

# Analiza nosivosti nosača automobilskog motora

---

**Roginek, Dominik**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2022**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:328506>

*Rights / Prava:* [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-02-12**



*Repository / Repozitorij:*

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



**SVEUČILIŠTE U RIJECI**

**TEHNIČKI FAKULTET**

Preddiplomski sveučilišni studij strojarstva

Završni rad

**ANALIZA NOSIVOSTI NOSAČA AUTOMOBILSKOG  
MOTORA**

Rijeka, rujan 2022

Dominik Roginek  
JMBAG: 0069085015

SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

Preddiplomski sveučilišni studij strojarstva

Završni rad

**ANALIZA NOSIVOSTI NOSAČA AUTOMOBILSKOG  
MOTORA**

Mentor: Prof. dr. sc. Marina Franulović

Rijeka, rujan 2022

Dominik Roginek  
JMBAG: 0069085015

# ZADATAK

SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET  
POVJERENSTVO ZA ZAVRŠNE ISPITE

Rijeka, 15. ožujka 2022.

Predmet: **Završni rad**  
Grana: **2.11.01 opće strojarstvo (konstrukcije)**

## ZADATAK ZA ZAVRŠNI RAD

Pristupnik: **Dominik Roginek (0069085015)**  
Studij: **Preddiplomski sveučilišni studij strojarstva**

Zadatak: **Analiza nosivosti nosača automobilskog motora / Analysis of cantilever load capacity of car engine**

### Opis zadatka:

Za automobil Mercedes G-klasa je potrebno analizirati naprezanja u jednom nosaču motora. Konkretni nosač potrebno je dimenzionirati i izraditi jednostavan analitički proračun uz procjenu opterećenja. Nosač je zatim potrebno diskretizirati konačnim elementima, utvrditi parametre za metodu konačnih elemenata i odrediti naprezanja i deformacije na kritičnom.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

*Dominik Roginek*

Zadatak uručen pristupniku: 21. ožujka 2022.  
Rok za predaju rada: 5. srpnja 2022.

Mentor:

*Franulović*

Prof. dr. sc. Marina Franulović

Predsjednik povjerenstva za  
završni ispit:

*Kristian Lenić*

Prof. dr. sc. Kristian Lenić

## **IZJAVA**

Izjavljujem da sam ovaj završni rad izradio samostalno te da sam se tijekom pisanja i izrade koristio navedenom literaturom i savjetima mentorice prof. dr. sc. Marina Franulović. Korištene tuđe teorije, zaključke i spoznaje koje sam parafrazirao i međusobno povezo u ovom završnom radu navedeni su u literaturi prema Uputama o pisanju završnog rada dostupnih na web stranici Fakulteta.

**Student : Dominik Roginek**

**JMBAG: 0069085015**

**Rijeka, rujan 2022**

---

## Sadržaj

<b>1. UVOD</b> .....	1
<b>2. NOSAČ MOTORA</b> .....	2
<b>2.1 Izabrani nosač motora</b> .....	3
<b>3. 3D MODEL</b> .....	5
<b>3.1 SolidWorks 2020</b> .....	5
<b>3.2 Detalji nosača</b> .....	7
<b>4. METODA KONAČNIH ELEMENATA</b> .....	8
<b>4.1 SIMENS Femap 2021</b> .....	8
<b>4.2 Konačni elementi u Femap-u</b> .....	9
4.2.1 Volumni konačni elementi .....	10
4.2.2 Linearni tetraedar .....	12
4.2.3 Parabolični tetraedar .....	12
<b>5. DISKRETIZACIJA KONAČIM ELEMENTIMA</b> .....	14
<b>5.1 Definiranje materijala</b> .....	14
<b>5.3 Umrežavanje 3D modela konačnim elementima</b> .....	15
<b>5.4 Definiranje rubnih uvjeta</b> .....	16
5.4.1 Definiranje oslonca .....	16
5.4.2 Definiranje opterećenja .....	17
<b>6. REZULTATI ANALIZE</b> .....	19
<b>6.1 Model 1</b> .....	19
<b>6.2 Model 2</b> .....	22
<b>6.3 Model 3</b> .....	26
<b>7. ANALITIČKI PRORAČUN</b> .....	32
<b>7.1 Proračun reakcija u osloncu</b> .....	32
<b>7.2 Proračun čvrstoće</b> .....	34
<b>7.3 Maksimalno naprezanje</b> .....	39
<b>8. ZAKLJUČAK</b> .....	43

<b>9. LITERATURA .....</b>	<b>44</b>
<b>10. POPIS SLIKA.....</b>	<b>45</b>
<b>11. POPIS TABLICA.....</b>	<b>47</b>
<b>12. SAŽETAK.....</b>	<b>48</b>
<b>13. ABSTRACT .....</b>	<b>49</b>

**PRILOG**

## 1. UVOD

Automobilski motori, to jest motori s unutarnjim izgaranjem su strojevi koji dovedenu kemijsku energiju goriva pretvaraju u mehanički rad na izlaznome vratilu. Ovisno o konstrukciji razlikuju se motori koji pravocrtno translacijsko gibanje klipnjače pretvaraju u rotacijsko gibanje koljenastog vratila, te motori s rotacijskim klipom. Osim konstrukcijske razlike, motori se dijele prema načinu paljenja smjese goriva i zraka, konfiguraciji cilindara i broju cilindara. Prema načinu zapaljenja smjese dijele se na dizelske koji samom kompresijom smjese uzrokuju zapaljenje iste te Otto motore koji uz pomoć električne iskre u radnom prostoru cilindra uzrokuju zapaljenje smjese. Raspored cilindara može biti redni kada su svi cilindri naredani jedan iza drugoga, V-motori kada su cilindri postavljeni pod određenim kutom ovisno jedan o drugome te formiraju slovo V i nasuprotni ili bokser motori čiji su cilindri postavljeni u horizontalnoj ravnini. Broj cilindara ovisno o konfiguraciji može biti 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12 [1].

Kako motor ima najveću koncentriranu masu u cijelom automobilu potrebno ga je ispravno osigurati, te se za to izrađuju nosači motora koji se međusobno razlikuju ovisno o modelu korištenog motora u automobilu. Nosači motora nepomično spajaju motor s okvirom (šasijom) automobila, te su sastavljeni od metalnog dijela koji se pričvršćuje s jedne strane na motor, a druge strane na okvir, dok je guma pozicionirana između okvira i metalnog dijela. Funkcija takvog sklopa je nošenje mase motora, preuzimanje vibracija i opterećenja koja se javljaju tijekom rada. Neispravna konstrukcija može uzrokovati znatna oštećenja motora, osjetne vibracija tijekom vožnje i ne-sigurnost samog vozila u prometu [2].

Ovim završnim radom obuhvatit će se analitički proračun i metodom konačnih elemenata analizirati naprezanja i deformacije u kritičnom presjeku za jedan metalni dio nosača motora koji se nalazi u automobilu Mercedes-Benz G-class W460 s ugrađenim modelom motora OM606.



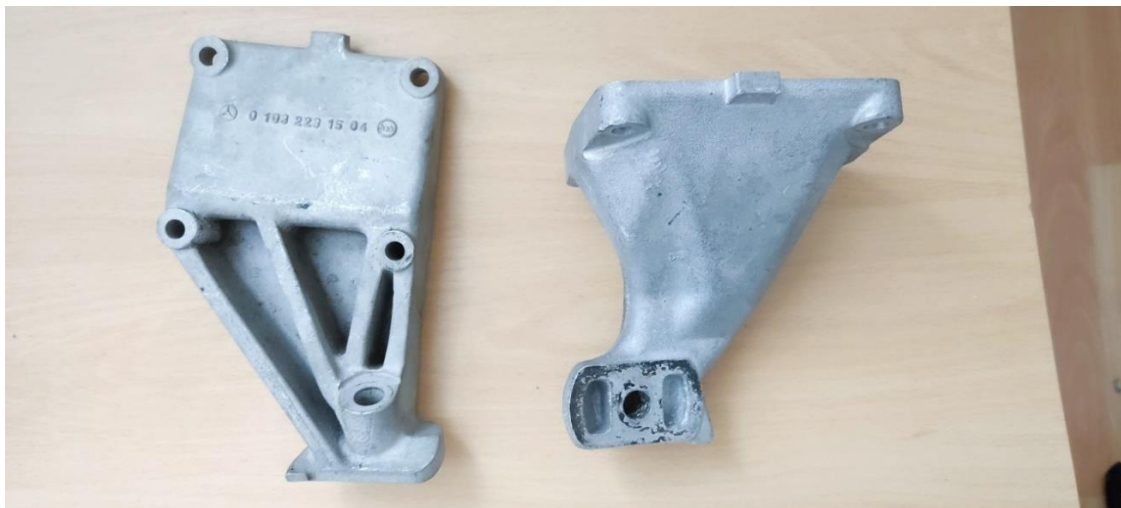
## 2. NOSAČ MOTORA

Kao što je uvodno navedeno, nosači motora su namijenjeni za nošenje mase motora i ublažavanje vibracija koje su uzrok mnogih pomičnih i rotirajućih dijelova unutar same konstrukcije motora. Ovisno o modelu korištenog automobilskog motora koriste se različiti nosači motora s većom ili manjom nosivosti, različitim konstrukcijama i pozicijama pričvršćivanja. Konstrukcija nosača motora se sastoji od metalnog dijela koja je većinom izrađena od aluminijske slitine i gume kao što prikazuje Slika 1. Guma ovisno o zahtjevima se izrađuje od prirodne gume, neoprena ili silikona te mogu biti punjeni s fluidom za dodatno ublažavanje vibracija.



*Slika 1. Sklop nosača motora i gume*

Zbog velikih dimenzija i mase motora za sigurno pričvršćivanje koriste se dva nosača motora različite konstrukcije i različitih nosivosti. Razlikuju se lijevi nosač koji je pozicioniran na vozačevoj strani automobila i desni koji se nalazi na suvozačevoj strani. U praksi lijevi nosač motora ima veću nosivost od desnog, zbog okretnog momenta kojeg izazivaju rotirajući dijelovi motora. Slika 2. prikazuje korištene nosače motora za model motora OM606.



Slika 2. Lijevi nosač motora (lijevo) i desni nosač motora (desno)

## 2.1 Izabrani nosač motora

Za analizu nosivosti nosača motora izabran je lijevi (vozačev) nosač motora prikazan na Slici 3. koji se primjenjuje u automobilu marke Mercedes Benz G-class W460 s ugrađenim OM606 modelom motora. Zanemarena je guma koja bi svojim uvođenjem u analizu izazvala poteškoće zbog nelinearnih svojstava gume na rastezanje i sabijanje tijekom opterećenja i nepoznavanja naziva i kemijskog sastava korištene gume.

Kao materijal za izradu nosača motora korištena je lijevana aluminijska slitina 6005-T5 koja se iskazala kao odličan materijal u automobilskoj industriji zbog mogućnosti prilagodbe potrebnih svojstava materijala, niske gustoće što ujedno i smanjuje masu automobila.

