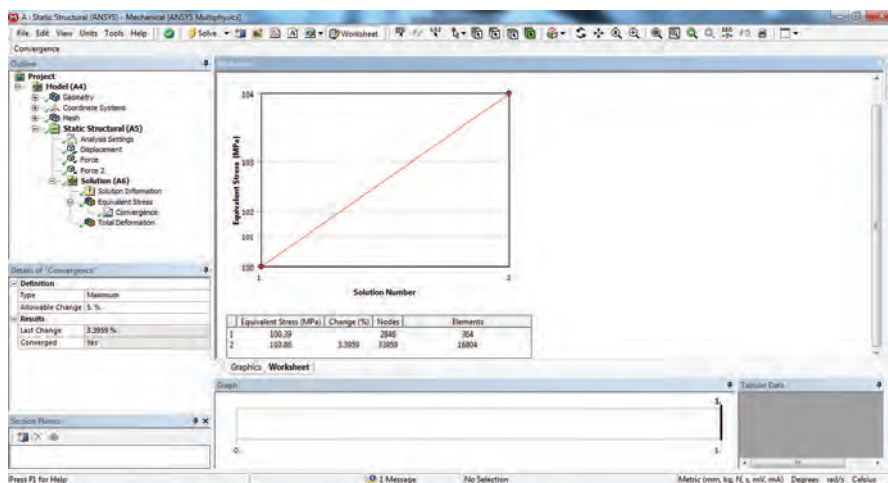
Rešavanjem modela uzdužnika za vrednosti zadatih opterećenja i definisane granične uslove dobijamo rezultate koje možemo pogledati tako što izaberemo *Equivalent Stress* ili *Total deformation* u stablu ispod *Solution Information*. Na slici 2.10 vidimo da je maksimalni napon vrednosti približno 100 N/mm^2 , dok slika 2.11 pokazuje da je najveća vrednost ukupne deformacije na uzdužniku oko $0,23 \text{ mm}$ (ne zaboravimo da je MKE približna numerička metoda i da su sve dobijene vrednosti takođe približne). U *ANSYS Workbench*-u postoji i mogućnost provere konvergentnosti rešenja, odnosno moguće je utvrditi da li je dobijena vrednost napona ili deformacije dovoljno tačna ili će sa promenom parametara mreže ona početi drastično da se menja. Da bi se to utvrdilo potrebno je prvo desnom tipkom miša kliknuti na *Equivalent Stress* u stablu, a onda iz dobijenog menija izabrati *Insert – Convergence*. Nakon toga je u prozoru *Details of "Convergence"* potrebno definisati dozvoljenu razliku u rezultatima između dve iteracije (npr. 5%) i pustiti proračun ponovo. Na slici 2.12 vidimo da je razlika maksimalnih vrednosti napona u dve uzastopne iteracije oko 3,4% (napon na modelu sa 364 elementa iznosio je $100,39 \text{ MPa}$, a na modelu sa 16804 elementa $103,86 \text{ MPa}$) i *Workbench* je odmah prekinuo proračun, što znači da je konvergenција ostvarena. Ovaj primer lepo ilustruje ranije istaknutu činjenicu da se do dobrih rezultata može doći i sa manje elemenata i da nije uvek neophodno generisati mreže sa ekstremno visokim brojem čvorova.



Slika 2.11
 Vrednosti ukupnih deformacija uzdužnika

S obzirom da je napon tečenja pri zatezanju usvojenog aluminijuma 280 MPa možemo da zaključimo da će sa usvojenim dimenzijama poprečnog preseka $16 \times 16 \times 1,6 \text{ mm}$ najopterećeniji uzdužnik bez problema nositi datu silu i da će sve vreme ostati u elastičnoj oblasti. Sada ćemo pokušati da

optimizacijom geometrije smanjimo njegovu masu, jer je očigledno da postoji velika rezerva sigurnosti.



Slika 2.12

Konvergenција ekvivalentnog fon Mizes napona

2.1.2 Ciljno orijentisana (Goal Driven) metoda optimizacije

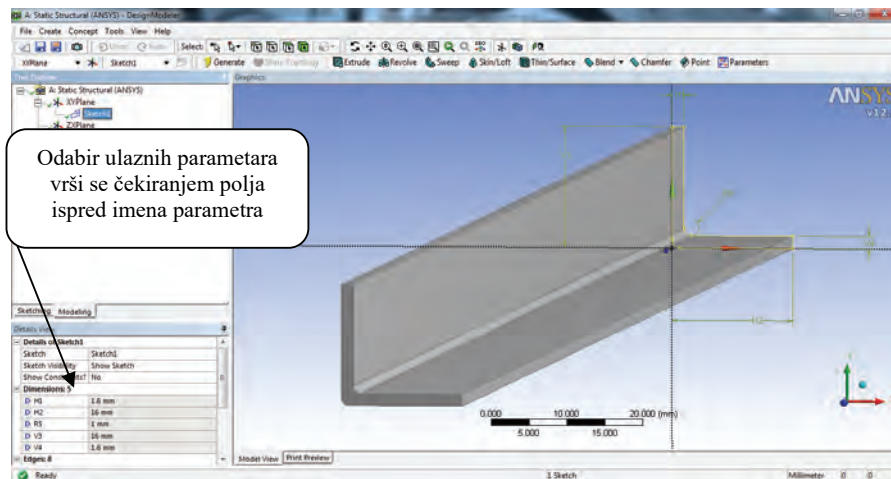
Da bi se sprovela optimizacija geometrije u *ANSYS Workbench* okruženju potrebno je definisati ulazne i izlazne parametre. Ulazni parametri mogu biti karakteristične vrednosti geometrije (dužine, širine, rastojanja između površi, radijusi i sl.), kao i opterećenja (intenziteti sila, momenata, pritiska i dr.), pa čak i postavke mreže (veličina konačnog elementa). Izlazni parametri su najčešće oni za čije vrednosti smo posebno zainteresovani: maksimalne deformacije, maksimalne vrednosti napona, mase delova, itd. U slučaju uzdužnika koji je analiziran za ulazne parametre su izabrane sve geometrijske veličine koje definišu njegov poprečni presek (širina, dužina, visina, debljina, radijusi) što se može videti na slici 2.13. Pre izbora parametara potrebno ih je definisati u *DesignModeler*-u korišćenjem opcije *Dimensions*.

Na primer, selektuje se neki radijus u 2D skici, pa mu se preko *Sketching – Dimensions – Radius* opcije dodeli željena vrednost (ili zadrži postojeća). U *Details of "Sketch"* prozoru će se potom pod *Dimensions* pojaviti oznaka „R1“ (ili sl.) sa vrednošću izabranog radijusa ispred koje će se nalaziti beli kvadrat. Klikom na beli kvadrat od tog radijusa pravi se ulazni parametar.

Umesto praznih kvadrata ispred odabranih parametara nalaziće se kvadrati sa slovom D i *DesignModeler* će svakom od njih automatski dodeliti

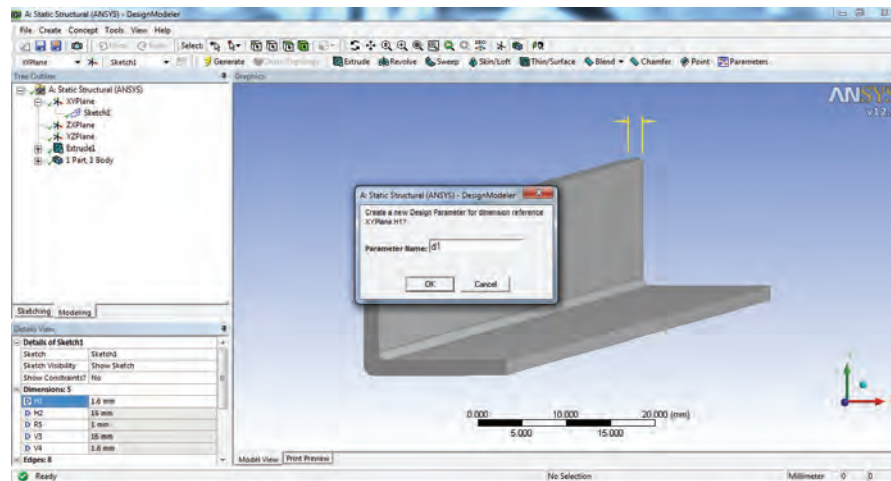
ime, a to može učiniti i korisnik softvera ako želi da lakše manipulira njima (slika 2.14). Što se tiče izlaznih parametara oni se definišu na sličan način, ali u okviru opcije *Model* liste za proveru: u stablu se selektuje *Geometry*, pa čekira kvadrat ispred mase uzdužnika (slika 2.15), a na sličan način se i maksimalni ekvivalentni napon prevodi u parametar (slika 2.16).

Na ovaj način je model uzdužnika u *ANSYS Workbench*-u pripremljen za optimizaciju.



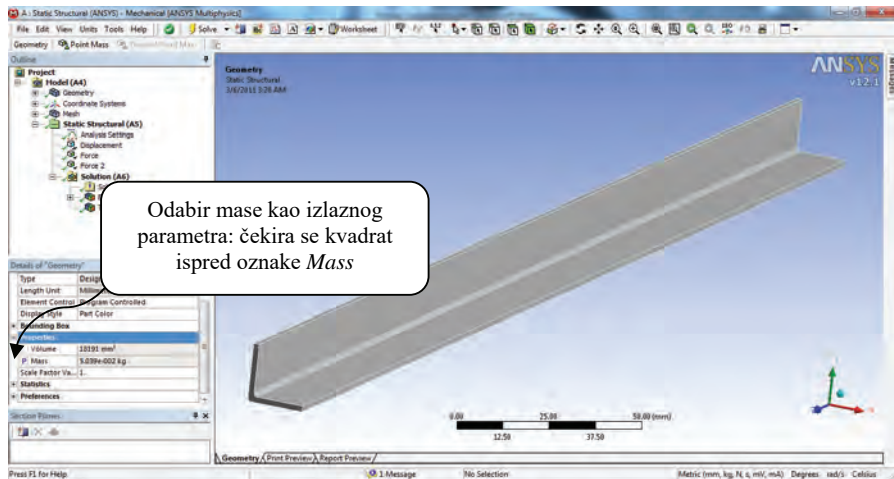
Slika 2.13

Pretvaranje geometrijskih veličina u ulazne parametre optimizacije uzdužnika



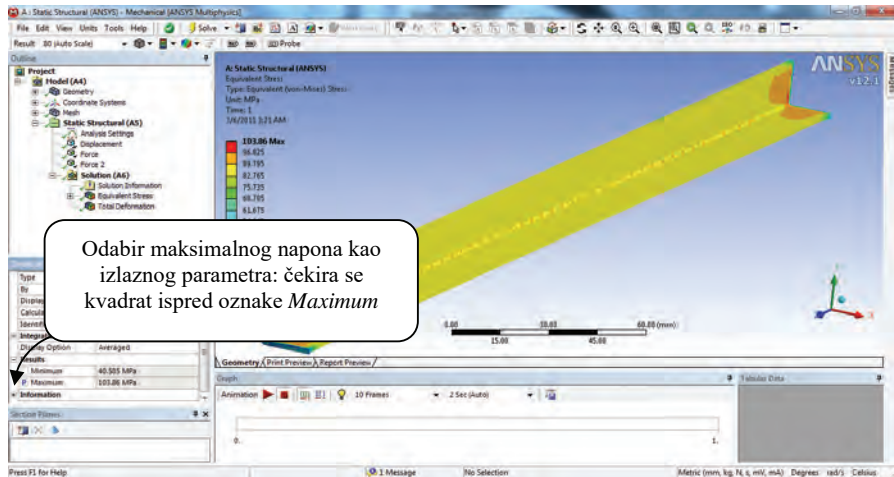
Slika 2.14

Davanje imena jednom od ulaznih parametara



Slika 2.15

Definisanje mase uzdužnika kao izlaznog parametra

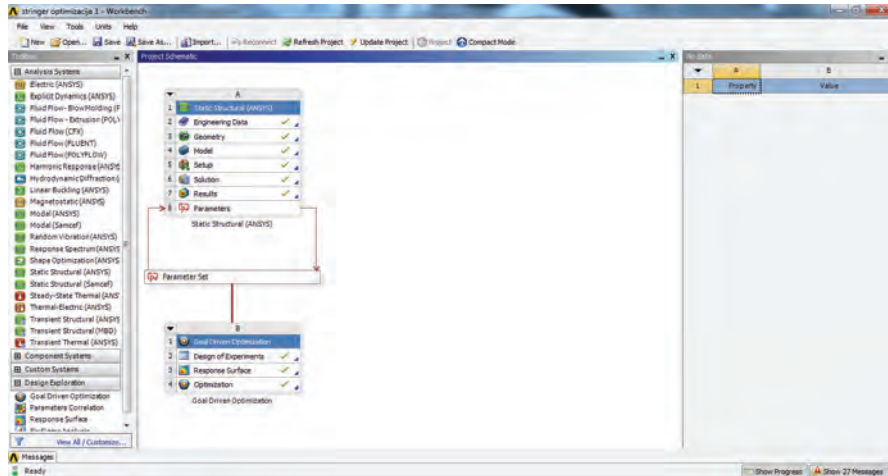


Slika 2.16

Definisanje maksimalnog ekvivalentnog napona kao izlaznog parametra

Povratkom u glavni prozor ANSYS Workbench-a *Project Schematic* uočićemo pojavu petlje pod imenom *Parametric Set* koja je znak da su i ulazni i izlazni parametri definisani (ako nema ulazne ili izlazne strelice, onda jedno od ovo dvoje mora da se definiše). Da bi se optimizacija sproveda potrebno je u listi *Analysis Systems* pronaći *Design Exploration*, u okviru koga je i opcija *Goal Driven Optimization*. Dvostrukim klikom na ovu opciju (ili njenim prevlačenjem u radno polje) pojavice se istoimena lista za proveru povezana sa

Parametric Set (slika 2.17) koja ima tri nove stavke: *Design of Experiment*, *Response Surface* i *Optimization*. (NAPOMENA: Od verzije ANSYS Workbench-a 15 *Goal Driven Optimization* je preimenovana u *Response Surface Optimization*, ali su sve opcije optimizacije ostale nepromenjene.)