Važne karakteristike materijala koje će se koristiti tijekom analize su:

Modul elastičnosti:  $E = 69$  [MPa]

Granica tečenja:  $R_{p0,2} = 240$  [MPa]

Poissonov koeficijent:  $\nu = 0.33$

Gustoća:  $\rho = 2700$  [kg/m<sup>3</sup>]



*Slika 3. Lijevi nosač motora*

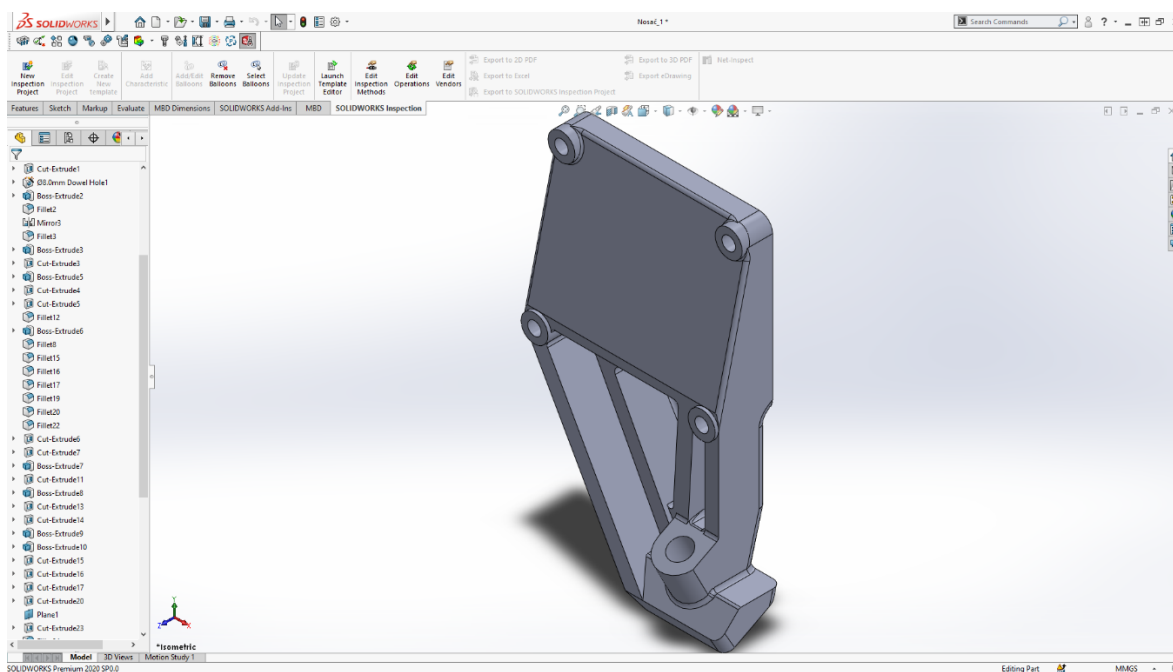
Nosač se vijčanim spojevima pričvršćuje pomoću 4 vijka na bočnu lijevu (vozačevu) stranu motora te se jednim vijkom pričvršćuje za gumu koja ublažava prijenos vibracija na okvir automobila. Za spajanje nosača s motorom korišteni su vijci M7, dok je za spajanje nosača sa gumom korišteni vijak M12.

### 3. 3D MODEL

Zbog neuspjeha pronalaženja izvorne tehničke dokumentacije kao što je radionički nacrt i 3D model prema kojem se izrađivao lijevi nosač motora, potrebno je samostalno izmjeriti stvarni nosač motora i modelirati geometriju u jednom od CAD programa, te je za tu potrebu odabran program SolidWorks 2020. Slika 4. prikazuje 3D model nosača motora izrađenog u programu SolidWorks.

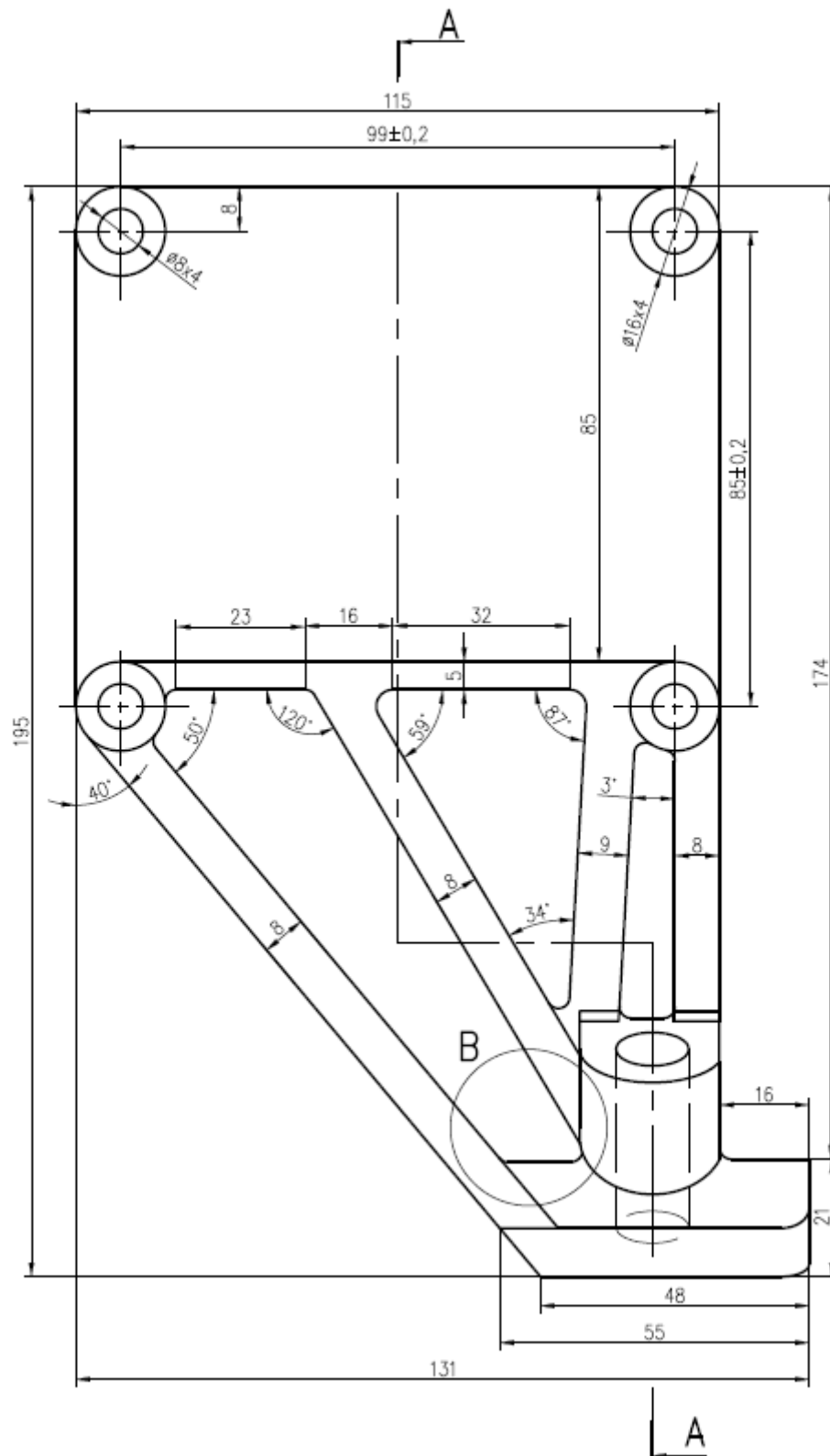
#### 3.1 SolidWorks 2020

SolidWorks je parametarski CAD (eng. computer-aided design) i CAE (eng. computer-aided engineering) program razvijen od francuske tvrtke Dassault Systèmes. U inženjerstvu se za konstruiranje 3D elementa ili sklopa, proizvodnju i testiranje modela simulacijama koristi SolidWorks [3].



Slika 4. 3D model lijevog nosača motora

Uz 3D model izrađen je i radionički crtež koji se nalazi u prilogu. Na Slici 5. prikazan je dio radioničkog crteža odnosno nacrt nosača motora.



Slika 5. Nacrt nosača motora

### 3.2 Detalji nosača

Tijekom modeliranja nosača zanemareni i izbačeni su pojedini detalji prikazani Slikom 6. koji nemaju funkcijsku svrhu u nosivosti i time se izbjegavaju neželjena naprezanja koja će se pojaviti u rezultatima analize. Jedan takav detalj je broj proizvoda i oznaka proizvođača na prednjoj strani, te su dodatno izbačene bočne izbočine koje služe za pravilnu orijentaciju elementa kod montaže na motor.



*Slika 6. Izostavljeni detalji nosača motora*

## 4. METODA KONAČNIH ELEMENATA

Metoda konačnih elementa spada u postupke numeričkog rješavanja matematičkih modela na temelju fizikalne diskretizacije kontinuuma. Fizička diskretizacija kontinuuma odnosi se na promjenu kontinuuma s beskonačno stupnjeva slobode u diskretan model međusobno povezanih elemenata s ograničenim odnosno konačnim brojem stupnjeva slobode [4].

Zahvaljujući metodi konačnih elemenata moguće je približno točno odrediti naprezanja i deformacije u promatranom elementu ili konstrukciji. Upotrebljava se u složenim inženjerskim problemima kao što su složena opterećenja i geometrija kojima nije moguće naći analitičko rješenje ili je ono približno. Osnovni princip rješavanja metode konačnih elemenata svodi se na rješavanje diferencijalnih i parcijalnih diferencijalnih jednadžbi. Mrežu čine međusobno povezani elementi čvorovima, te se svakom elementu interpolacijskim funkcijama opisuje stanje naprezanja, deformacije, pomaci i ostale fizikalne veličine. Interpolacijske funkcije obavezno moraju zadovoljavati odgovarajuće uvjete kako bi se ponašanje diskretiziranog modela približilo točnom odnosno realnom ponašanju modela pod opterećenjem. Gustoća mreže ovisi o broju čvorova i elemenata korištenih za umrežavanje diskretiziranog modela te većom gustoćom mreže odnosno većim brojem korištenih elemenata i čvorova približava se model točnijem rješenju [5].

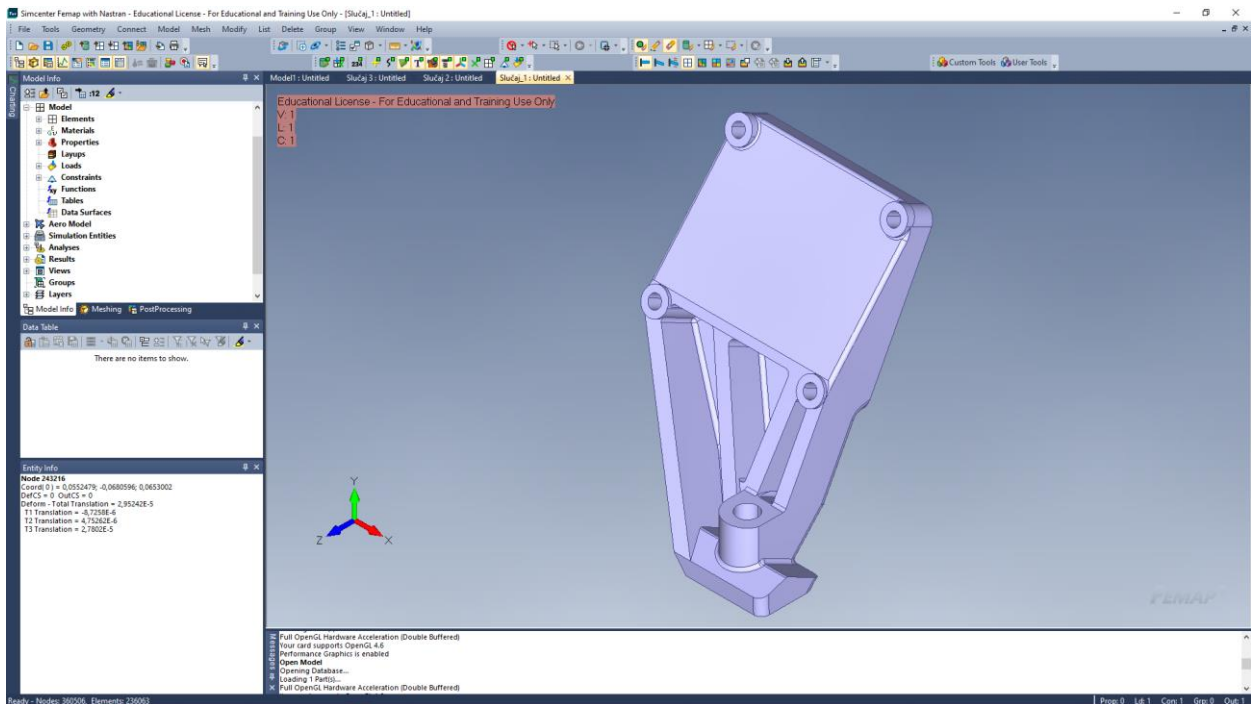
Pojavom snažnih računala metoda konačnih elemenata se počela primjenjivati u rješavanju inženjerskih problema zbog brzog i jednostavnog rješavanja velikog broja jednadžbi u složenom modelu. U današnjici postoje komercijalni računalni programi temeljeni na metodi konačnih elemenata koji za složenu konstrukciju u vrlo brzom periodu omogućuje grafički pregled rezultata [6].

Za potrebe ovog završnog rada potrebno je odabrati računalni program koji će izvršiti analizu metodom konačnih elemenata i da je kompatibilan s programom koji je korišten za modeliranje. Prema navedenim zahtjevima odabralo programski paket SIMENS Femap 2021.

### 4.1 SIMENS Femap 2021.

Femap je alat korišten za kreiranje, uređivanje i provjeru kompleksnih sustava ili proizvoda pomoću metode konačnih elemenata. Koristi se za modeliranje komponenti, sklopova ili sustava kako bih se odredile i prikazale reakcije modela kada su izložene njihovim uvjetima rada i vanjskim opterećenjima. Kako je alat primarno namijenjen za analiziranje i simuliranje složenih inženjerskih problema pruža mogućnost učitavanja modela ili sklopa izrađenih u CAD programima čija je primarna namjena izrađivanje 3D modela [7].

Femap za rješavanje i prikazivanje rezultata zadanog problema može koristiti niz numeričkih rješavača kao što su Simcenter Nastran, MSC Nastran, ANSYS, ABAQUS, Autodesk Nastran, Femap Structural, LS-DYNA. Izbor prigodnog rješavača ovisi o vrsti samog problema rješavanja, te je tako izabrani numerički rješavač Simcenter Nastran. Pruža mnoštvo naprednih vrsta analiza koje može provesti kao što su statička analiza, nelinearna statička analiza, analiza izvijanja, analiza topološke optimizacije i analize frekvencija [7].

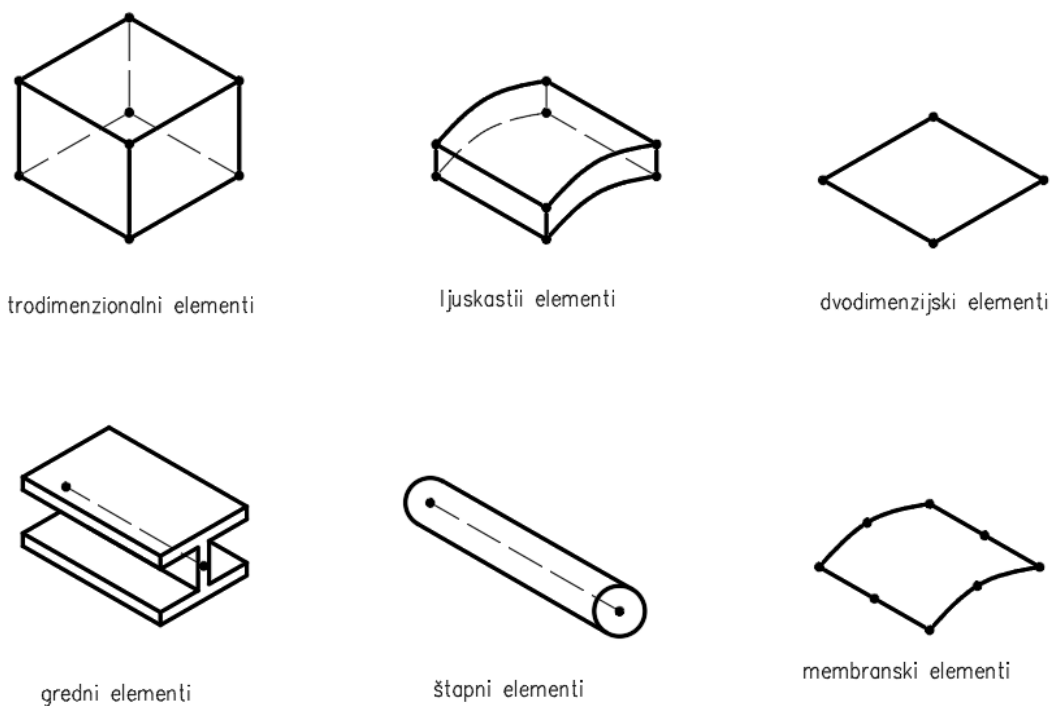


*Slika 7. Učitani 3D model nosača motora*

## 4.2 Konačni elementi u Femap-u

Femap sadrži opsežnu biblioteku različitih konačnih elemenata i samim time pruža velik skup alata za rješavanje mnogih inženjerskih problema. Glavni skupovi konačnih elemenata su linijski, ravninski i volumni konačni elementi. Ovisno o samoj konstrukciji i potrebama točnosti analize koriste se odgovarajući konačni elementi. Za štapne i gredne konstrukcije koriste se linijski, za tankostjenke i kompozitne konstrukcije se koriste ravninski elementi, a volumni elementi se koriste za složenije 3D modele koji se ne mogu diskretizirati linijskim niti ravninskim elementima. Slikom 8. prikazane su neke vrste konačnih elemenata koje se mogu koristiti unutar programa Femap [7].



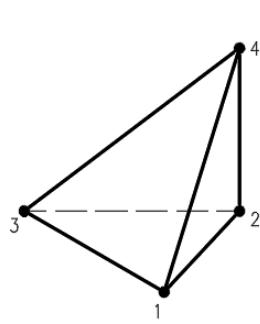


Slika 8. Vrste konačnih elemenata u programskom paketu Femap

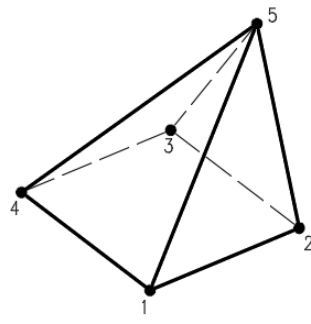
Upotrijebljena skupina elemenata u ovoj analizi su volumni konačni elementi.

#### 4.2.1 Volumni konačni elementi

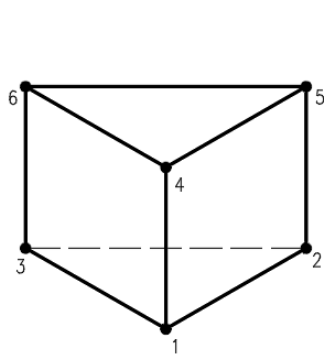
Podskupine volumnih elemenata se razlikuju prema samoj geometriji. Prema geometriji se dijele na tetraedre (eng. tetrahedron), trostrane prizme (eng. wedge), piramide (eng. pyramid) i prizme (eng. hexahedron) te se dodatno dijele na linearne (eng. linear) odnosno prvog reda i parabolične (eng. parabolic) odnosno drugog reda što je prikazano Slikom 9. i Slikom 10. Elementi prvog reda posjeduje čvorove u svim vrhovima, dok elementi drugog reda dodatno posjeduju čvorove u središtu svih bridova [7].



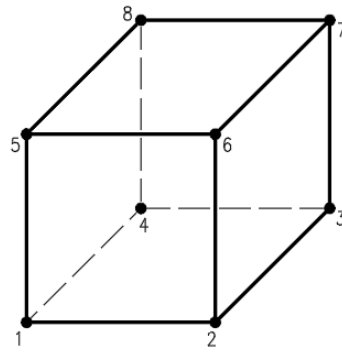
linearni tetraedar



linearna piramida

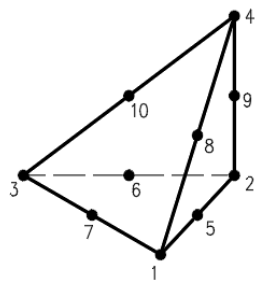


linearna trostrana prizma

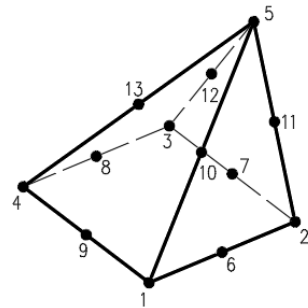


linearna prizma

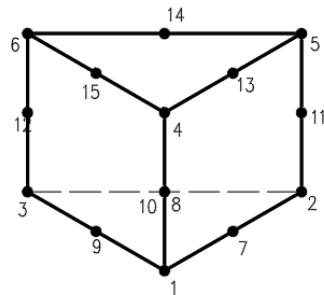
Slika 9. Konačni elementi prvog reda (linearni)



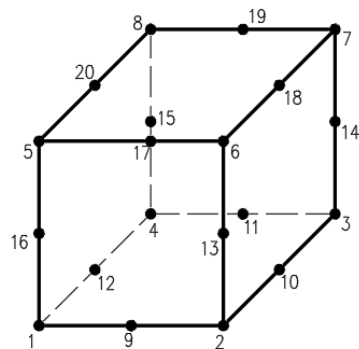
parabolični tetraedar



parabolična piramida



parabolična trostrana prizma

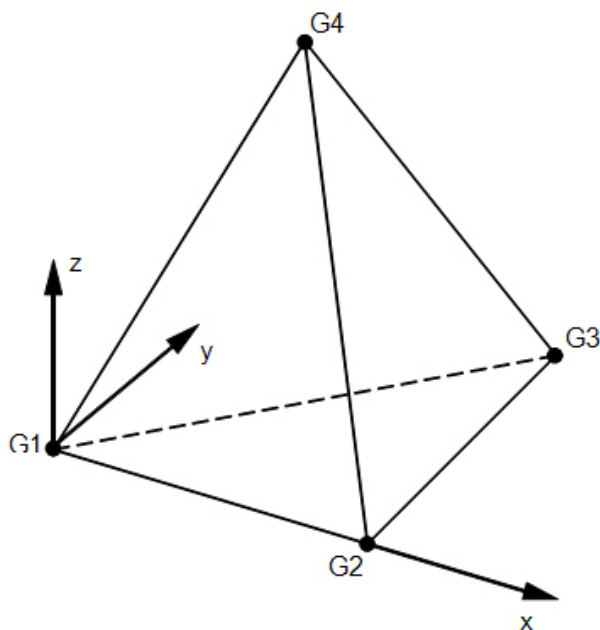


parabolična prizma

Slika 10. Konačni elementi drugog reda (parabolični)

#### 4.2.2 Linearni tetraedar

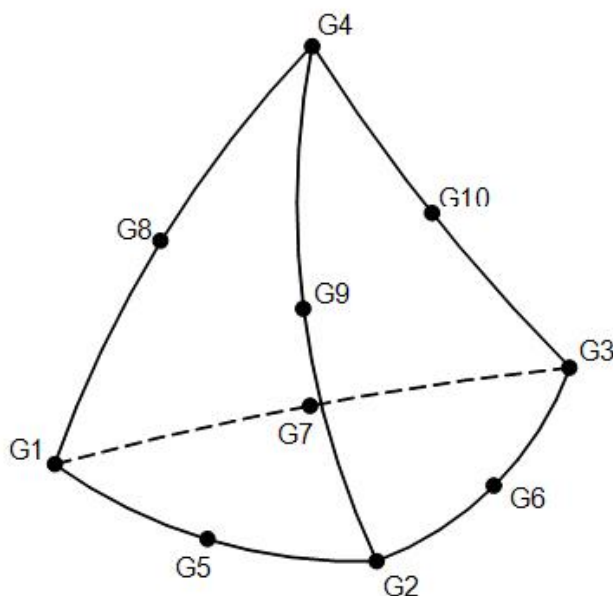
Slikom 11. prikazani tetraedar prvog stupnja odnosno linearni ukupno sadrži četiri čvora po tri translacijska stupnja slobode u smjerovima pojedinih osi, dakle ukupno dvanaest stupnjeva slobode. Pomaci u elementu opisani su polinomom prvog stupnja iz čega se zaključuje deriviranjem funkcija oblika tetraedarski linearni element opisuje konstantno polje deformacija i naprezanja [8].