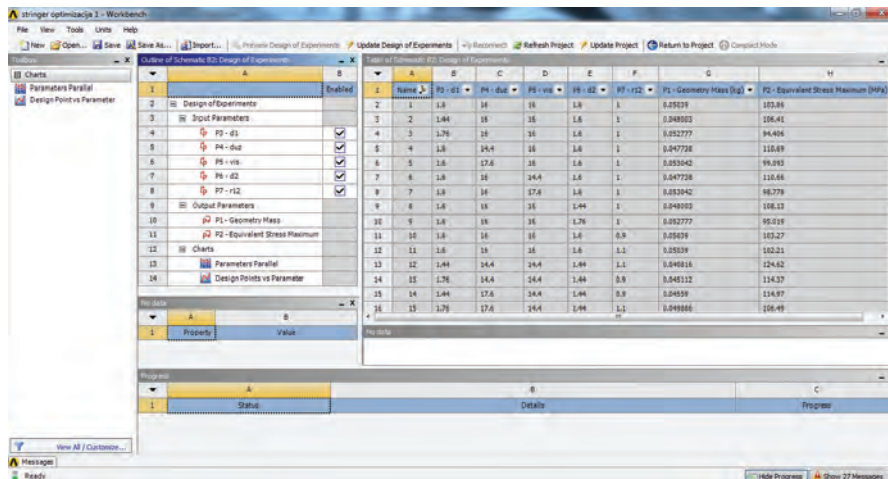
Slika 2.17

Dodavanje modula za optimizaciju postojećem projektu

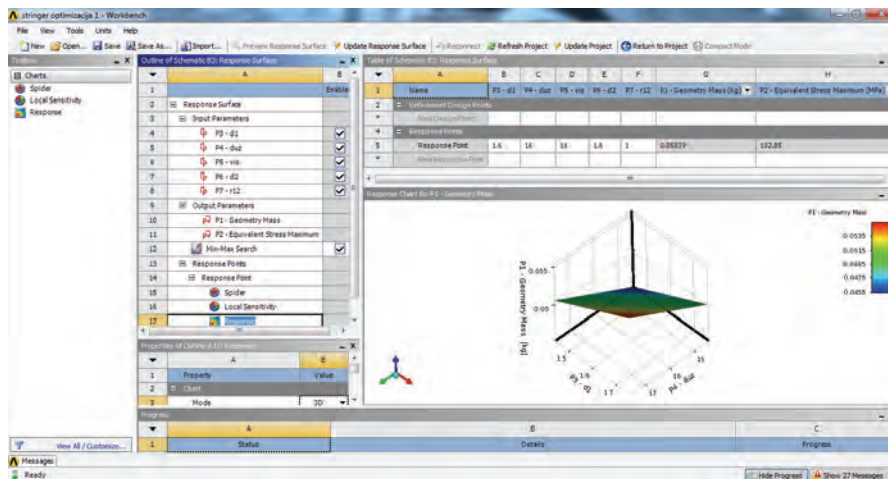
Odabirom prve stavke na listi (dvostrukim klikom) softver će – nakon što se potom desnim mišem klikne na *Design of Experiments* (u prozoru *Outline of Schematic*, slika 2.18) i izabere opcija *Update* – generisati određeni broj kombinacija vrednosti definisanih parametara (prozor *Table of Schematic*, slika 2.18), pri čemu se maksimalne i minimalne vrednosti parametara pre toga moraju definisati tako što im se u listi *Input Parameters* izaberu imena, a onda u prozoru *Properties of Outline* unesu *Lower Bound* i *Upper Bound*. Program može i automatski da postavi ove granice, ali je poželjno da to uradi korisnik jer on limite geometrije poznaje bolje od softvera. Veći broj parametara koji se optimizuju prouzrokuje veći broj kombinacija vrednosti (npr. za tri parametra ANSYS generiše petnaest kombinacija, a za pet dvadeset i sedam, itd.), što znači da višeparameterska optimizacija može da uzme jako puno vremena. Za svaku generisanu kombinaciju vrednosti ANSYS kreira novi numerički model i proračunava izlazne vrednosti (masa, napon), sve u svrhu definisanja odzivne površi (*Response Surface*).

Nakon „dizajniranja eksperimenta“ potrebno je vratiti se u radni prozor (*Project Schematic*) i iz liste odabrati drugu stavku *Response Surface* (dvostrukim klikom). U okviru nje kreira se odzivna površ tako što se desnom tipkom miša klikne na *Response Surface* u okviru prozora *Outline of Schematic* i izabere *Update*: rezultat će izgledati kao na slici 2.19. Odzivnu površ ANSYS

stvara na osnovu rezultata dobijenih za različite kombinacije vrednosti parametara generisane u prethodnoj stavci i ona, u najvećoj meri, predstavlja obvojnici izlaznih vrednosti: na njoj se nalaze željena masa uzdužnika i maksimalni napon na istezanje i nju će ANSYS koristiti u potrazi za konačnim dimenzijama kada mu jednom budu definisane ciljane izlazne vrednosti (odzivna površ je u neku ruku ekvivalenta trend liniji u regresionoj analizi).



Slika 2.18
Design of Experiments – prva stavka u optimizaciji



Slika 2.19
Response Surface se kreira na osnovu rezultata dobijenih u Design of Experiments: na slici je prikazana zavisnost mase uzdužnika P1 u funkciji parametara P3 i P4

Da bi se dobio izgled odzivne površi kao na slici 44 potrebno je u prozoru *Properties of Outline* izabrati *Mode 3D*, a izborom *Mode 2D* moguće je analizirati uticaj svakog od parametara optimizacije na vrednosti izlaznih veličina.

Konačno, dolazimo do poslednje stavke *Optimization* pomoću koje se zadaju željene vrednosti izlaznih veličina i u okviru koje se dolazi do odgovora koje dimenzije profila uzdužnika garantuju te izlazne vrednosti.

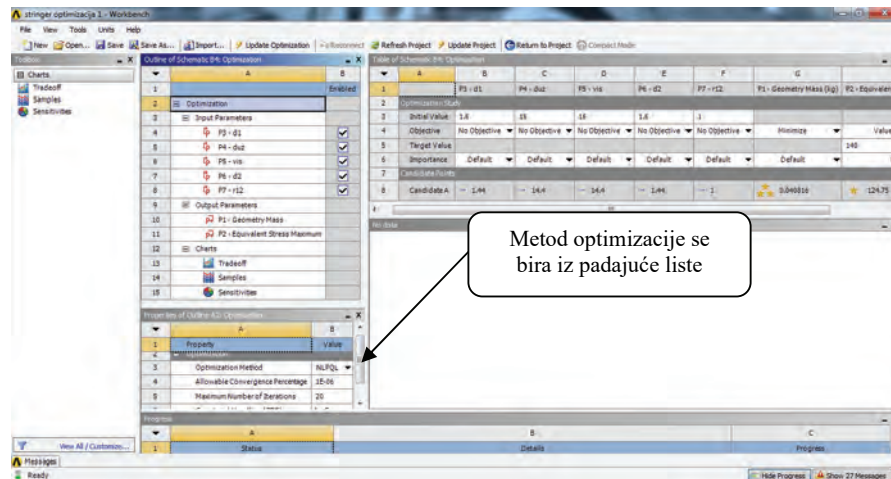
Prvo je potrebno selektovati *Objectives and Constraints*, a onda u *Table of Schematic* definisati ciljeve optimizacije: u slučaju mase uzdužnika funkcija *Objective* je postavljena na *Minimize* (čime se softveru sugerise da pri proračunu odzivnu površ analizira samo u oblasti donjih graničnih vrednosti mase), dok je u slučaju maksimalnog napona definisano ograničenje (*Constraint*) *Values <= Upper Bound 280 MPa* što je vrednost napon tečenja materijala (slika 2.20).

Dakle, definisani cilj je smanjenje mase uzdužnika, uz uslov da ekvivalentni maksimalni napon ne izađe iz elastične oblasti.

Parameter	Objective		Constraint		
	Type	Target	Type	Lower Bound	Upper Bound
Equivalent Stress Maximum	No Objective		Values <= Upper Bound		280
Solid Mass	Minimize		No Constraint		

Slika 2.20

Definisanje cilja i granična vrednost optimizacionog postupka



Slika 2.21

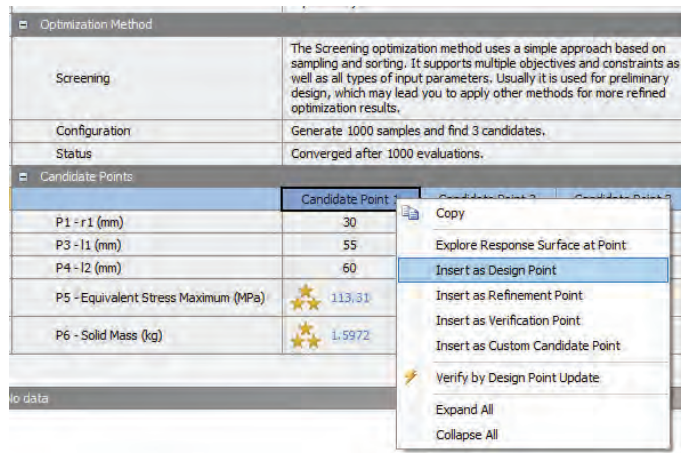
Izbor metode optimizacije

Screening metoda je zasnovana na jednostavnom metodu uzorkovanja i sortiranja i podržava višestruke ciljeve i granične uslove, kao i sve vrste ulaznih parametara. Uglavnom se koristi kod preliminarnih proračuna, što korisnika upućuje na druga dva metoda ako tačnost optimizacije mora biti visoka. Screening metod generiše 1000 uzoraka i pronalazi 3 najbolja „kandidata“.

MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm) metoda je varijanta vrlo popularne **NSGA-II** (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II) matematičke metode zasnovane na tzv. konceptima kontrolisanog elitizma (eng. controlled elitism concepts). Raspoloživ je samo u slučajevima kontinualnih ulaznih parametara i podržava višestruke ciljeve, ograničenja i izlaze. Generiše inicijalno 100 uzoraka, zatim još 100 po iteraciji i pronalazi tri najbolja „kandidata“ u maksimalno 20 iteracija.

NLPQL (Non-Linear Programming by Quadratic Lagrangian) je gradijentna metoda koji omogućava pronalaženje pročišćenih, lokalno optimizovanih rezultata. Tačniji je od prethodna dva, ali podržava samo jedan cilj (*Objective*) kod kontinualnih ulaznih parametara. Takođe, polazna tačka mora biti zadana da bi metod mogao da definiše oblast geometrije koja se želi optimizovati. Izlaz iz optimizacije su, kao i kod prethodnih metoda, tri najbolja „kandidata“.

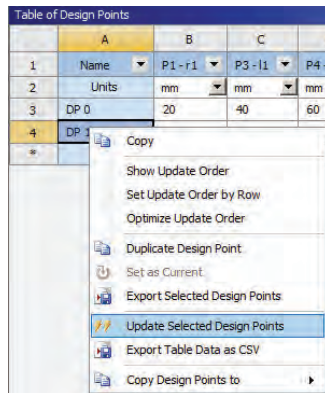
U nekim slučajevima se mogu koristiti sve tri metode i onda izabrati rezultat koji je najbolje „pogodio“ želje dizajnera. Kada se konačno pronađe najbolji „kandidat“ (tj. najbolja kombinacija parametara) on se potvrđuje tako što se na njegovo ime klikne desnom tipkom miša i potom izabere opcija *Insert as Design Point* (slika 2.22).



Slika 2.22

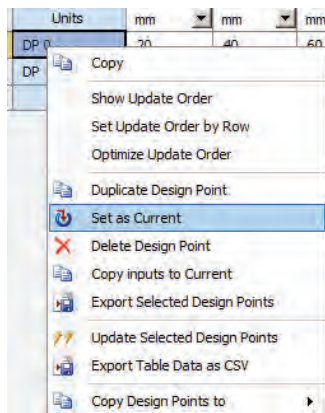
Izbor najboljeg od tri „kandidata“ kod **Screening** metode

Nakon toga potrebno je vratiti se na glavnu radnu površinu (prozor *Project Schematic*), kliknuti dva puta na *Parameter Set* (videti sliku 2.17) i onda u prozoru *Table of Design Points* pronaći prethodno dodatog „kandidata“, kliknuti desnom tipkom miša na njegovo ime (obično je to DP1, jer se originalna geometrija čuva kao DP0) i izabrati *Update Selected Design Points* (slika 2.23). Po dobijanju vrednosti mase i napona potrebno je još optimizovane parametre dodeliti projektovanoj geometriji i tako dobiti konačni izgled dela/sklopa. U tu svrhu se ponovo klikne desnom tipkom na ime i bira *Set as Current* (slika 2.24).