Slika 11. Linearni tetraedar[9]

#### 4.2.3 Parabolični tetraedar

Slikom 12. tetraedar drugog stupnja odnosno parabolični ukupno sadrži deset čvorova po tri translacijska stupnja slobode u smjerovima pojedinih osi, dakle ukupno trideset stupnjeva slobode. Pomaci u elementu opisani su polinomom drugog stupnja iz čega se zaključuje deriviranjem funkcija oblika tetraedarski parabolični element opisuje linearno polje deformacija i naprezanja [8].



Slika 12. Parabolični tetraedar[9]

Najčešće se u praksi koriste parabolični tetraedri koji manjim brojem elemenata daju dovoljno precizno rješenje, dok je linearnim tetraedrima potreban veći broj elemenata za istu preciznost rezultata.

Izbor elemenata za analizu također ovisi o materijalnom modelu koji podržavaju i vrsti simulacija koja će se provoditi. Parabolični tetraedri podržavaju elastični materijalni model koji se smatra najjednostavnijim modelom. Takav model povezuje naprezanja i deformacije pomoću Hookeovog zakona. Nosač motora će tijekom ove analize biti statički opterećen silom mase motora i okretnim momentom motora, te će se pomoću Hookeovog zakona povezati proporcionalno naprezanja s deformacijama pojedinih elemenata. Prema svim navedenim zahtjevima izabrat će se parabolični tetraedarski element [10,11].

## 5. DISKRETIZACIJA KONAČIM ELEMENTIMA

Na očitano 3D modelu nosača motora u programski paket Femap potrebno je izvesti diskretizaciju konačnim elementima. Takav postupak diskretizacije zahtjeva definiranje potrebnih svojstva materijala, umrežavanje 3D modela i postavljanje rubnih uvjeta.

### 5.1 Definiranje materijala

Programski paket Femap ne posjeduje biblioteku definiranih materijala, te je potreban unos prethodno navedenih svojstava materijala kako je prikazano Slikom 13.

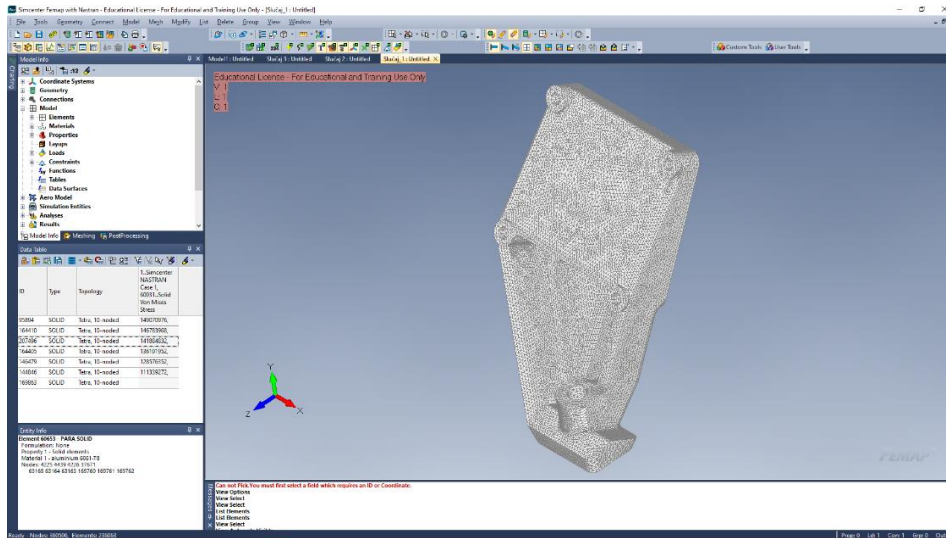
The image shows a software dialog box titled "Define Material - ISOTROPIC". At the top, there are input fields for "ID" (value: 1), "Title" (value: aluminium 6061-T8), "Color" (value: 55), and "Layer" (value: 1). A "Material Type..." button is located to the right. Below these fields are several tabs: "General", "Function References", "Nonlinear", "Ply/Bond Failure", "Creep", "Electrical/Optical", and "Phase". The "General" tab is selected and contains several sub-sections: "Stiffness" with fields for Young's Modulus, E (6,9E+10), Shear Modulus, G (0), and Poisson's Ratio, nu (0,33); "Thermal" with fields for Expansion Coeff, alpha (0), Conductivity, k (0), Specific Heat, Cp (0), and Heat Generation Factor (0); "Limit Stress" with fields for Tension (0), Compression (0), and Shear (0); and "Mass Density" (2700), "Damping, 2C/Co" (0), and "Reference Temp" (0). At the bottom of the dialog are buttons for "xy", "Load...", "Save...", "Copy...", "OK", and "Cancel".

Slika 13. Svojstva materijala u programskom paketu Femap

### 5.3 Umrežavanje 3D modela konačnim elementima

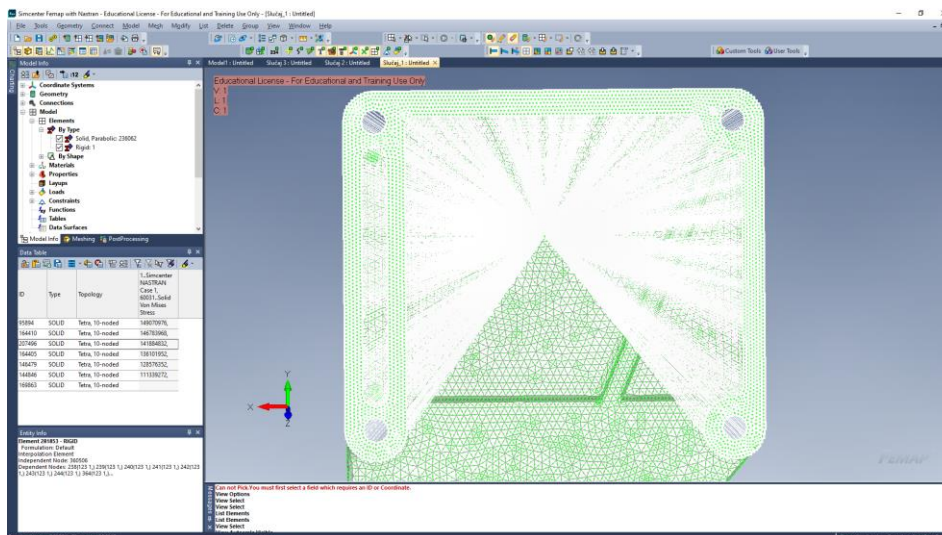
Za umrežavanje modela nosača motora uz parabolične tetraedarske elemente koriste se RBE 3 elementi. Zadatak RBE 3 elemenata je jednolika raspodjela opterećenja po zadanoj površini.

Slika 14. prikazuje nosač motora umrežen s 360 506 paraboličnih tetraedarskih elemenata i 236 063 čvorova.



Slika 14. Umreženi prikaz 3D modela nosača motora

RBE 3 elementi se sastoje od zavisnog čvora na kojemu će se naknadno definirati opterećenje nosača motora i nezavisnih čvorova koji su ujedno i čvorovi tetraedarskih elemenata. U slučaju nosača motora zavisni čvor će se nalaziti na sredini površine koja naliježe na motor, dok će nezavisni čvorovi biti na istoj toj površini kao što je prikazano Slikom 15.



Slika 15. Korišteni RBE 3 elementi

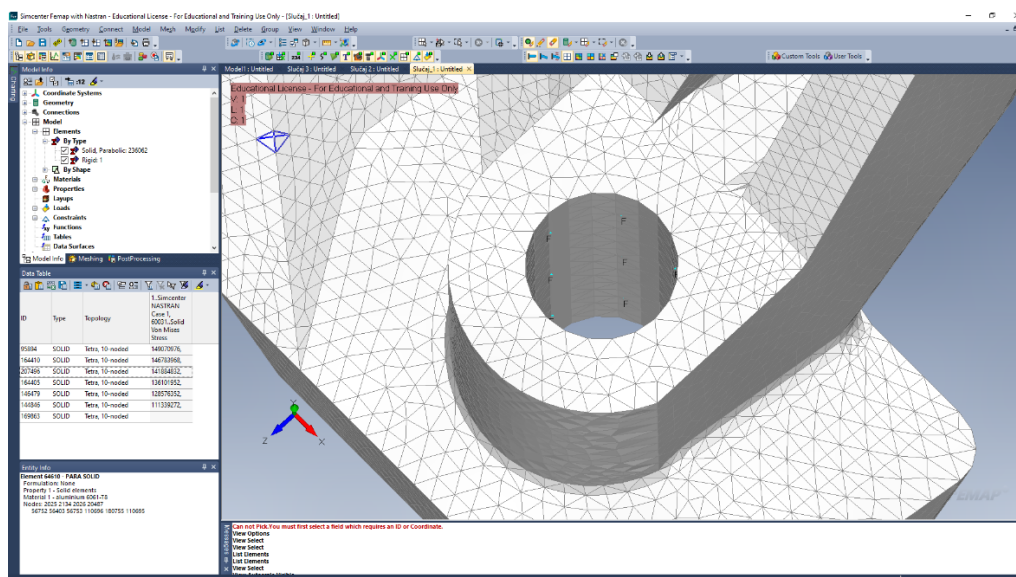
## 5.4 Definiranje rubnih uvjeta

Rubni uvjeti se dijele na zadavanje opterećenja ili deformacija konačnim elementima i postavljanje oslonaca odnosno konačnim elementima ograničavamo slobode gibanja (DOF) kako se element ne bi gibao kao kruto tijelo.

### 5.4.1 Definiranje oslonca

Oslonac će se definirati na unutarnju površinu provrta kao uklještenje (eng. Fixed) odnosno svim čvorovima koji leže na unutarnjoj površini provrta vijka. Time se onemogućuju stupnjevi slobode gibanja kao što su translacije po osima i rotacije oko osi.

Slika 16. prikazuje definirano uklještenje u femap-u.



Slika 16. Definirano uklještenje na 3D modelu nosača motora

### 5.4.2 Definiranje opterećenja

Nosač je u realnom slučaju opterećen mnoštvom različitih opterećenja kao što su masa motora, okretni moment motora oko svoje osi, vibracijama motora, prijenosom topline motora i opterećenjima koja proizlaze vožnjom samog automobila kao što je nailaženja na uspornik.

U ovom slučaju zadana opterećenja nosača će biti masa motora koja iznosi 210 [kg], te se dijeli na broj korištenih nosača i okretni moment motora koji iznosi 210 [Nm]. Zbog sigurnosti konstrukcije dodatno će se sva opterećenja uvećati za 25%.