Slika 2.23

Dodavanje izabranog „kandidata“ u tabelu sa drugim kandidatima

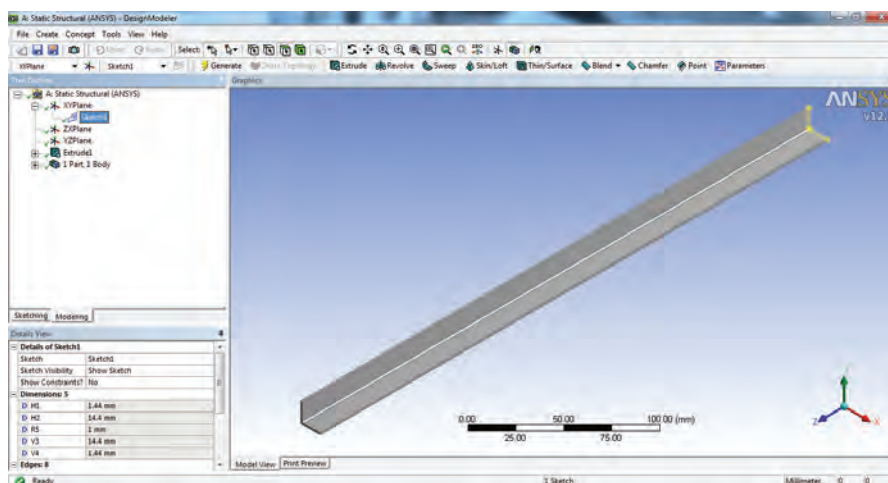


Slika 2.24

Dodeljivanje izabranih vrednosti parametara geometriji modela

U slučaju L uzdužnika odabrana je **NLPQL** metoda jer je najpreciznija i zato što je bio definisan samo jedan cilj (minimalna masa), a nakon dobijanja tri „kandidata“ izabran je najpodesniji na način prethodno opisan. Konačna

geometrija uzdužnika data je na slici 2.25 (na kojoj se vide i vrednosti optimizovanih parametara), a važno je napomenuti da mu je masa u odnosu na početnu geometriju smanjena za 12,5% (tj. za oko 10 grama) dok je maksimalna vrednost ekvivalentnog napona zadržana ispod zadanih 280 MPa.



Slika 2.25

Izgled optimizovanog uzdužnika

Nekom se umanjeње mase od (samo) 10 grama može učiniti zanemarljivim, ali jednostavan račun to pobija. Laki avion čiji je deo trupa prikazan slikom 2.1 ima oko 1700 delova, pa ako je masu svakog dela moguće smanjiti za 10 grama dolazimo do uštede od približno 17 kilograma, što je za tu klasu letelice značajna brojka. Da i ne pominjemo velike putničke avione koji imaju preko 100000 delova i komponenti – u slučaju uštede od **samo jednog grama** po delu konstrukcija će biti lakša za 100 kilograma, pa će u avionu biti mesta za jednog putnika više, što avio-prevozniku može da omogući dodatnu zaradu od nekoliko miliona evra tokom radnog veka letelice!

U tom smislu efekti optimizacije su najčešće komercijalne prirode, bilo da se radi o proizvođaču, bilo o krajnjem korisniku proizvoda, pa je nju poželjno sprovoditi kod svakog, pa i najmanjeg elementa strukture. Međutim, kod složenijih delova – kao što je okov za vezu krilo-trup prikazan u nastavku teksta – postupak optimizacije nije jednostavan upravo zbog kompleksnosti geometrije, a i sama optimizacija se može odužiti ukoliko je definisana mreža konačnih elemenata sa velikim brojem čvorova. Postoji još jedan problem: ako je geometrija modelirana u drugim CAD softverima (kao, na primer, u CATIA-i) ona ne može biti optimizovana, jer se u *DesignModeler*-u ne mogu definisati parametri optimizacije na način prikazan na slikama 2.13 i 2.14. Da bi to bilo moguće svi delovi koji se žele optimirati moraju biti modelirani u

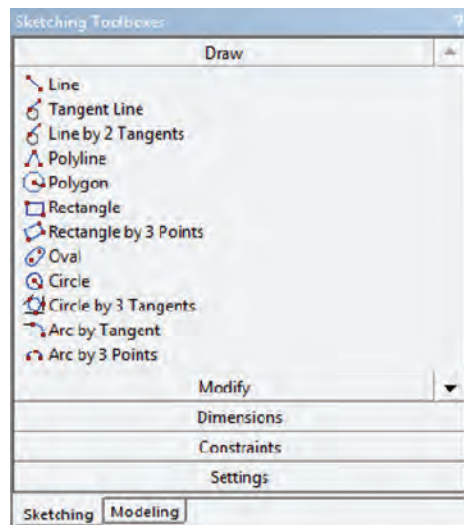
DesignModeler-u koji ne omogućuje komforan rad na geometriji kao drugi alati za projektovanje i zato nije omiljeni izbor inženjera. Svesni toga, vodeći ljudi kompanije ANSYS Inc. su odlučili da problem reše kupovinom softvera pod imenom SpaceClaim koji je od verzije 16 sastavni deo ANSYS Workbench-a. Preko njega je moguće uvesti delove/sklopove iz npr. CATIA-e i onda ih optimizovati na prethodno opisan način, što će biti prikazano kasnije. Pre toga ćemo se pozabaviti modeliranjem kompleksnije 3D strukture u *DesignModeler*-u i njenom optimizacijom pomoću modula *Goal Driven Optimization*.

2.2.1

Definisanje 3D modela okova u *DesignModeler-u*

S obzirom na kompleksnost same geometrije i činjenicu da bi detaljan opis svakog koraka modeliranja uzeo prilično prostora, ovde će oni biti prikazani ukratko, a čitaoca upućujemo na datoteke koje su dodatak ovoj knjizi i čijom analizom može dobiti odgovore na pitanja tipa: „Kako je tačno modeliran ovaj zid ili napravljen taj otvor?“

Kao i ranije, dvostrukim klikom na modul *Static Structural* započinjemo analizu u Workbench-u. Još jednim dvostrukim klikom, ovog puta na *Engineering Data*, biramo materijal okova, što je u ovom slučaju legura čelika (*Cr-Mo Steel*, Poisson's Ratio 0,3 i Young's modulus $2,07 \cdot 10^{11}$ Pa) zatezne čvrstoće 1600 MPa. Povratkom na prozor *Project Schematic* biramo modul *DesignModeler* dvostrukim klikom na *Geometry* u listi za proveru. Kao što je već rečeno, modeliranje u ovom modulu nije jednostavno kao u npr. *CATIA*-i, ali za potrebe optimizacije okov nije mogao biti uvezen iz drugog CAD programa. U nekoliko koraka opisaćemo osnovne komande i principe korišćene za izradu 3D modela okova.



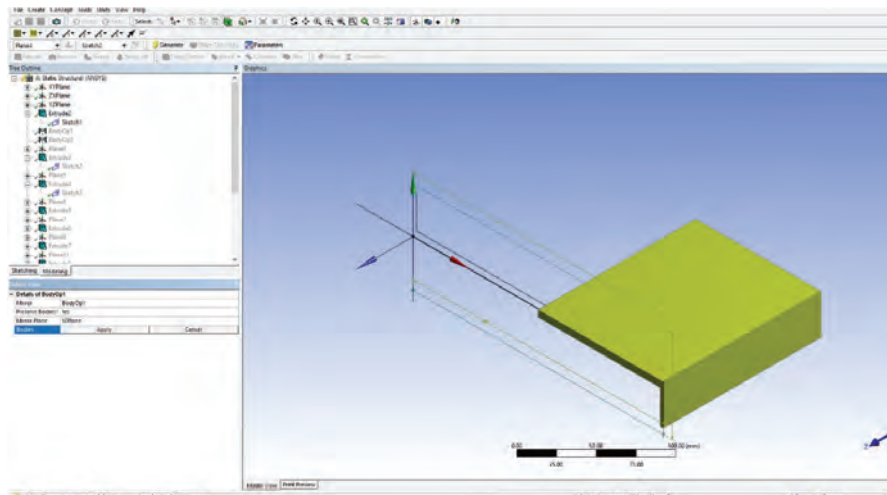
Slika 2.27
Alatke za izradu skica

Projektovanje 3D konačnih elemenata u *DesignModeler-u* zasnovano je – kao i kod drugih CAD softvera – na izradi skica u određenim ravnima ili već

postojećim ravnim površinama modela. Tako izborom npr. *XY* ravni u prozoru *Tree Outline* i klikom na karticu *Sketching* dobijamo listu sa alatima za crtanje (Slika 2.27) među kojima su *Line* (linija), *Rectangle* (pravougaonik), *Circle* (krug), *Polygon* i dr.

Izborom i upotrebom neke od ovih alatki Workbench automatski kreira novu skicu u *Tree Outline*-u (*Sketch1*) u izabranoj ravni, pri čemu konačna skica mora biti zatvoreni skup linija da bismo joj mogli dodati još jednu dimenziju i tako napraviti 3D model. Kada se dobije željena skica potrebno je kliknuti na karticu *Modeling* i izabrati neku od opcija iz palete sa alatima *Extrude* (razvući), *Revolve* (rotirati), *Sweep* (razvući duž linije) itd., da bi se od skice dobio trodimenzionalni model.

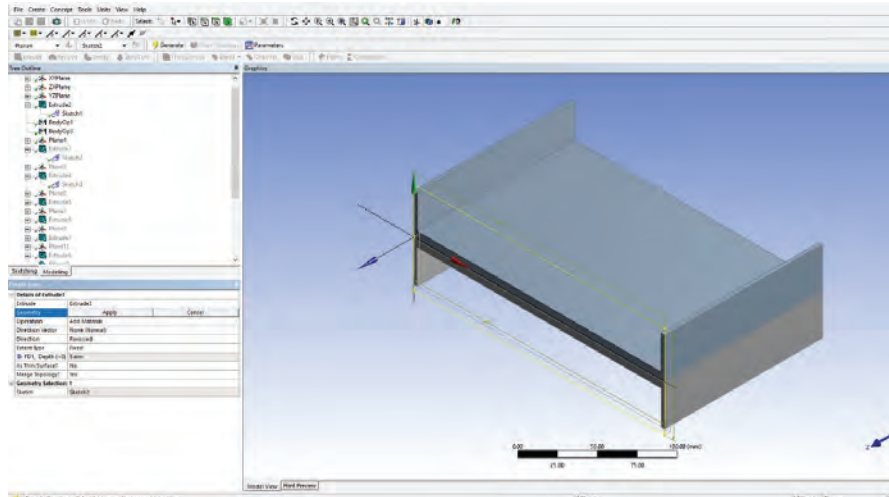
U slučaju okova pošlo se od skice u *XY* ravni koja predstavlja tek jednu četvrtinu celokupne skice, jer je ideja bila iskoristiti simetričnost modela. Tako je skica prvo razvučena u pravcu normale opcijom *Extrude* (slika 2.28), pa je dobijeni 3D model prvo preslikan korišćenjem ravni *YZ* kao ravni simetrije, a onda je novodobijena geometrija preslikana korišćenjem ravni *ZX* kao ravni simetrije. Preslikavanja se ostvaruju tako što se iz glavnog menija izabere *Create – Body Operation*, pa u prozoru *Details View* odabere operacija koja se želi izvršiti: u ovom slučaju to je *Mirror*. Izgled modela nakon ovih operacija prikazan je na slici 2.29.



Slika 2.28
Početak modeliranja okova – *Sketch1*

Sledeći korak bio je izrada nove skice u ravni normalnoj na osu *z*, a koja se poklapa sa bočnom površinom modela dobijenog nakon primene komandi *Body Operation*. U toj ravni je nacrtan pravougaonik (označen žutom

bojom na slici 2.29) koji je potom komandom *Extrude* razvučen za određenu dužinu (slika 2.30). Potom je sa horizontalnog dela modela uklonjen deo materijala definisan skicom žutom bojom označenom na slici 2.30. Postupak uklanjanja materijala u *DesignExplorer*-u u velikoj meri je istovetan postupku dodavanja (tj. razvlačenja) materijala: opet se bira komanda *Extrude*, ali se u prozoru *Details of Extrude – Operation* bira opcija *Cut Material*, a kao *Base Object* selektuje se prethodno nacrtana skica. Izgled modela okova nakon uklanjanja dela materijala prikazan je na slici 2.31.



Slika 2.29

Izgled modela nakon primene komandi *Body Operation*

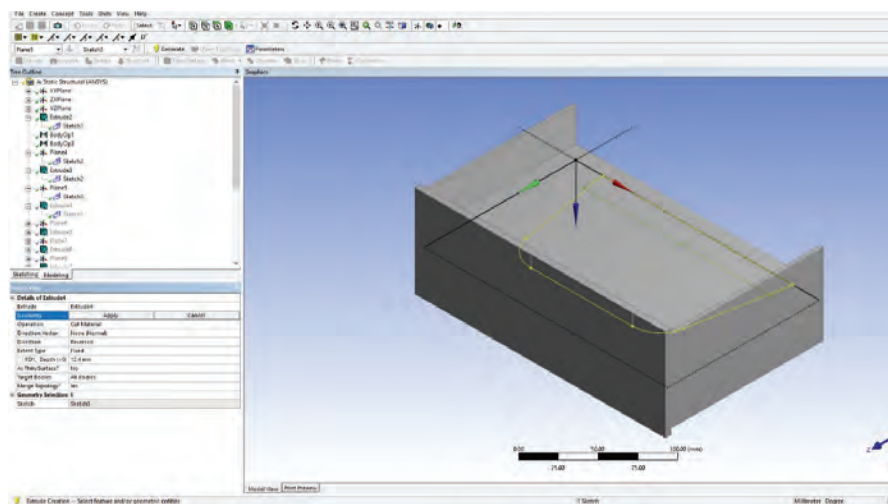
Istovetan postupak upravo opisanom još dva puta je sproveden i to sa dve identične skice (jedna od njih predstavljena je žutom linijom na slici 2.31) nacrtane na međusobno paralelnim vertikalnim površinama modela, a rezultat ovih operacija dat je slikom 2.32. Konačno, komanda *Extrude* još dva puta je primenjena da bi se uklonio materijal, ovog puta u obliku skice predstavljene slikom 2.32. Izabrana je prvo gornja horizontalna površina modela, u okviru *Operation* selektovano je *Cut Material*, a u polju *FDI Depth* uneta je vrednost dubine uklanjanja materijala u milimetrima (ispred polja *FDI Depth* postoji kvadrat koji ukazuje da se ova vrednost može koristiti kao ulazni parametar za optimizaciju). Potom je istovetna skica nacrtana na donjoj horizontalnoj površini i sprovedeni su isti koraci da bi model dobio izgled kao na slici 2.33.

Poznato je da su oštre ivice i nagli prelazi na geometriji izvori koncentracija napona koji mogu ugroziti integritet konstrukcije i dovesti do pojave lomova usled zamora delova koji prenose visoka opterećenja tokom eksploatacije. Okov veze krilo-trup jedan je od vrlo odgovornih delova i zato se

definisanjem odgovarajućih zaobljenja moraju preduprediti (ili bar ublažiti) pojave koncentracija napona na kritičnim prelazima. U tu svrhu bira se komanda iz glavne palete sa alatkana *Blend – Fixed Radius* i onda se – nakon što se prethodno izabere ivica koja se zaobljava – definiše vrednost radijusa zaobljenja. Na ovaj način zaobljena je većina ivica (obeležениh zelenom bojom na slici 2.34) korišćenjem različitih vrednosti radijusa, a komanda *Chamfer*, koja se nalazi u istoj paleti gde i *Blend*, iskorišćena je da se istovremeno obori 12 ivica modela (prethodno selektovanih) pod uglom od 45° . Slika 2.35 prikazuje izgled oborenih ivica.

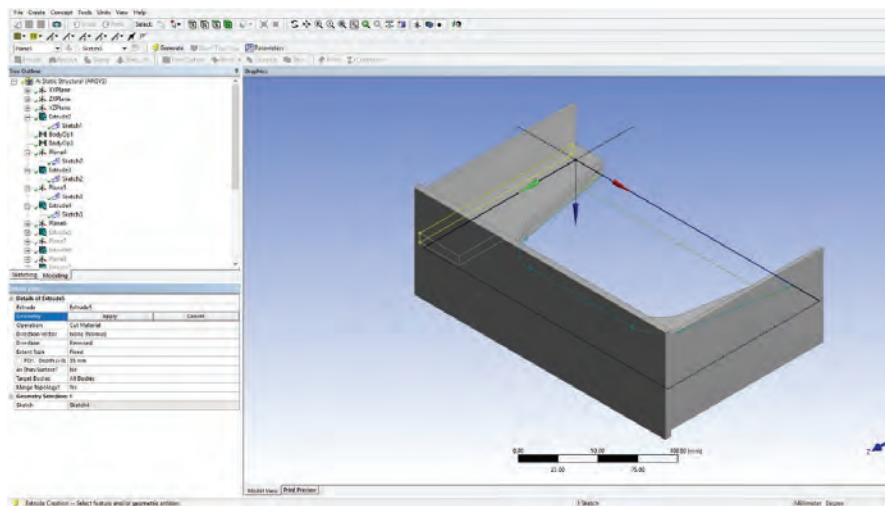
Konačno, ostalo je još da se dodaju uške da bi model okova bio završen. Ravan *YZ* iskorišćena je da se u njoj nacrtava nova skica (slika 2.36) koja je, pak, poslužila kao osnova za novo dodavanje materijala komandom *Extrude*. Materijal je dodan sa obe strane skice, tj. debljina uški je podeljena sa dva i onda je dobijena vrednost uneta u polje *FDI Depth*. Pre toga je u prozoru *Details of Extrude* u okviru *Direction* izabrana opcija *Both - Symmetric* kojom se *DesignModeler*-u daje instrukcija da komandu *Extrude* primeni simetrično u odnosu na selektovanu ravan skice. Izgled dobijenih uški dat je na slici 2.37.

Da bi se dobio konačan oblik okova bilo je potrebno još jednom ukloniti materijal prema skici datoj na slici 2.38, a nacrtanoj u ravni simetrije okova. Ponovo je korišćena komanda *Extrude* sa opcijama *Operation – Cut Material*, *Direction – Both - Symmetric* u *Details of Extrude*, tj. materijal je uklonjen u oba smera u odnosu na izabranu skicu. Konačan izgled okova dat je slikom 2.39.

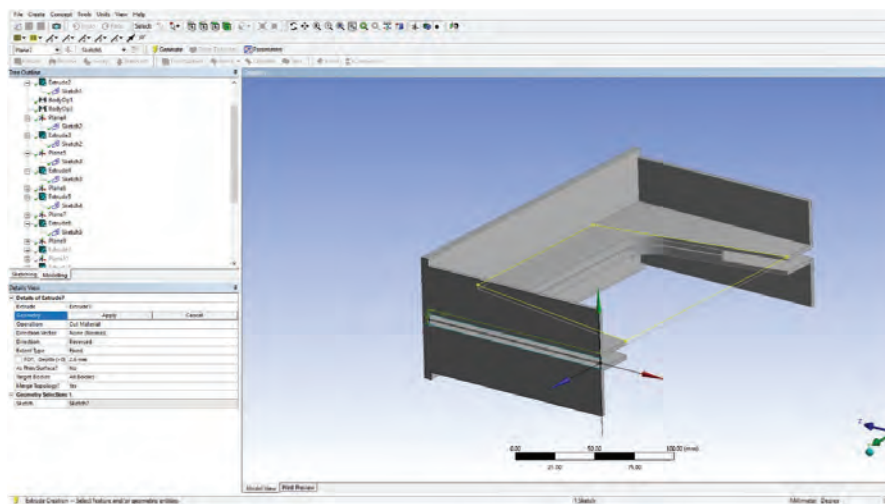


Slika 2.30

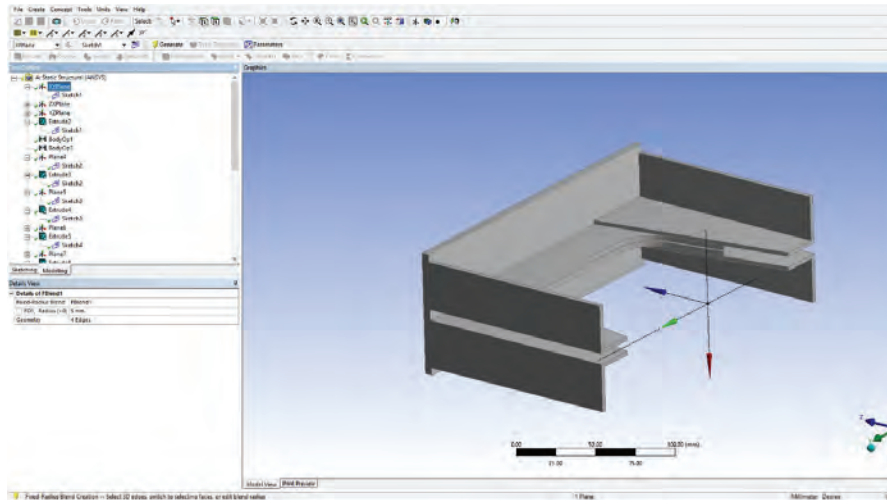
Izgled modela nakon primene komande *Extrude* na skicu *Sketch2*



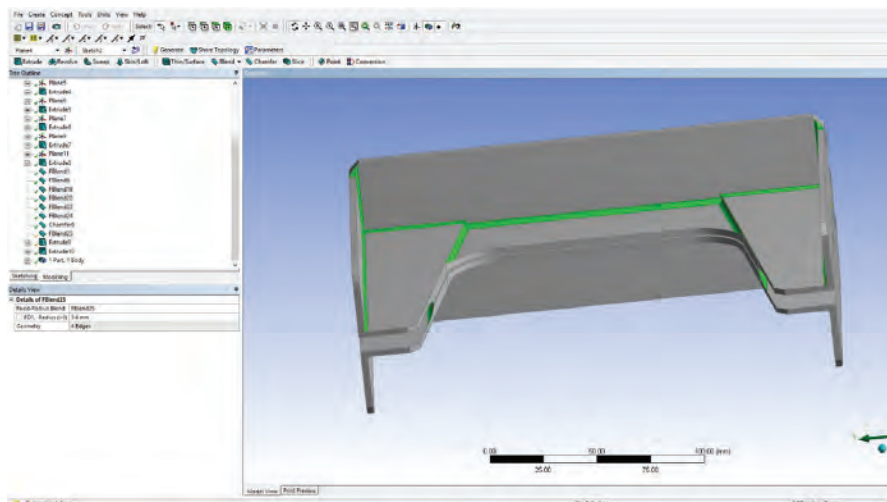
Slika 2.31
Oduzimanje materijala u obliku skice definisane preko Sketch3



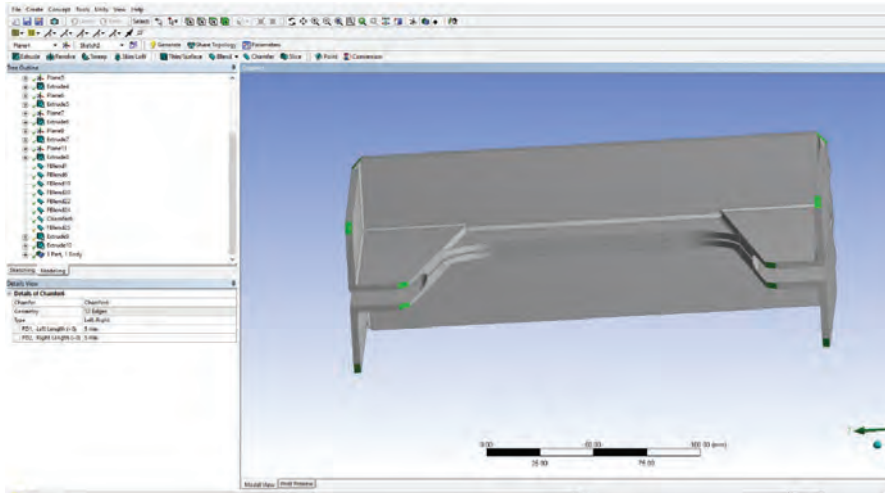
Slika 2.32
Izgled modela nakon dva nova oduzimanja materijala (Sketch4 i Sketch5)



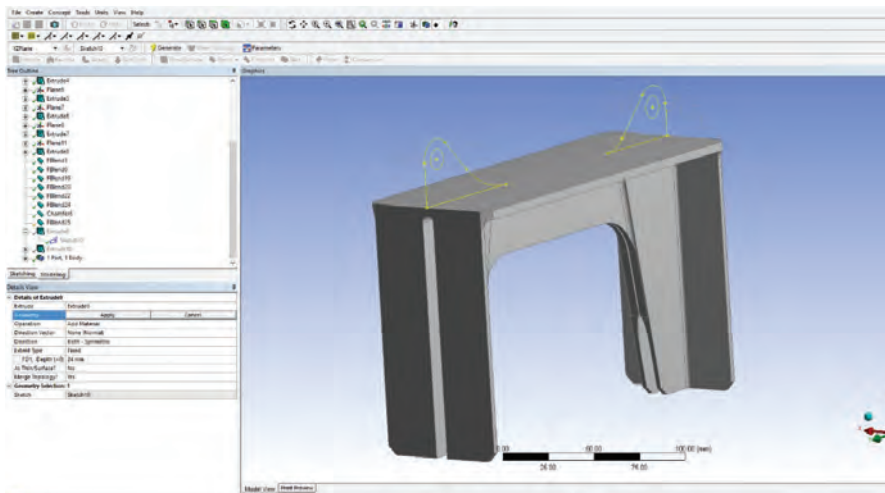
Slika 2.33
Model nakon primene komande Extrude na skici Sketch6



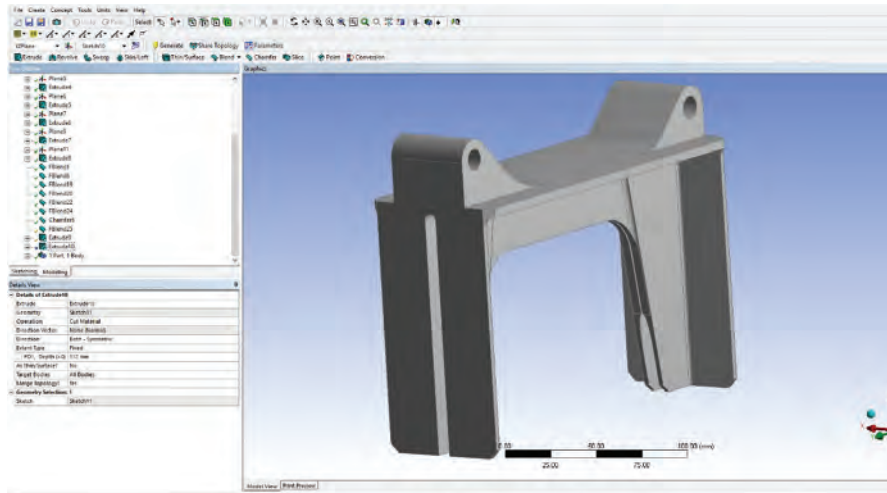
Slika 2.34
Ivice zaobljene pomoću komande Blend



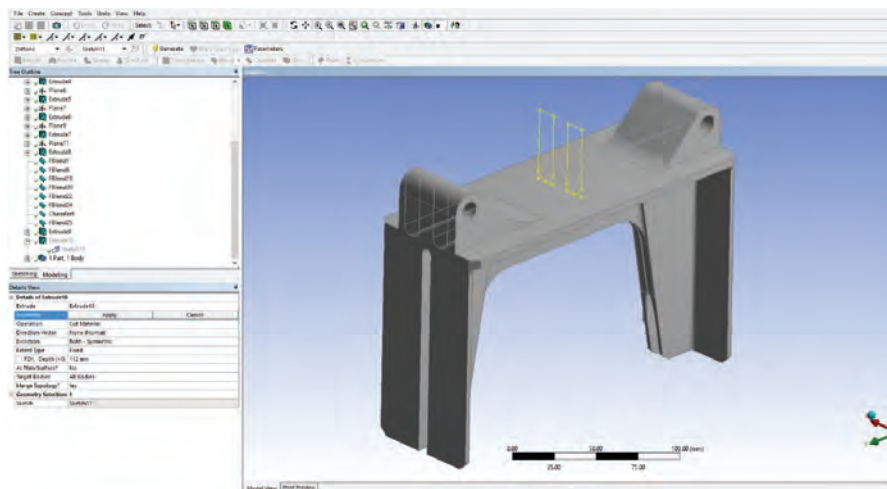
Slika 2.35
Ivice oborene pomoću komande Chamfer