Sila kojom masa motora djeluje na jedan nosač motora računa se prema izrazu (1):

$$F = \frac{m \cdot g \cdot 1.25}{2} \quad (1)$$

Gdje je:

$F$ - sila djelovanja mase na jedan nosač motora, [N]

$m$ - masa motora, [kg]

$g$ - ubrzanje zemljine sile teže, [m/s<sup>2</sup>]

1.25- faktor sigurnosti



Slijedi:

$$F = \frac{210 \cdot 9.81 \cdot 1.25}{2}$$

$$F = 1287.6 \text{ [N]} \approx 1300 \text{ [N]}$$

Okretni moment motora se računa prema izrazu (2):

$$M_{\max} = M \cdot 1.25 \tag{2}$$

Gdje je:

$M$ - okretni moment motora, [Nm]

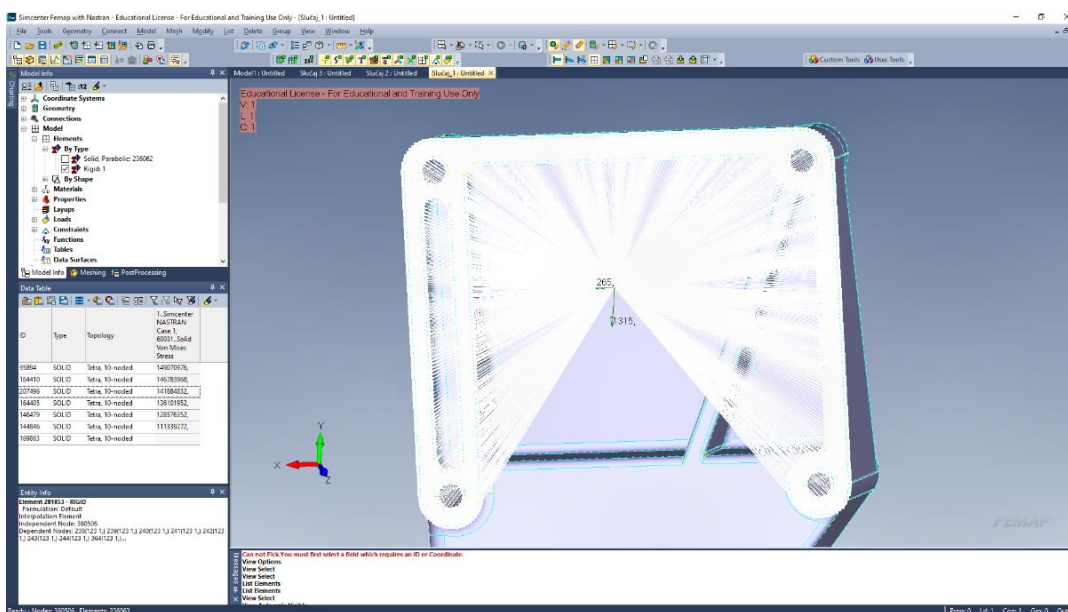
$M$ - maksimalni okretni moment motora, [Nm]

Slijedi:

$$M_{\max} = 210 \cdot 1.25$$

$$M_{\max} = 262.5 \text{ [Nm]} \approx 265 \text{ [Nm]}$$

Slikom 17. prikazuju se definirana opterećenja na zavisnom čvoru RBE 3 elementa.



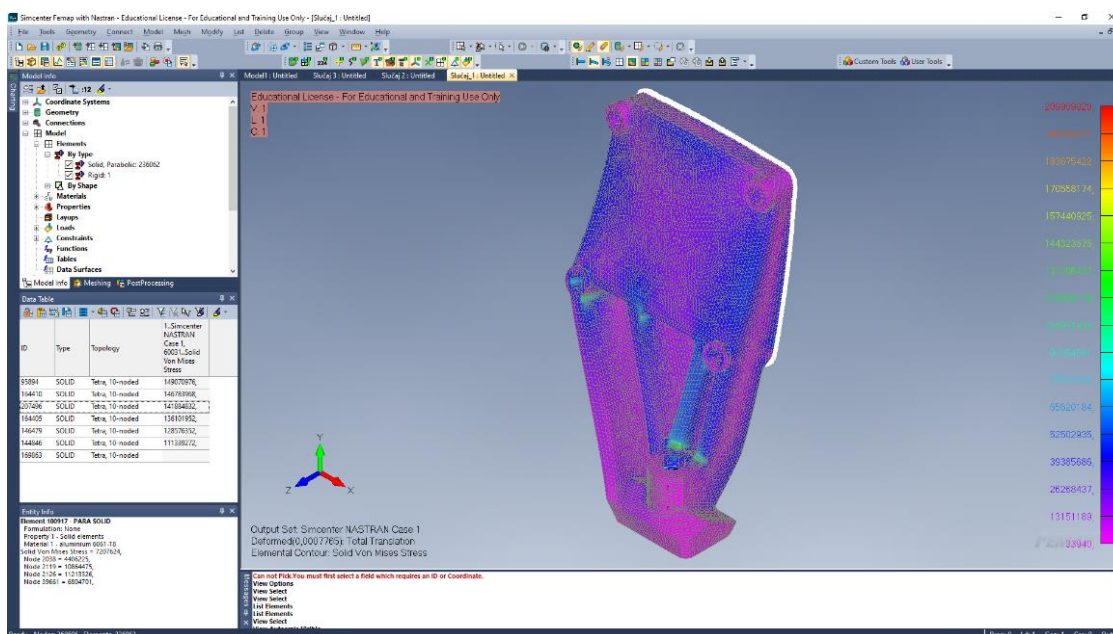
Slika 17. Definirana opterećenja na 3D modelu nosača motora

## 6. REZULTATI ANALIZE

Nakon diskretizacije modela konačnim elementima, zadanim rubnim uvjetima moguće je provesti analizu nosivosti modela nosača motora.

### 6.1 Model 1

Slika 18. prikazuje rezultate naprezanja nosača motora u slučaju zadanih opterećenja i uklještenja vijkom. Prikazane vrijednosti se odnose na naprezanja po Von Misesovoj teoriji čvrstoće.

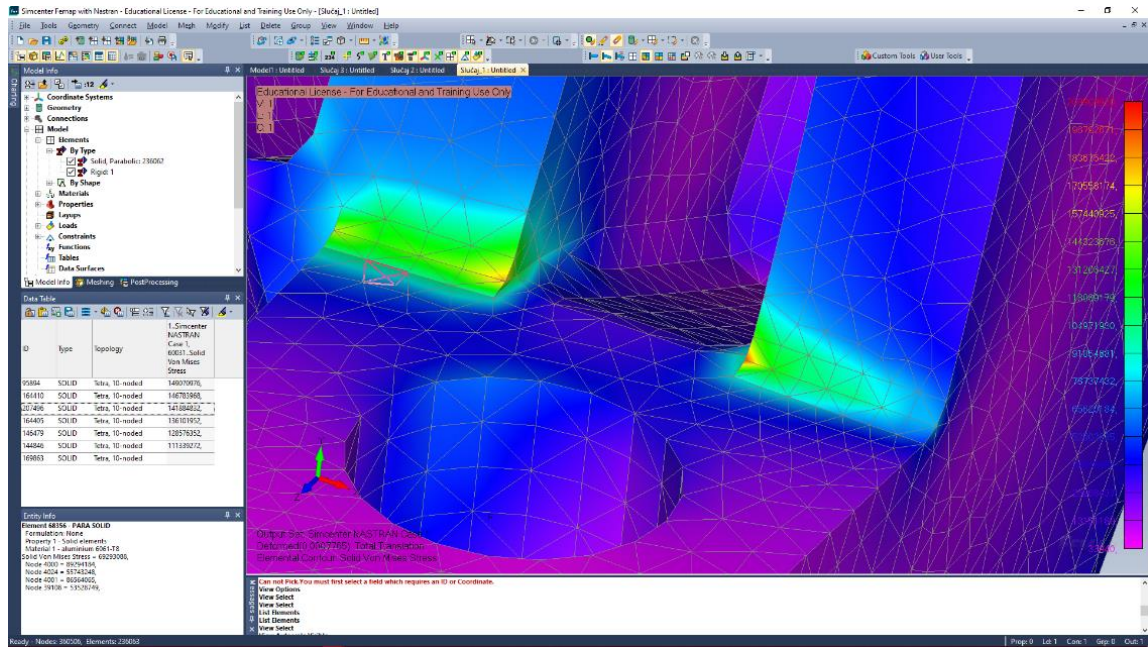


Slika 18. Prikaz naprezanja prema Von Misesovoj teoriji čvrstoće (Model 1)

Slika 19. prikazuje maksimalna moguća naprezanja crvenom bojom u iznosu od 209 909 920 [Pa]. Najveće naprezanje javlja se u blizini uklještenja gdje dolazi do promijene popriječnog presjeka.

# Dominik Roginek

## Analiza nosivosti nosača automobilskog motora



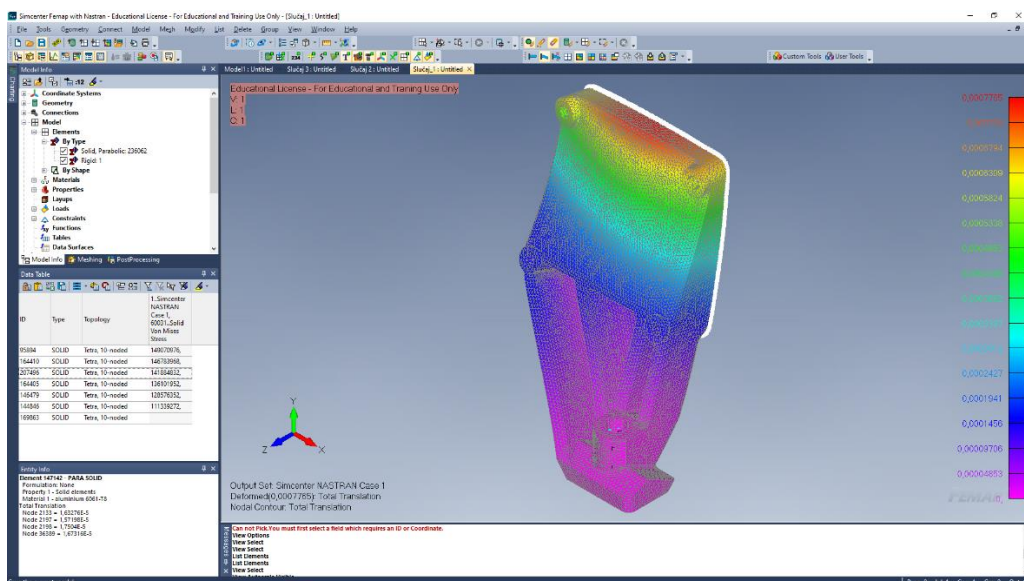
Slika 19. Prikaz maksimalnih naprezanja (Model 1)

U tablici 1. prikazane su vrijednosti naprezanja u pojedinim čvorovima elementa koji se nalaze u području maksimalnih naprezanja.

*Tablica 1. Naprezanja u elementima i njihovim čvorovima (Model 1)*

<b>Element</b>	<b>Max. naprezanje elementa [MPa]</b>	<b>Čvorovi</b>	<b>Max. naprezanje čvora [MPa]</b>
95894	14,9	3497	139,5
		17633	199,8
		4002	107,3
		22857	126,5
207496	14,1	4001	86,6
		4002	107,3
		17633	199,8
		22857	126,5
144846	111,3	3978	93,7
		3979	105,3
		17994	180,9
		34957	79,5
146479	128,5	3979	105,3
		22858	149,1
		17994	180,9
		34957	79,5
164405	136,1	4129	115,4
		17994	180,9
		22858	149,1
		34957	79,5
164410	146,8	3977	122,9
		4130	145,1
		4129	115,4
		17994	180,9

Slika 20. prikazuje rezultate deformacija nosača motora u slučaju zadanih opterećenja i uklještenja vijkom.