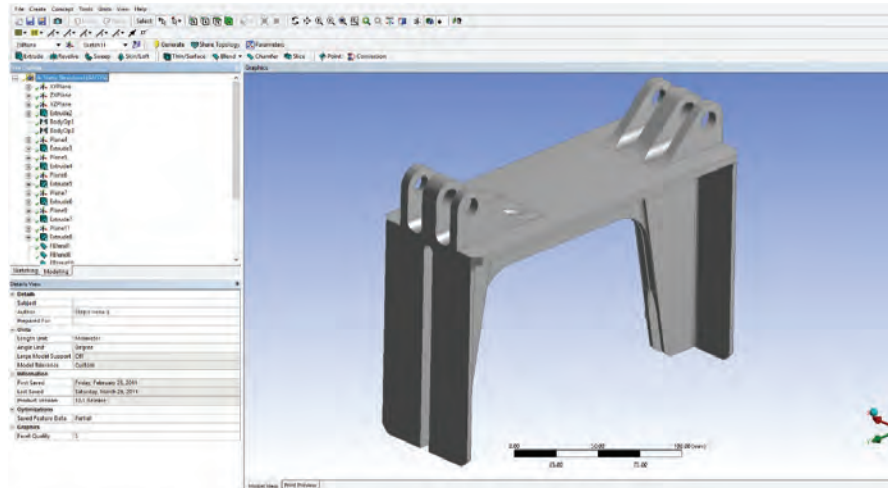
Slika 2.36
Skica u ravni YZ koja definiše oblik uški



Slika 2.37
Izgled uški nakon primene komande Extrude



Slika 2.38
Poslednja skica korišćena u modeliranju geometrije okova



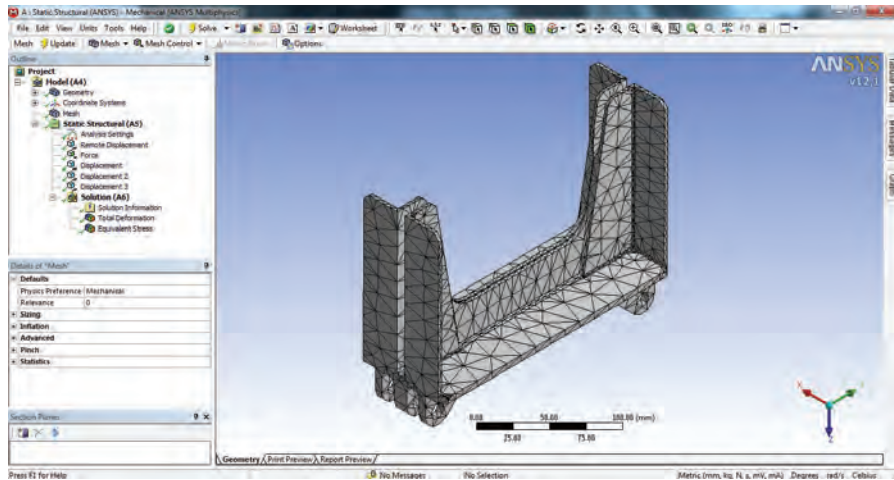
Slika 2.39
Konačan izgled okova

2.2.2 Analiza modela okova korišćenjem MKE

Model okova sada je spreman za numerički analizu i optimizaciju korišćenjem metode konačnih elemenata. S obzirom da je definisan u *DesignModeler*-u i nije uvezen iz nekog drugog CAD programa, njime se može manipulirati na bilo koji način, može mu se geometrija menjati, prilagođavati, unapređivati itd. jer je svaki njen segment dostupan u svakom smislu (za razliku od modela iz, recimo, *CATIA*-e koji se mogu menjati samo u izvornom softveru). Ova činjenica je od suštinskog značaja kod postupka optimizacije modela okova – bukvalno, svi radijusi ili dužine linija ili rastojanja između površina ili uglovi obaranja ivica mogu biti definisani kao ulazni parametri za optimizaciju.

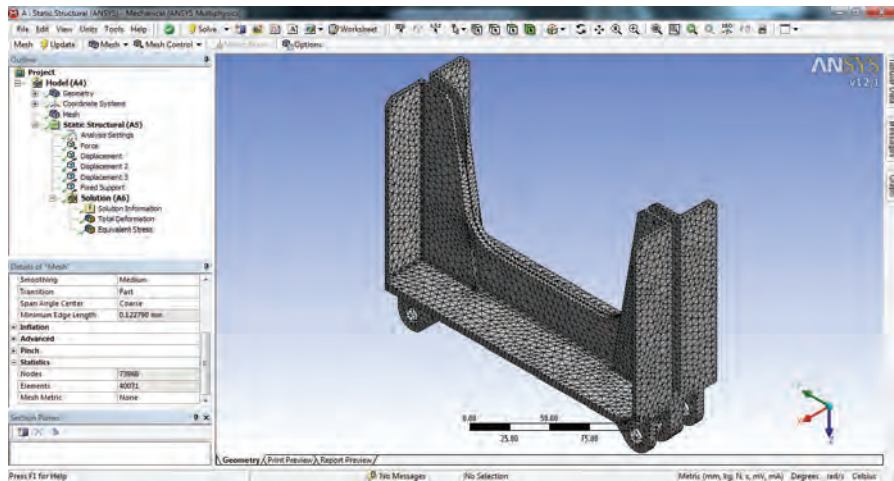
Pre nego što se ulazni parametri odaberu potrebno je proveriti da li je geometrija okova dobro definisana, odnosno zadovoljava li neophodan uslov da bi bila korišćena u MKE analizi – može li se od nje napraviti mreža konačnih elemenata. U tu svrhu potrebno je izaći iz *DesignModeler*-a i u listi za proveru prozora *Project Schematic* kliknuti dva puta na *Model*, a nakon toga u stablu u *Outline*-u desnom tipkom miša kliknuti na *Mesh*, pa izabrati *Generate Mesh*. Ako *ANSYS Workbench* može da kreira inicijalnu mrežu (sličnu ovoj datoj na slici 2.40) i ne prikazuje poruku o grešci ili upozorenje, onda je geometrija dobro definisana. (Dalji postupak proračuna je već detaljno opisan kroz primer

optimizacije L uzdužnika, tako da ćemo u nastavku proces optimizacije okova prikazati mahom kroz slike koje će pratiti kratki komentari.)



Slika 2.40

Automatski generisana mreža konačnih elemenata

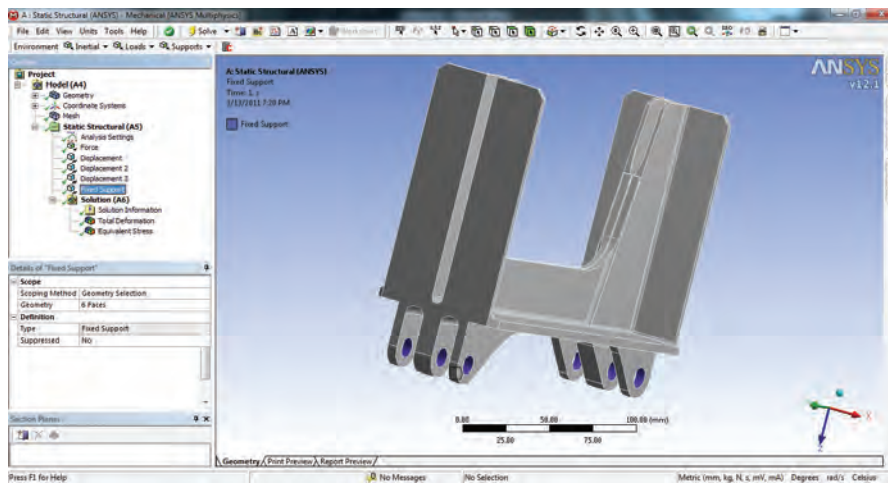


Slika 2.41

„Rafinirana“ mreža konačnih elemenata korišćena u proračunu

S obzirom da je inicijalna mreža prilično „gruba“, opcija *Relevance* je podešena na 70%, a *Relevance Center* u okviru *Sizing* na *Fine*. Dobijena mreža (slika 2.41) imala je 40071 konačni element što je broj koji obezbeđuje prihvatljivu preciznost proračuna (ovo je potvrđeno i analizom koja će nešto

kasnije biti predstavljena). Nakon generisanja mreže konačnih elemenata, prešlo se na definisanje opterećenja i graničnih uslova. Kroz uške okova prilikom njegovog vezivanja sa elementima okvira trupa prolazi osovina koja u velikoj meri onemogućava pomeranje uški, pa su površine uške u kontaktu sa osovnicom fiksirane (tj. onemogućena su im pomeranja u sva tri pravca i rotacije oko sve tri ose, slika 2.42), što je – u teoriji – najnepovoljniji slučaj: tokom eksploatacije uške, najčešće, imaju izvesnu slobodu pomeranja (što ih u određenoj meri rasterećuje), ali dizajneri se po pravilu uvek bave najnepovoljnijim scenarijima, ma koliko oni bili malo verovatni. S druge strane, deo krila s kojim se okov u sklopu povezuje ne dozvoljava pomeranje površina koje su s njim u kontaktu u horizontalnom pravcu (X osa), tako da je njihovo pomeranje ograničeno komandom $Displacement - X Component = 0$ (slika 2.43).

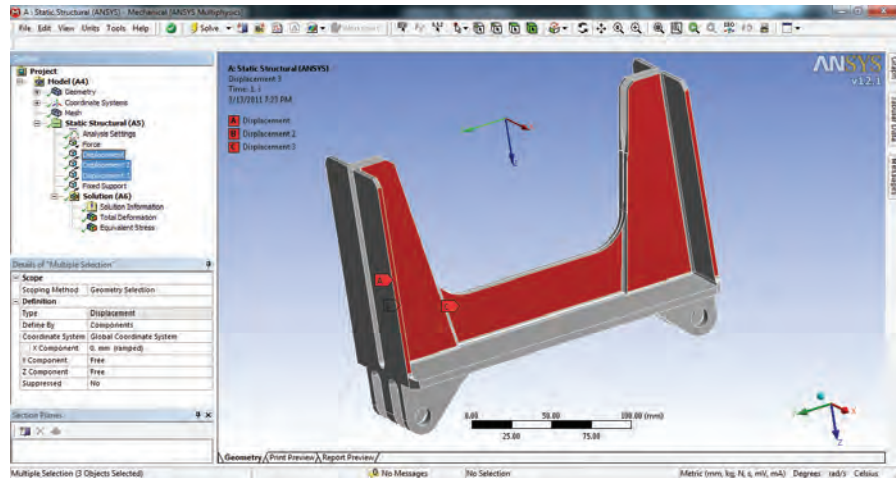


Slika 2.42

Površine uške (predstavljene plavom bojom) koje su fiksirane

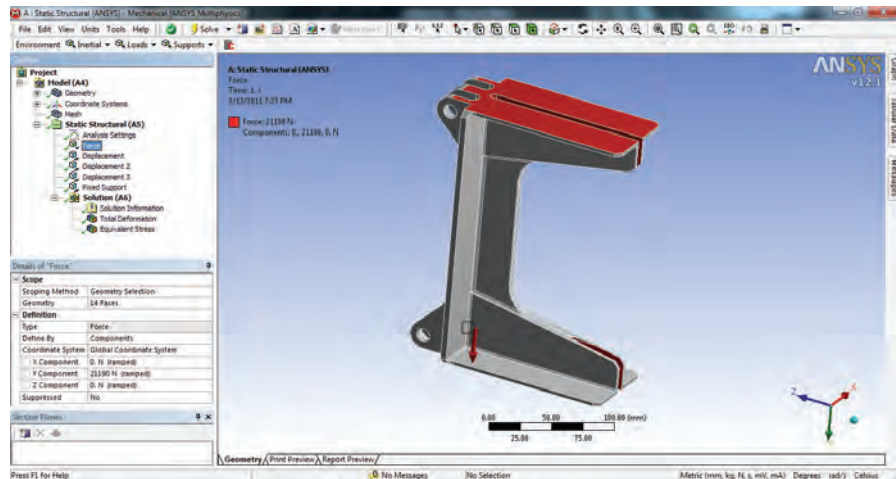
Sledeći korak bio je odabir površina na koje će biti primenjeno opterećenje. Napomenuto je ranije da je MKE analizi prethodio proračun krila čije su izlazne vrednosti transverzalna sila i moment savijanja koji se sa krila preko okova prenose na okvir trupa, pa time i sam trup. Sprovedeni proračun je pokazao da je u najnepovoljnijem slučaju leta vrednost transverzalne sile 21190 N, a momenta 34642000 Nmm. Procenjeno je da oni deluju na površinama obojenim crvenom bojom na slikama 2.44 i 2.45. (Napomena: Da bi se granični uslovi i opterećenja pravilno definisali potrebno je poznavati sve aspekte problema koji je predmet analize; u ovom slučaju poznavanje načina funkcionisanja vazduhoplovnih konstrukcija od ključnog je značaja. Međutim,

vazduhoplovne konstrukcije nisu predmet ove knjige, pa su određeni koraci u proračunu i optimizaciji okova pojednostavljeni.)