Slika 20. Prikaz maksimalnih deformacija (Model 1)

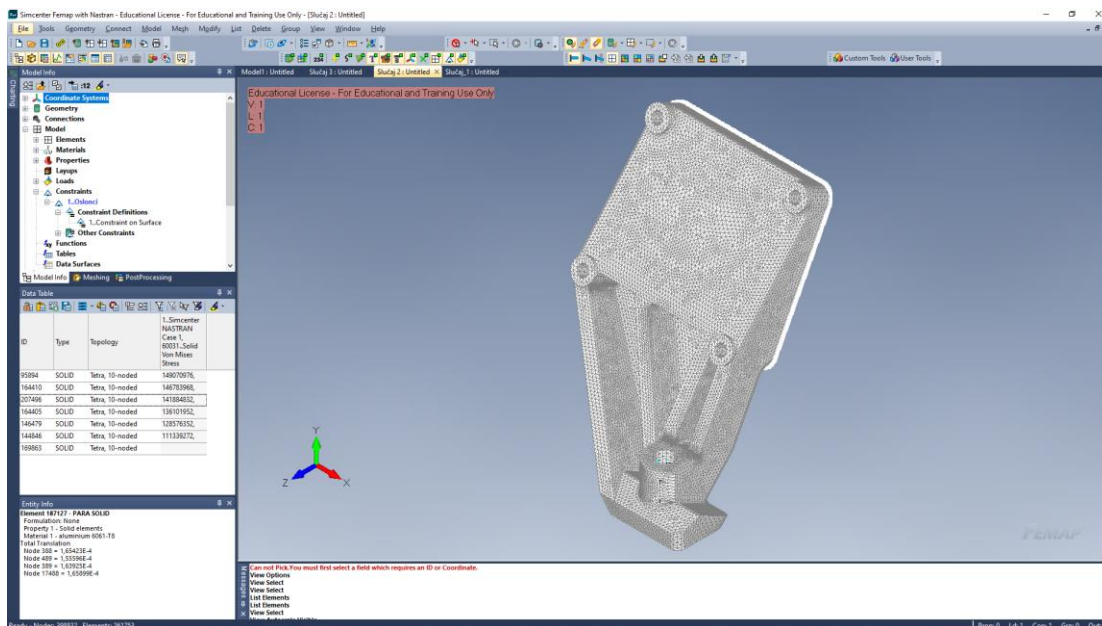
Maksimalne deformacije prikazane su crvenom bojom i iznose 0.0007765 [m] te se pojavljuju na kraju nosača kako je i očekivano.

## 6.2 Model 2

Iz prethodne analize utvrđena je pozicija kritičnog presjeka nosača motora te je preporučljivo izraditi dodatnu analizu istog nosača s gušćom mrežom na području kritičnog presjeka, kako bi se izbjegle greške nastale malim brojem korištenih konačnih elemenata u tom području.

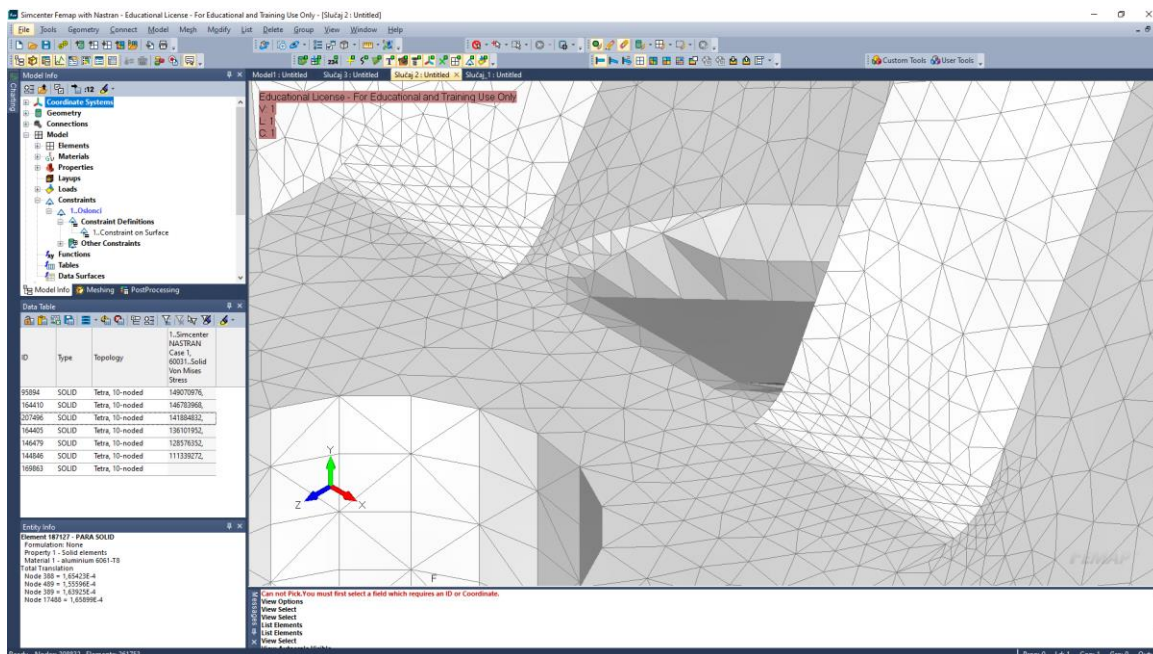


Dominik Roginek  
Analiza nosivosti nosača automobilskog motora



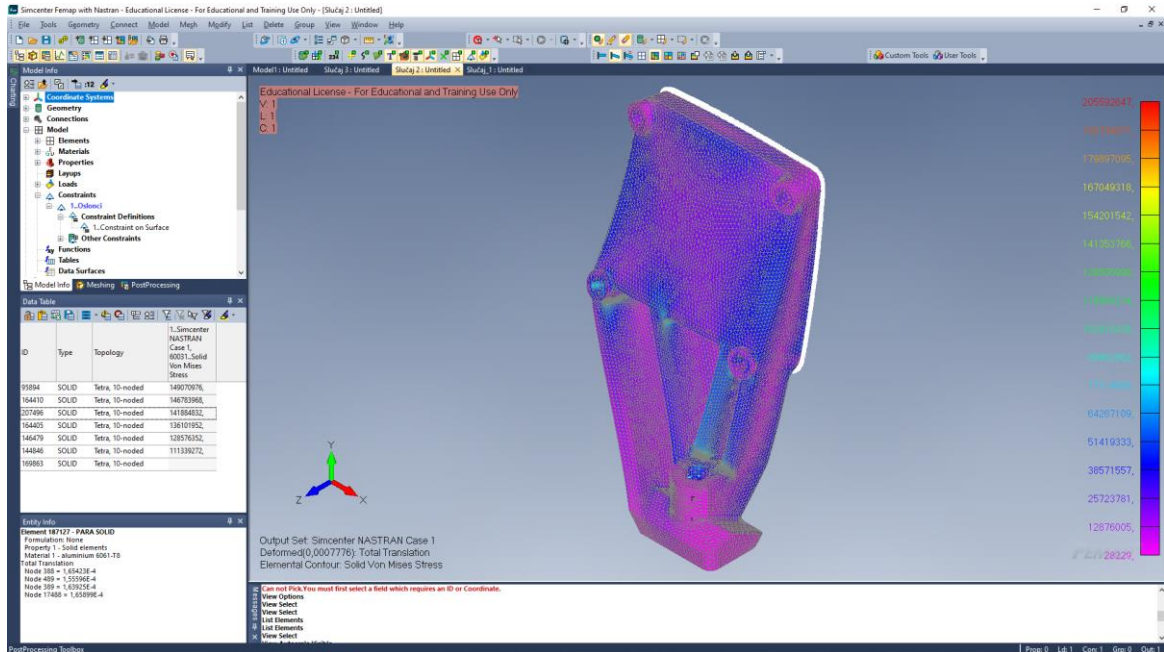
Slika 21. Umreženi 3D model motora (Model 2)

Novo izrađena mreža prikazana slikom 22. sadrži 398832 čvora i 261753 konačna elementa, odnosno gustoća mreže se povećala za 38326 čvora i 25690 konačnih elemenata naspram prethodne mreže te se samim time očekuju točniji rezultati analize.



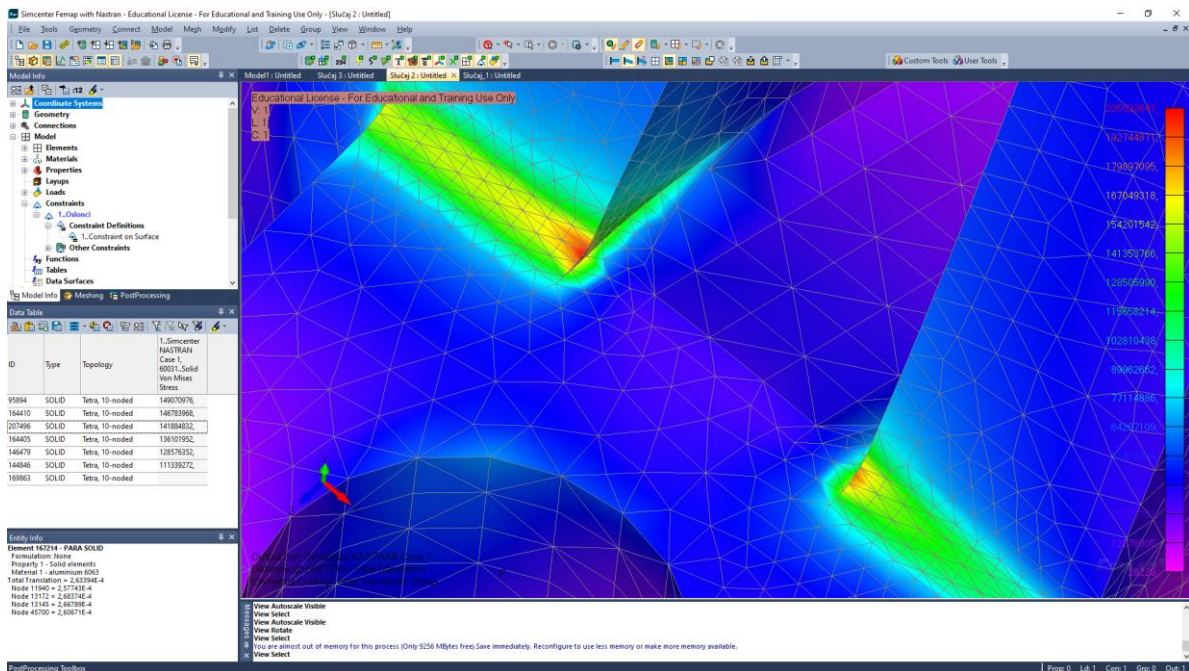
Slika 22. Prikaz gušće mreže konačnih elemenata na kritičnom presijeku (Model 2)

Slika 23. prikazuje rezultate maksimalnih naprezanja korištene gušće mreže konačnih elemenata.



*Slika 23. Prikaz naprezanja prema Von Misesovoj teoriji čvrstoće (Model 2)*

Maksimalna moguća naprezanja prikazuju se na Slici 24. crvenom bojom u iznosu od 205 592 647 [Pa].



*Slika 24. Maksimalna naprezanja u kritičnom presjeku (Model 2)*

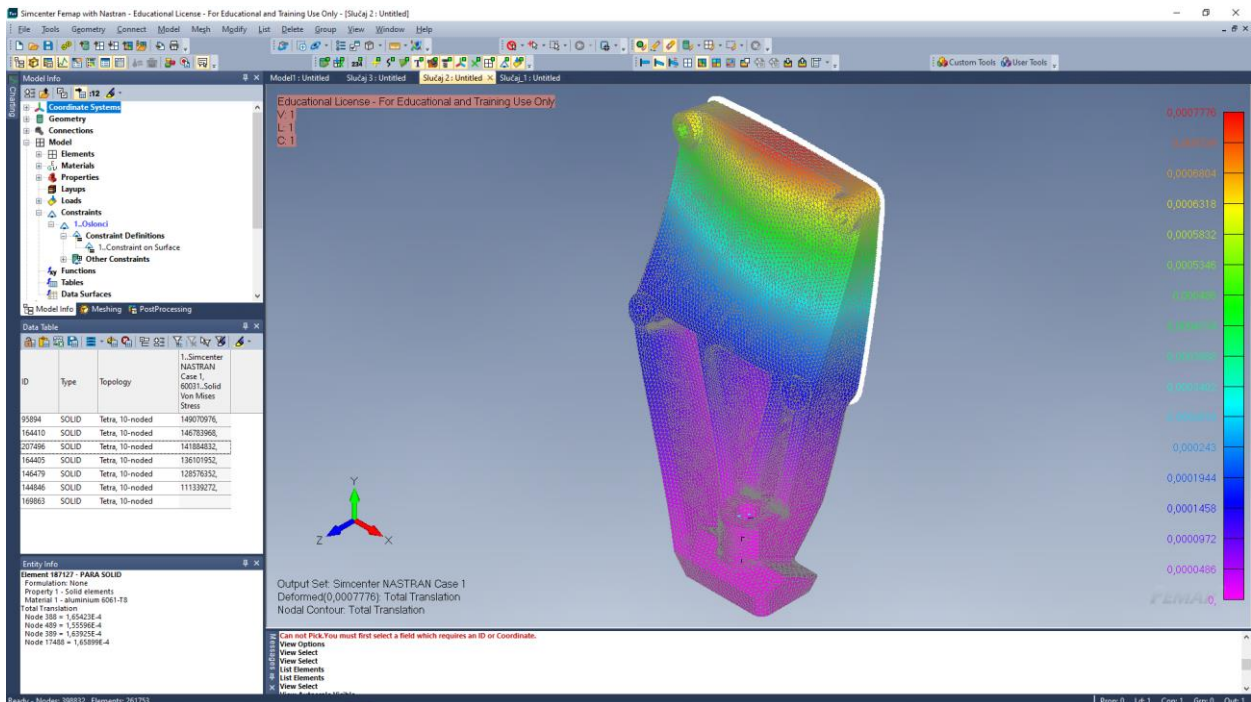
U tablici 2. prikazane su vrijednosti naprezanja u pojedinim čvorovima elemenata koji se nalaze u području gušće definiranog kritičnog presjeka.

*Tablica 2. Naprezanja u elementima i njihovim čvorovima (Model 2)*

<b>Element</b>	<b>Max. naprezanje elementa [MPa]</b>	<b>Čvorovi</b>	<b>Max. naprezanje čvora [MPa]</b>
107674	167,8	4144	155,6
		18864	189,6
		18863	176,6
		24819	147,4
202733	167,7	18864	189,5
		18973	157,6
		18865	177
		24819	147,4
91742	158,4	4144	155,7
		18973	157,6
		18864	189,5
		24819	147,4
307094	176,2	19408	205,5
		19409	184,1
		24825	173,5
		30737	132,3
250007	178	19407	195,2
		19408	205,5
		24825	173,5
		36191	138,3
97045	168,4	19407	195,3
		19550	156,5
		19408	205,5
		36191	138,3
107683	175,3	4108	170,3
		19409	184,2
		19408	205,5
		30737	132,3



Slika 25. prikazuje rezultate deformacija nosača motora korištenjem gušće mreže konačnih elemenata.



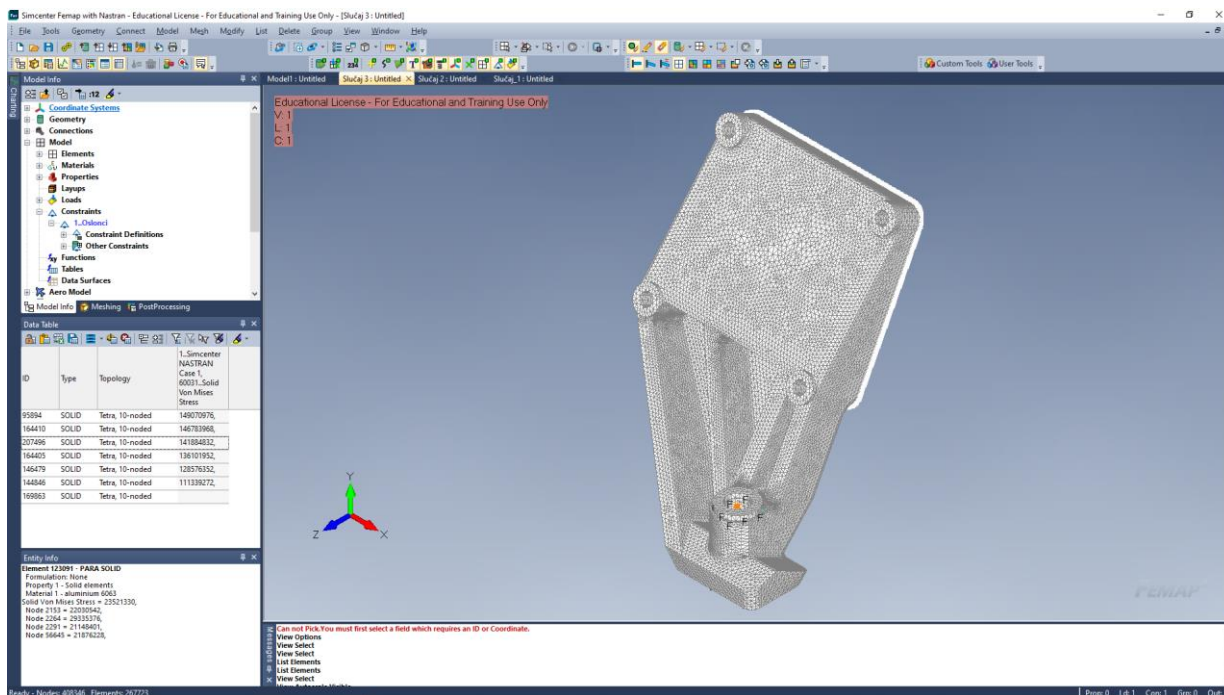
Slika 25. Maksimalne deformacije (Model 2)

### 6.3 Model 3

Za prethodne dvije analize korišten je princip uklještenja gdje je unutarnja strana provrta uklještenja po cijeloj svojoj površini, a u stvarnosti uklještenje se izvodi sa maticom vijka koja naliježe na podložnu pločicu te time uklješćuje nosač motora s gumom. Za sljedeću analizu će se koristiti model nosača prikazan na slici 26. s gušćom mrežom konačnih elemenata uz dodatak podložne pločice koja će zamijeniti prijašnji princip uklještenja.

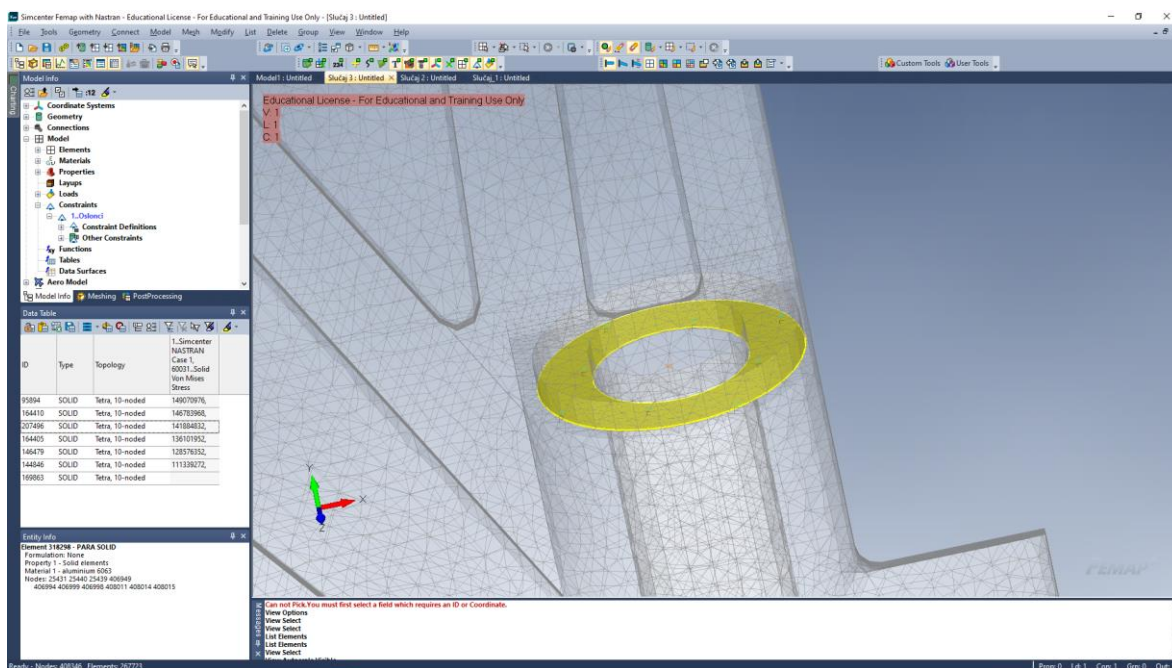
# Domini Roginek

## Analiza nosivosti nosača automobilskog motora



Slika 26. Umreženi 3D model nosača motora (Model 3)

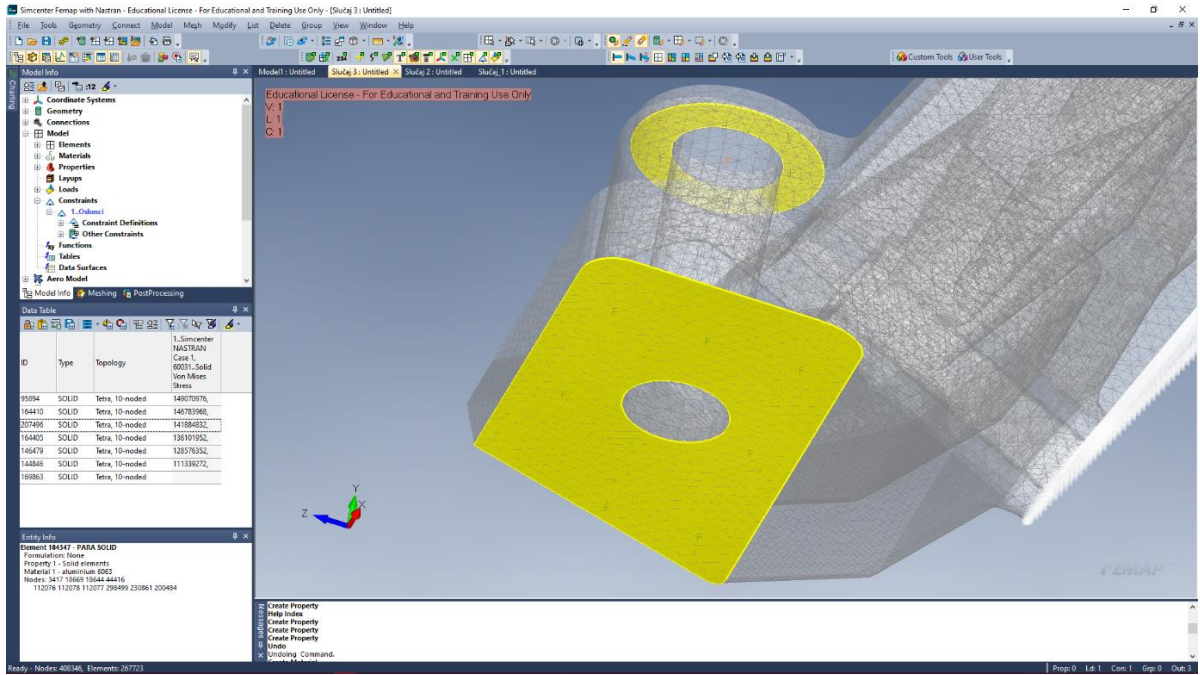
Podložna pločica pozicionirana je koncentrično s provrtom i naliježe na gornju površinu kao što prikazuje Slika 27. te će se uklještit zajedno sa donjom površinom koja naliježe na gumu prikazano Slikom 28. Tim postupkom se osigurava da se model nosača motora neće moći kretati kao kruto tijelom tijekom analize.