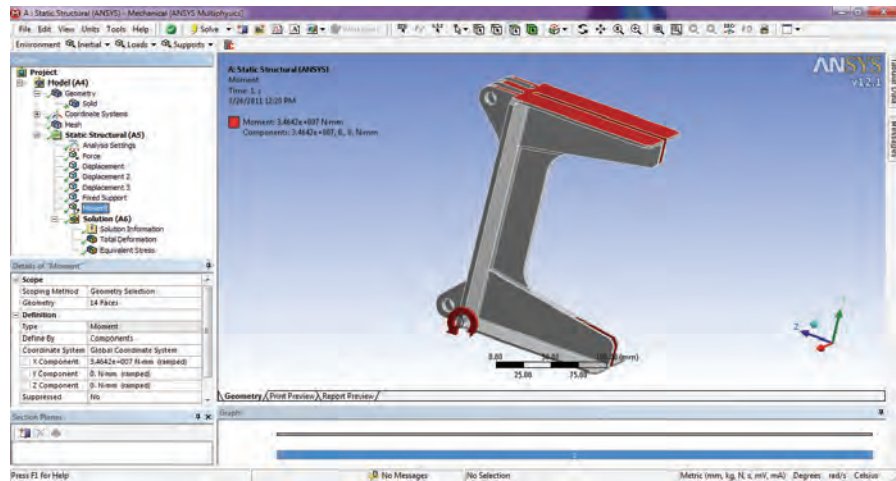
Slika 2.43

Pomeranje crveno obojenih površina je onemogućeno u X pravcu



Slika 2.44

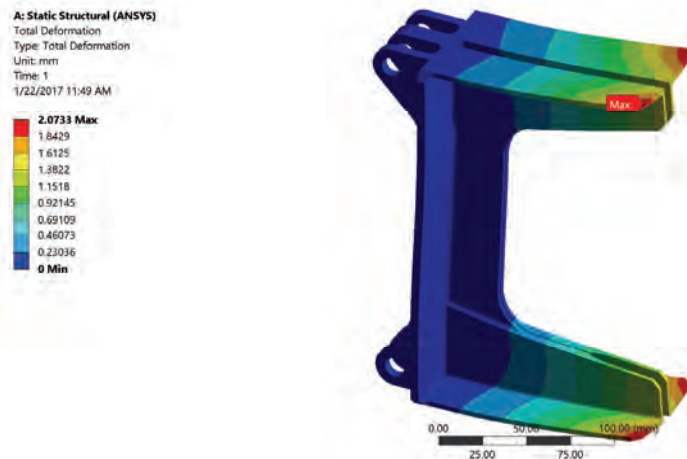
Unošenje sile na odabranim površinama u vertikalnom pravcu (Y osa)



Slika 2.45

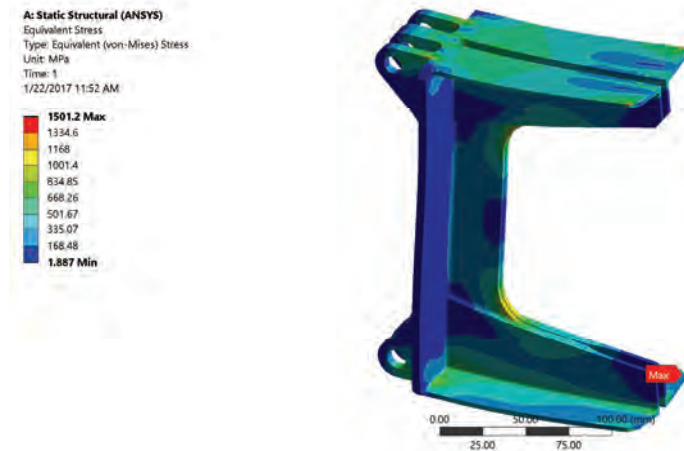
Unošenje momenta oko X ose na odabranim površinama

Poslednji korak pre započinjanja strukturne analize je definisanje željenih izlaznih veličina. Kao i ranije, izabrani su *Total Deformation* i *Equivalent stress* i nakon pritiska na dugme *Solve* proračun počinje. S obzirom da broj konačnih elemenata nije veliki, čak i na prosečnom računaru (sa 4 GB memorije i procesorom koji radi na 2,1 MHz) ne traje duže od par minuta. Vrednosti dobijenih deformacija i napona na modelu okova date su na slikama 2.46 i 2.47.



Slika 2.46

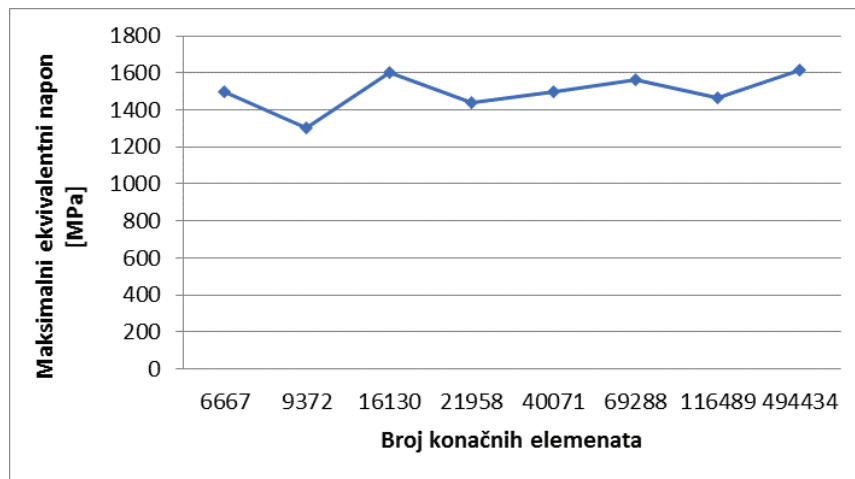
Vrednosti ukupnih deformacija okova



Slika 2.47

Raspodela ekvivalentnog napona na okovu

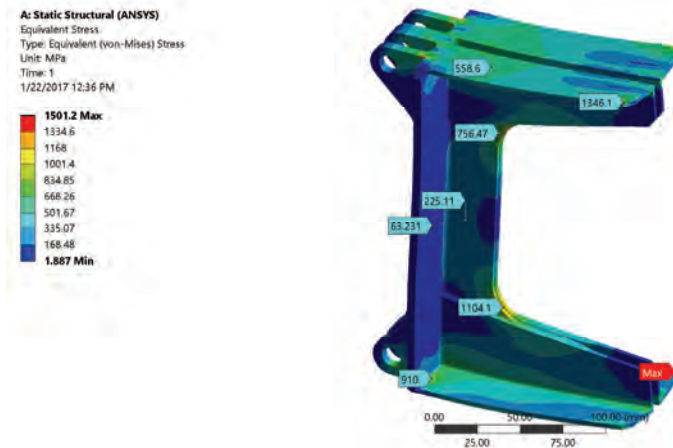
Da bi se proverilo da li na modelu postoje singulariteti (o kojima je ranije bilo reči) jer je maksimalna vrednost napona u ovom proračunu bila prilično visoka (oko 1500 MPa), broj konačnih elemenata modela je variran od 6667 (inicijalna mreža) do 494434 („gusta“ mreža) i za svaku mrežu su sprovedeni novi proračuni, nakon kojih su zabeležene maksimalne vrednosti ekvivalentnog napona. Rezultati ove analize dati su dijagramom na slici 73.



Slika 2.48

Promena maksimalnog ekvivalentnog napona u funkciji broja konačnih elemenata

Graf na slici 2.48 pokazuje da sa promenom broja konačnih elemenata vrednost maksimalnog ekvivalentnog napona ne varira previše (uglavnom između 1400 MPa i 1600 MPa, što je oko 14%; kod singulariteta razlika zna da bude i preko 100%). Pored toga, pokazalo se da se maksimalna vrednost napona ne javlja uvek istoj oblasti: to je logično, jer se sa promenom mreže menja i gustina elemenata u određenim regijama geometrije, pa će gušća mreža dati tačnije rezultate u oblasti u kojoj je formirana. U svakom slučaju, analiza je pokazala da nema singulariteta, a s obzirom da je mreža od 40071 elementa pokazala raspodelu napona blisku onim koje su dobijene kod mreža sa daleko većim brojem elemenata – pri čemu još proračun sa njom kratko traje – zaključeno je da je ona dobar izbor za proces optimizacije.



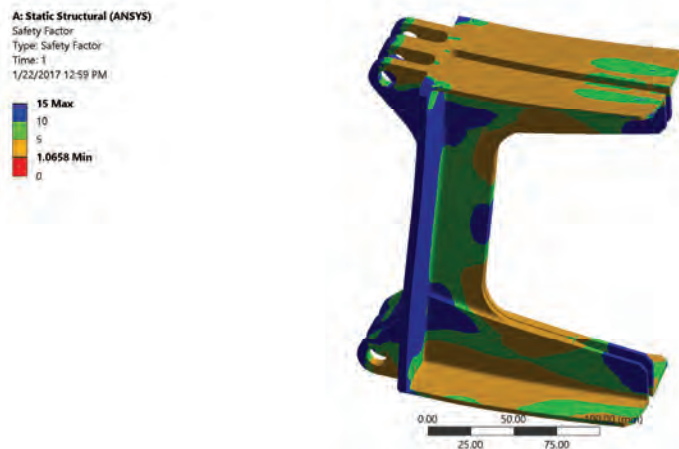
Slika 2.49

Vrednosti napona u karakterističnim oblastima okova

Pre izbora parametara za optimizaciju, preporučljivo je proanalizirati naponsku sliku modela okova. Na slici 2.49 primetna je njena šarolikost, u nekim oblastima napon je nizak (u proseku oko 60 MPa), u nekim je umereno visok (od 220 MPa do 560 MPa), a oko ivica i nekih zaobljenja prilično je visok (preko 1000 MPa). Takođe, može se videti da se maksimalne vrednosti napona javljaju na mestima gde su ivice oborene. Zaključak bi mogao biti da ove oborene ivice treba ukloniti.

S druge strane, materijal okova (legura čelika, hroma i molibdena) može da izdrži visoke napone jer mu je zatezna čvrstoća 1600 MPa, što pokazuje i slika 2.50 koja donosi raspodelu stepena sigurnosti. Raspodela stepena sigurnosti se dobija tako što se iz glavne palete sa alatkama izabere *Tools – Stress Tool* koja postaje dostupna kada se klikne na *Solution* u stablu u *Outline*-u. Minimalni stepen sigurnosti je veći od jedan što garantuje da ni u

najopterećenijem slučaju leta ne bi trebalo da se pojavi plastična deformacija okova, a visoka vrednost stepena sigurnosti u nekim oblastima (preko 10) ukazuje da bi okov mogao da bude i redizajniran. To je i urađeno u nastavku analize zasnovane na korišćenju metode konačnih elemenata.



Slika 2.50

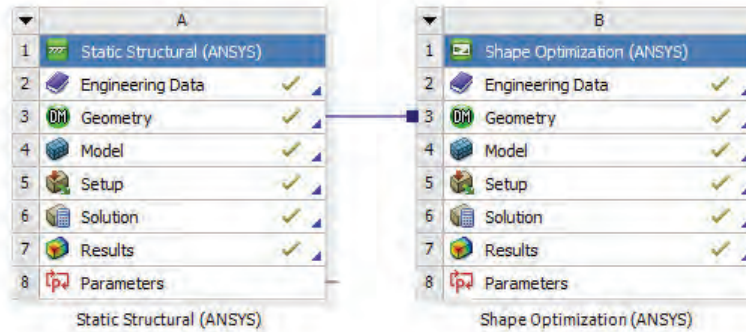
Raspodela stepena sigurnosti okova

2.2.3

Optimizacija oblika okova

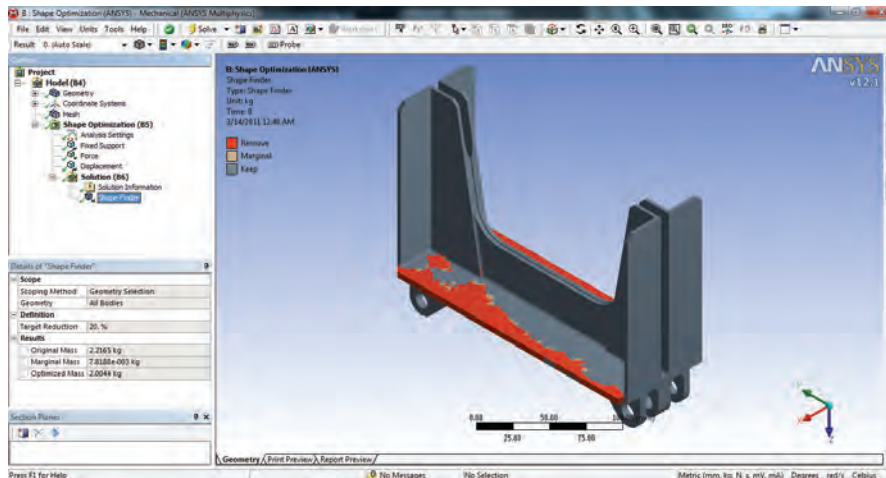
Svrha optimizacije oblika modela okova je pronalaženje optimalne geometrije prema karakteristikama materijala koji će biti korišćen za izradu stvarnog okova. Optimizacija oblika se u *ANSYS Workbench*-u započinje tako što se u listi modula sa leve strane prozora *Project Schematic* pronađe *Shape Optimization* i mišem prevuče na radnu površinu i poveže sa geometrijom ranije definisanom u *Design Modeler*-u (slika 2.51).

Sve druge postavke ostaju nepromenjene jer će *Shape Optimization* preuzeti rezultate iz strukturalne analize i na osnovu njih proceniti (i prikazati) u kojim oblastima se materijal može ukloniti, a da faktor sigurnosti (*Safety Factor*) ne pređe vrednost 1. Podešavanjem *Target Reduction* u prozoru *Details of "Shape Finder"* na vrednost 20% dobijamo crveno obojene površine (slika 2.52) koje predstavljaju oblasti geometrije koje ne nose značajno opterećenje i za koje *ANSYS* predlaže da budu uklonjene da bi se masa okova redukovala. *Goal Driven Optimization* će nam pomoći da pronađemo optimalne dimenzije i odredimo masu dela nakon izmena njegove geometrije.



Slika 2.51

Povezivanje Static Structural i Shape Optimization



Slika 2.52

Optimizacija oblika okova: crvenom bojom označene su oblasti koje se mogu ukloniti

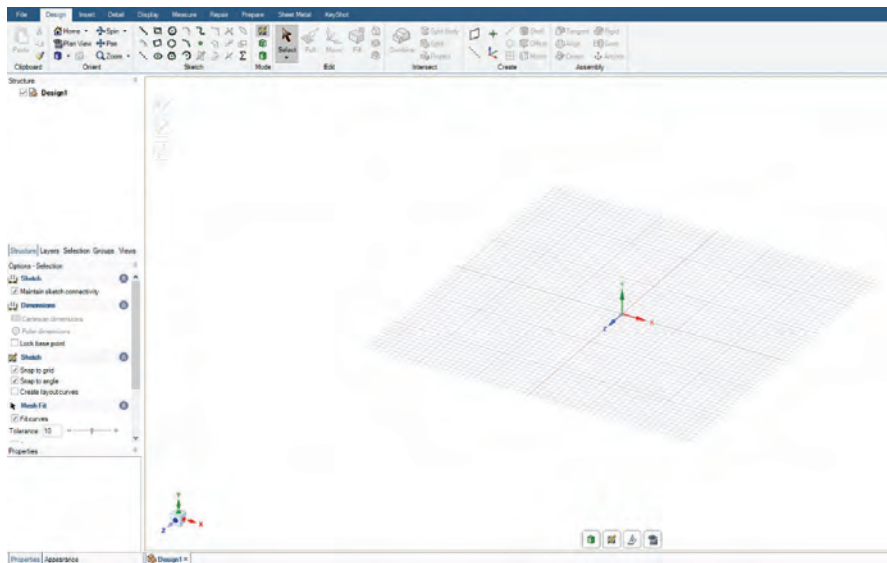
2.2.4

Goal Driven optimizacija dimenzija okova

Uvidom u sliku 2.52 brzo se dolazi do zaključka da su dimenzije okova koje se mogu optimizovati debljina dela na ploči na kojoj se nalaze uške, kao i njegova širina. Ove se dimenzije moraju pretvoriti u ulazne parametre, što ne predstavlja problem jer je model okova napravljen u *DesignModeler*-u, pa su svi elementi geometrije podložni promenama. Napomenuto je ranije da istovetni model okova projektovan u npr. *CATIA*-i i uvezen u *DesignModeler* ne bi mogao da prođe *Goal Driven* optimizaciju iz vrlo jednostavnog razloga:

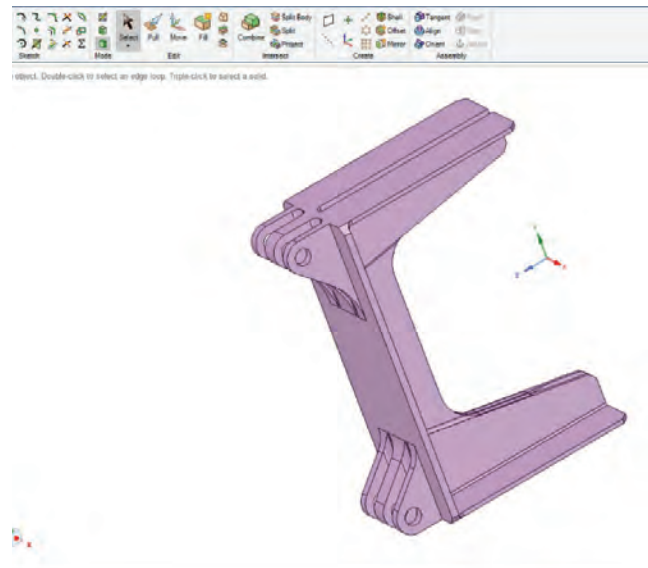
elemente njegove geometrije nemoguće je izabrati i pretvoriti u parametre. Dodavanje dimenzije komandom *Dimension* nekom, na primer, radijusu *CATIA*-inog modela ne postoji kao opcija u *DesignModeler*-u, što znači da se ime tog radijusa nikad neće pojaviti u listi dimenzija, niti će biti kvadrata koji se mora čekirati da bi se definisao ulazni parametar. To, naravno, može značajno da uspori (i usporavalo je) proces dizajna, naročito u kompanijama koje *CATIA*-u koriste u projektovanju. Međutim, od verzije *ANSYS Workbench 16* dodata je mogućnost optimizovanja dimenzija delova uvezenih iz drugih CAD softvera, preko novog modula koji se zove *SpaceClaim*, a kome je već bilo reči ranije. Ovde ćemo samo informativno pokazati na koji se način mogu dimenzije uvezenih modela pretvoriti u ulazne parametre. Dakle, redosled koraka je sledeći (korišćena je verzija *ANSYS*-a 16):

1. Prvo treba pokrenuti *SpaceClaim* tako što se u listi programa u Windows-u pod *ANSYS 16* nađe *SCDM 16* i na njega klikne jednom. Izgled početnog ekrana dat je na slici 2.53.



Slika 2.53
Početni ekran *SpaceClaim*-a

2. Komandom *File – Open* uveze se deo iz drugog softvera (slika 2.54). U ovom konkretnom slučaju uvezen je istovetni okvir kao prethodno analizirani, ali modeliran u *CATIA*-i.

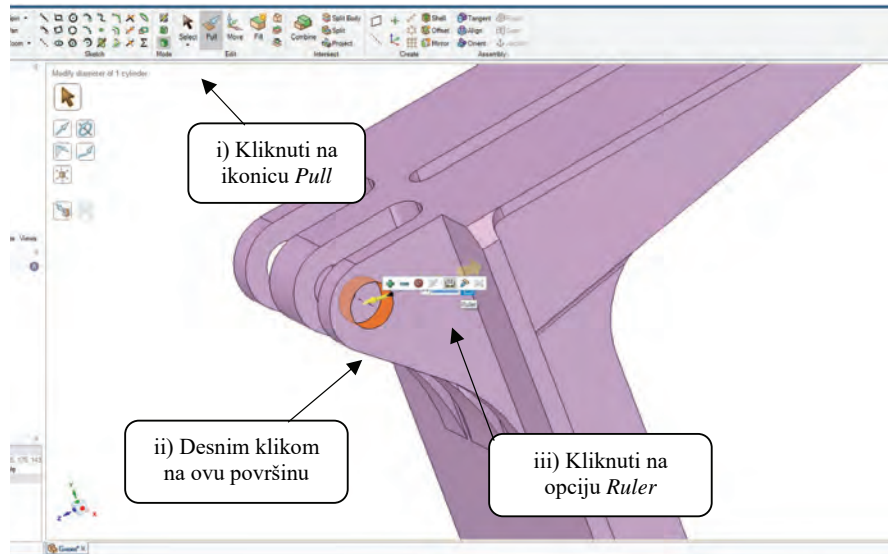


Slika 2.54

Izgled dela iz CATIA-e nakon prebacivanja u SpaceClaim

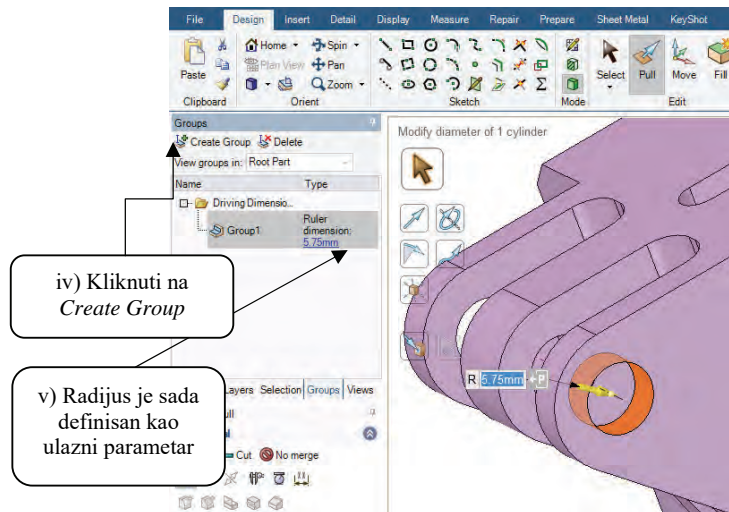
3. U meniju sa leve strane klikne se na karticu *Groups*.
4. Sada je potrebno:
 - i) izabrati komandu *Pull* iz glavne palete sa alatkama (slika 2.55)
 - ii) desnom tipkom miša kliknuti na deo modela čije dimenzije se žele optimizovati (na modelu okova na slici 81 to je unutrašnja površina otvora na uški obojena narandžastom bojom)
 - iii) u pomoćnom meniju koji se pojavljuje kliknuti na opciju *Ruler* (izgleda kao kota na kojoj stoje slova *xy*, slika 2.55)
 - iv) kliknuti na *Create Group* (slika 2.56). Radijus je sada ulazni parametar.

Konačno, iz *SpaceClaim*-a se u *ANSYS Workbench* prelazi tako što se u glavnom meniju izabere *Prepare*, a onda klikne na ikonicu *ANSYS 16* što će automatski otvoriti prozor *Project Schematic* u koji se onda može prevući *Static Structural* da bi se napravila veza sa *SpaceClaim*-om (slika 2.57). Sada je moguće raditi optimizaciju radijusa otvora uške na modelu uvezenom iz *CATIA*-e.



Slika 2.55

Koraci u definisanju dimenzije za optimizaciju uvezene geometrije

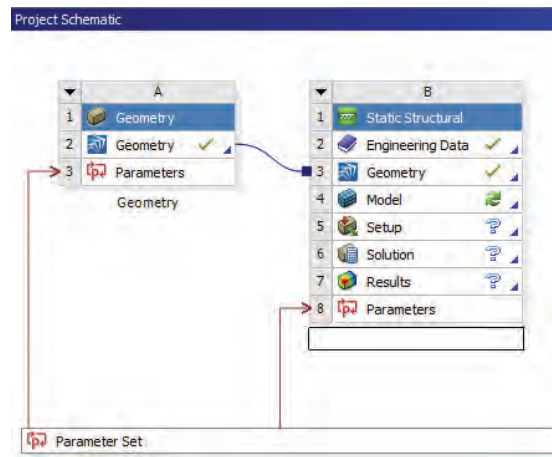


Slika 2.56

Poslednji korak u definisanju ulaznog parametra

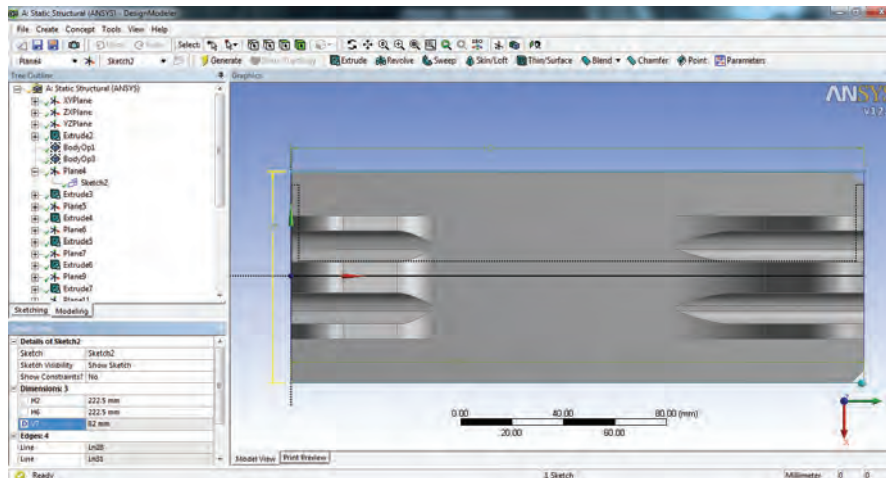
No, vratimo se optimizaciji modela okova dizajniranom u *DesignModeler*-u. Došli smo do zaključka da se debljina i širina ploče sa uškama mogu optimizovati, pa se ulaskom u *DesignModeler* i čekiranjem

kvadrata ispred dimenzije širine ($V7 = 82 \text{ mm}$, slika 2.58) ona definiše kao ulazni parametar (verovatno se i dužina ploče mogla optimizovati, ali se od pokušaja njene optimizacije odustalo jer bi promena dužine uticala na dimenzije i rastojanja drugih elemenata, pa bi se i one morale definisati kao parametri, što bi opet znatno zakomplikovalo problem i značajno produžilo vreme proračuna). Na način sličan opisanom je i debljina ploče definisana kao ulazni parametar (FD1, Depth = 5 mm, slika 2.59).



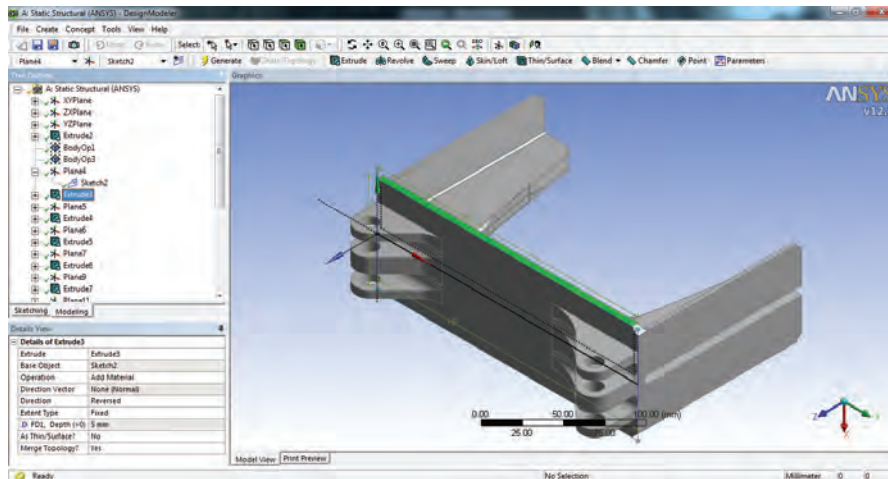
Slika 2.57

Uspešno povezivanje SpaceClaim-a i Static Structural-a



Slika 2.58

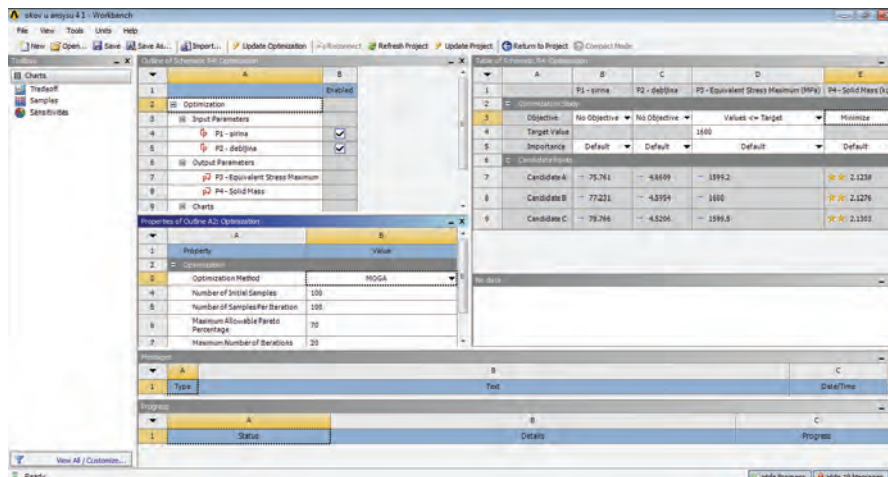
Ulazni parametar optimizacije – širina ploče (predstavljena žutom bojom)



Slika 2.59

Ulazni parametar optimizacije – debljina ploče (Extrude3, FDI, Depth)

Izlazni parametri i ovog puta bili su masa (početna vrednost 2,165 kg) i maksimalni ekvivalentni napon (granična vrednost ≤ 1600 MPa).

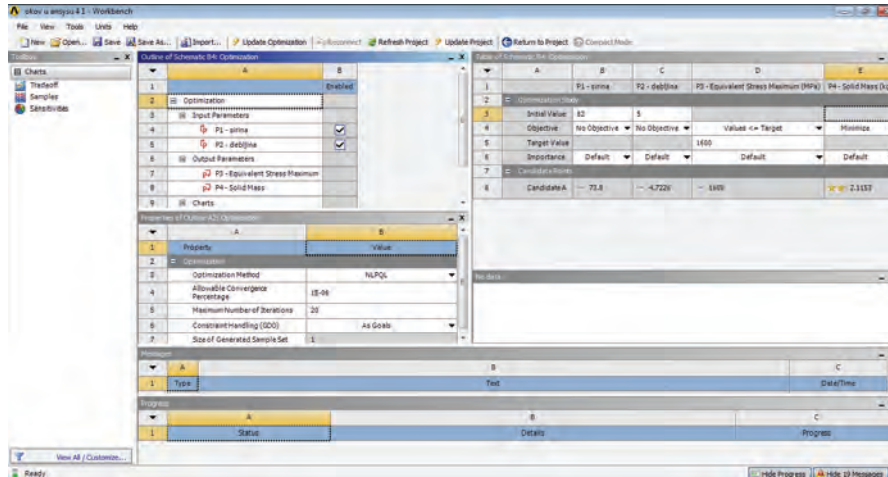


Slika 2.60

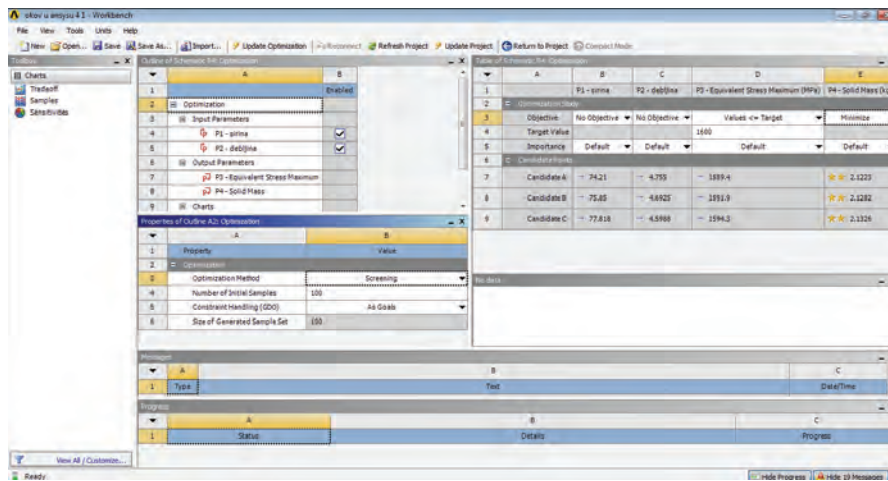
Rezultati optimizacije modela okova metodom MOGA

Optimizacija okova sprovedena je na skoro isti način kao i optimizacija L uzdužnika i ovde nećemo trošiti prostor da je detaljno predstavimo. Jedina razlika ogledala se u tome da su nakon definisanja *Response Surface* isprobane sve tri metode: prvo MOGA metoda (tri najbolja „kandidata“ data su na slici

2.60), zatim NLPQL metod (slika 2.61) i, konačno, Screening metoda (slika 2.62). Uporedna analiza rezultata je pokazala da je metoda MOGA dala najoptimalnije vrednosti. Širina i debljina ploče umanjeni su za oko 10% (debljina sa 5 mm na 4,5 mm, širina sa 82 mm na 75mm) što je uticalo na smanjenje mase okova za oko 75 gr (masa optimizovane geometrije okova iznosi 2,09 kg).



Slika 2.61
Rezultati optimizacije modela okova metodom NLPQL



Slika 2.62
Rezultati optimizacije modela okova metodom Screening

Sem ovih izmena čiji je cilj bio olakšavanje geometrije, a do kojih se došlo optimizacijom sa zadatim parametrima, model okova se može dodatno unaprediti i zaobljavanjem ivica na mestima na kojima je nakon proračuna uočen nagli skok (koncentracija) napona. Na tim mestima se i mreža konačnih elemenata može „usitniti“, odnosno može se generisati veći broj čvorova i potom sprovesti proračun s ciljem dobijanja tačnijih rezultata u odnosu na pređašnje. Sve to, naravno, pod uslovom da u izabranim oblastima ne postoje singulariteti napona kojima ćemo na kraju ovog poglavlja posvetiti još par rečenica.

Na slici 2.63 prikazana je mreža konačnih elemenata formirana na osnovu složene geometrije dela koji je opterećen visokim vrednostima sila i momenata. U oblastima u kojima su nakon inicijalnog proračuna uočeni visoki naponi mreža je usitnjavana, ali nakon svakog novog proračuna naponi su bili sve viši i viši, da bi na modelu sa preko 5306000 čvorova maksimalna vrednost fon Mizes napona na jednom mestu dostigla čak 1902 MPa (slika 2.64).

Pojava ovako visokog napona koji znatno prevazilazi granicu tečenja (oko 250 MPa) standardnog čelika, uzrokovana je složenošću geometrije (eng. *geometric stress concentration*), pa ni generisanje velikog broja čvorova u kritičnoj oblasti ne može dovesti do tačnijih rezultata: naprotiv, sa sve većim brojem čvorova vrednosti su sve više i više, sa tendencijom rasta ka beskonačnosti! Postoji još jedan uzrok ovako visokog napona: u proračunu su korišćene samo elastične osobine materijala definisane Jangovim modulom elastičnosti i Puasonovim koeficijentom (pravolinijski deo krive na Hukovom dijagramu), to jest u obzir nisu uzete elasto-plastične karakteristike koje dolaze do izražaja kada napon u nekom delu dostigne i pređe granicu tečenja. Ako bi se optimizovao prema toj visokoj vrednosti maksimalnog napona (dobijenog, naravno, za određenu gustinu mreže jer od nje zavisi) deo bi bez ikakve potrebe bio predimenzionisan, pa je neophodno proceniti kolika je stvarna vrednost maksimalnog napona u kritičnoj oblasti, jer beskonačan sigurno nije!

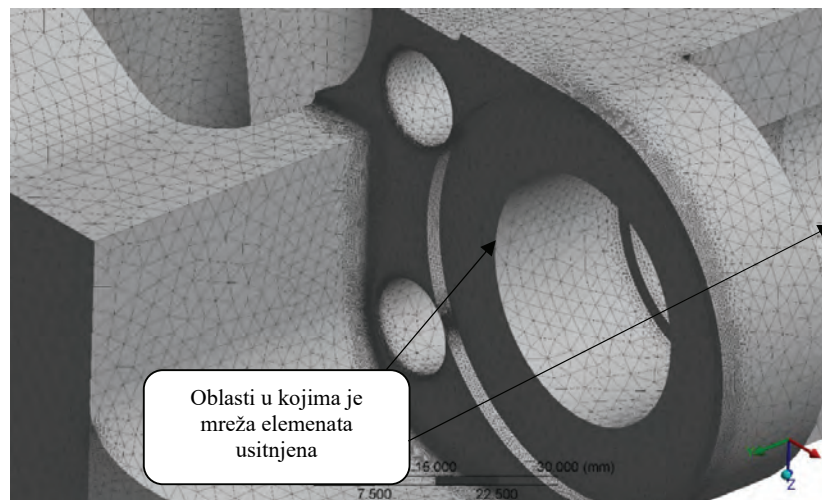
Metod koji se u tu svrhu u praksi najčešće koristi, ime je dobio po autoru Nojberu (eng. *Neuber Method for Reducing Elastic Stress Values*) i zainteresovanog čitaoca upućujemo da poseti sajt:

<http://www.abbottaerospace.com>

ako želi da se sa metodom upozna, a na ovom mestu biće demonstriran alternativni – a jednako dobar – pristup koji se sastoji u sledećem: iz ANSYS-ove baze materijala umesto standardnog čelika treba izabrati *Steel NL* koji ima definisane elastoplastične karakteristike (ili iste uneti ručno ako korisnik poseduje vrednosti dobijene testiranjem materijala) i onda sprovesti proračun iznova.

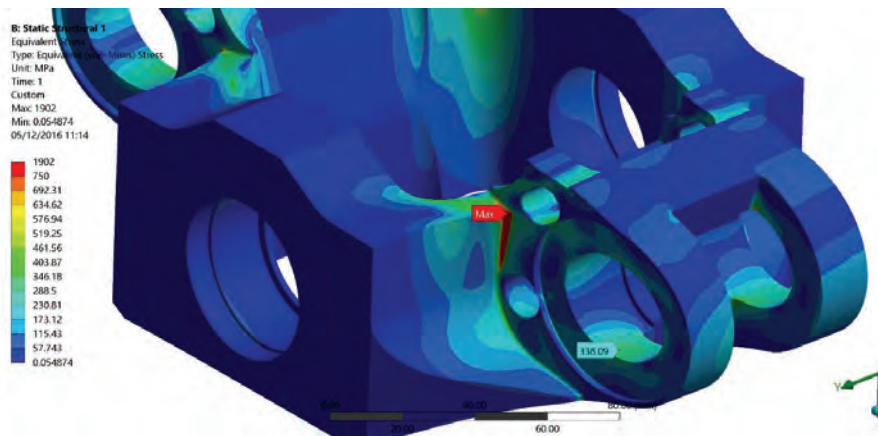
U slučaju geometrije sa slike 2.64, nakon odabira *Steel NL* umesto standardnog čelika proračun je dao potpuno drugačije vrednosti napona u kritičnim oblastima (slika 2.65) od onih pređašnjih, sa maksimalnom vrednošću 284 MPa u jednoj od njih (što je oko 14% više od granice tečenja). Visoki

elastični napon (1902 MPa) je, očigledno, „nestao“, tj. redukovane su elastične vrednosti usled plastične preraspodele (u kritičnim oblasti došlo je do pojave plastičnih deformacija).



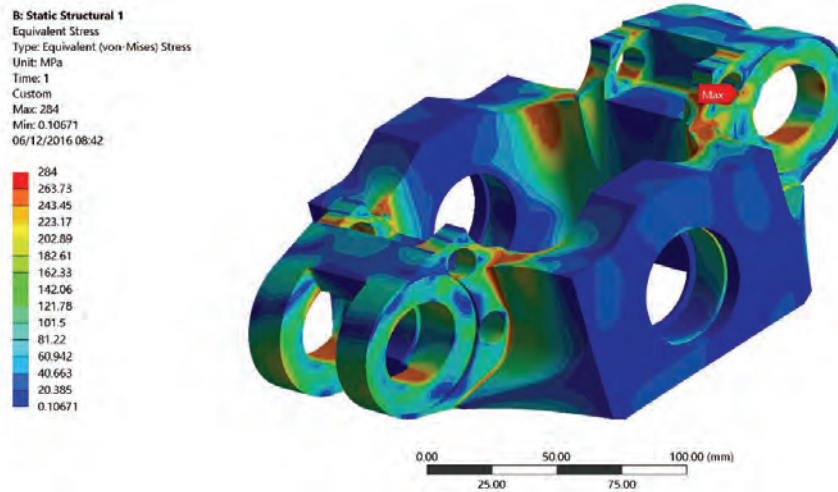
Slika 2.63

Deo modela konačnih elemenata sa preko 5306000 čvorova



Slika 2.64

Singularitet napona na analiziranom modelu



Slika 2.64

Naponska slika nakon uzimanja u obzir elasto-plastičnih osobina materijala

Da li plastične deformacije mogu biti dozvoljene na ovom delu pitanje je kojim se nećemo baviti, a demonstrirani metod „eliminacije“ koncentracije napona ima i svoja ograničenja (koja su istaknuta i ranije): nelinearni proračuni mogu jako dugo da traju. Ako kompjuterski resursi nisu dovoljni da se ti proračuni sprovedu, onda je jedina alternativa Nojberov metod koji je svoje mesto pronašao i u metodama procene radnog veka konstrukcija o kojima će više reći biti u sledećem poglavlju.