Slika 27. Prikaz uklještenje površine podložnom pločicom (Model 3)

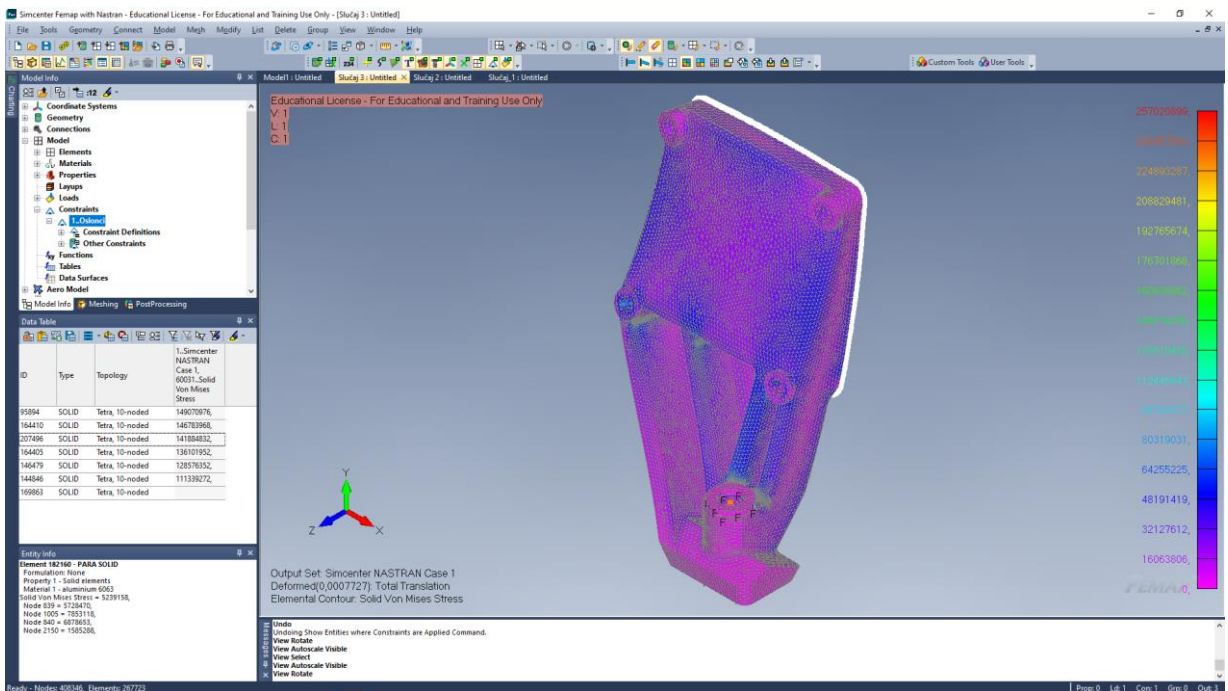
# Dominik Roginek

## Analiza nosivosti nosača automobilskog motora



Slika 28. Prikaz ukliještene površine s gumom (Model 3)

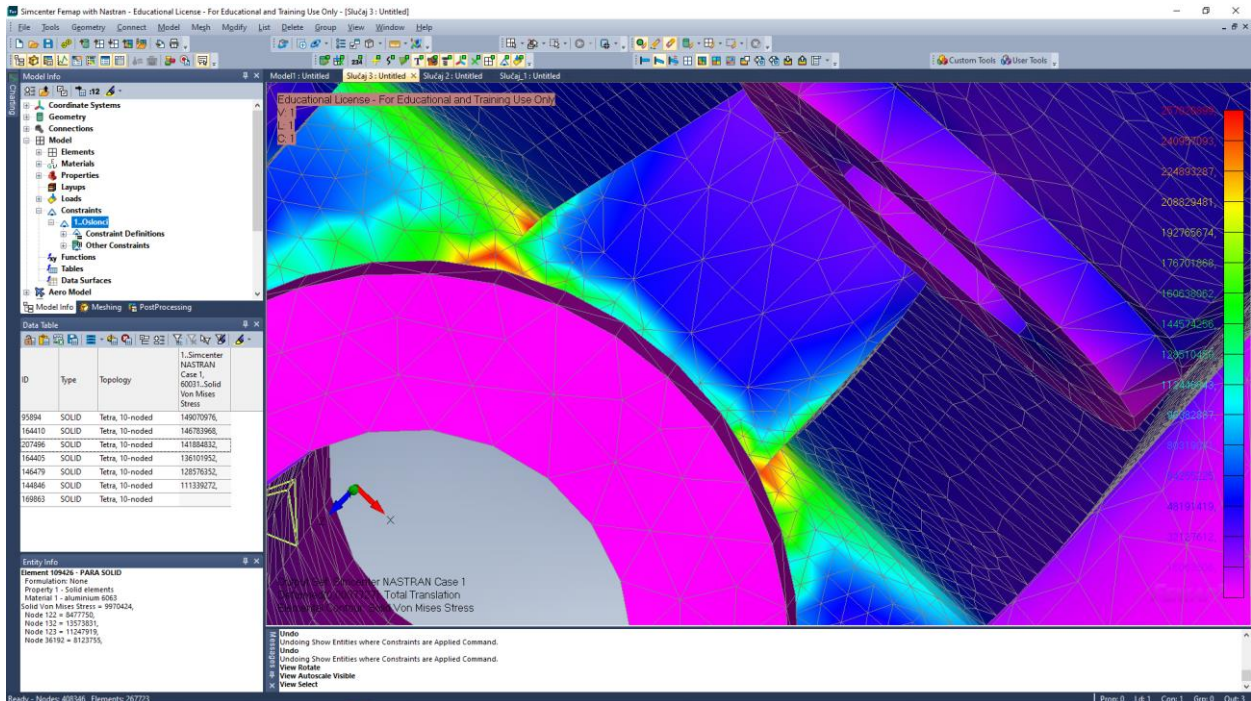
Slika 29. prikazuje rezultate naprezanja nosača motora u slučaju zadanih opterećenja i realnog ukliještenja vijkom. Prikazane vrijednosti se odnose na naprezanja po Von Misesovoj teoriji čvrstoće.



Slika 29. Prikaz naprezanja prema Von Misesovoj teoriji čvrstoće (Model 3)



Slikom 30. prikazuju se maksimalno naprezanje u kritičnom presjeku te iznosi 257 020 899 [Pa].



Slika 30. Prikaz maksimalnih naprezanja u kritičnom presjeku (Model 3)

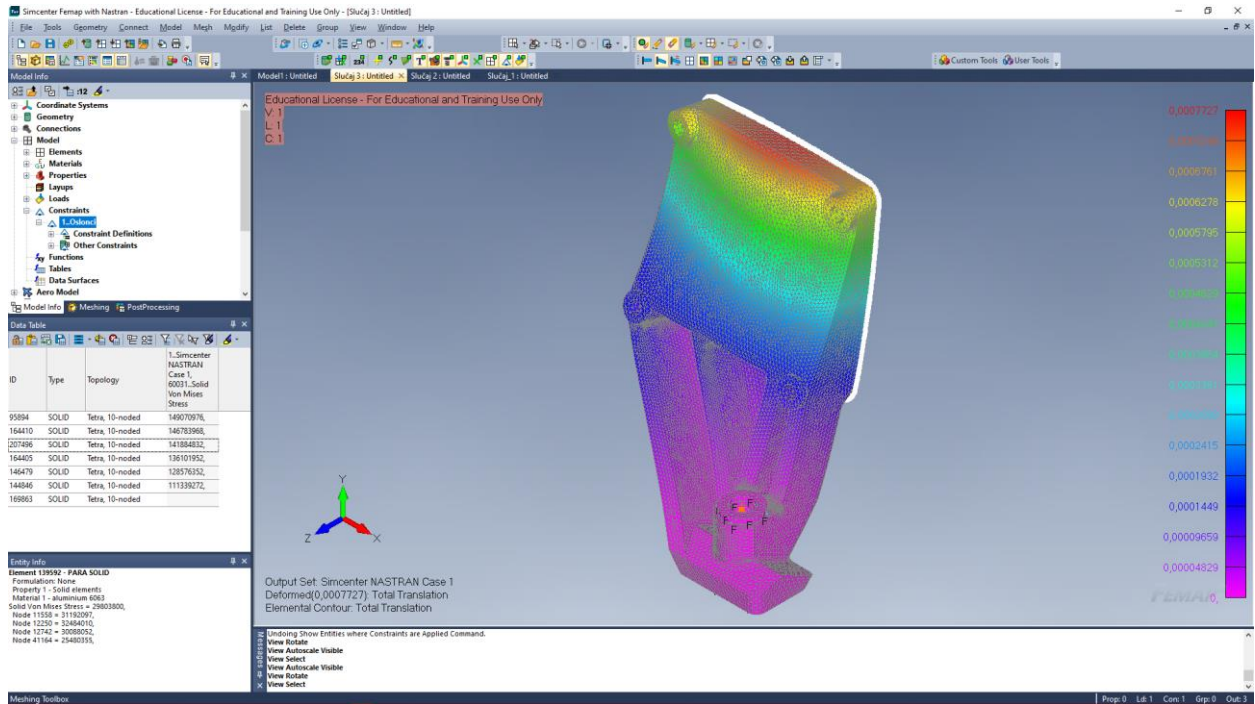
Dodavanjem podložne pločice pojavljuju se nova područja visokih naprezanja. Ta naprezanja uzrokovana su krutom vezom podložne pločice na površinu nosača motora. Pozicija pojave novonastalih naprezanja odgovara poziciji manjih oštećenja kod upotrijebljenih nosača.

U tablici 3. prikazane su vrijednosti pojedinih čvorova elemenata koji se nalaze u području kritičnog presjeka.

*Tablica 3. Naprezanja u elementima i pripadajućim čvorovima (Model 3)*

<b>Element</b>	<b>Max. naprezanje elementa [MPa]</b>	<b>Čvorovi</b>	<b>Max. naprezanje čvora [MPa]</b>
57619	248,5	4228	228
		4229	247,3
		19248	233,1
		27384	168,1
57571	220,5	4228	228
		19248	233,1
		25348	196,9
		27384	168,1
56180	197,7	19248	233,1
		25349	191,9
		25348	196,8
		27384	168,6
109322	214,8	4183	191,7
		19670	255,5
		19669	241,2
		25353	199,4
134683	213,7	4184	194,5
		19671	201,7
		19670	255,5
		25353	199,4
169786	199,4	4183	191,7
		25353	199,4
		19669	241,2
		25354	198,5

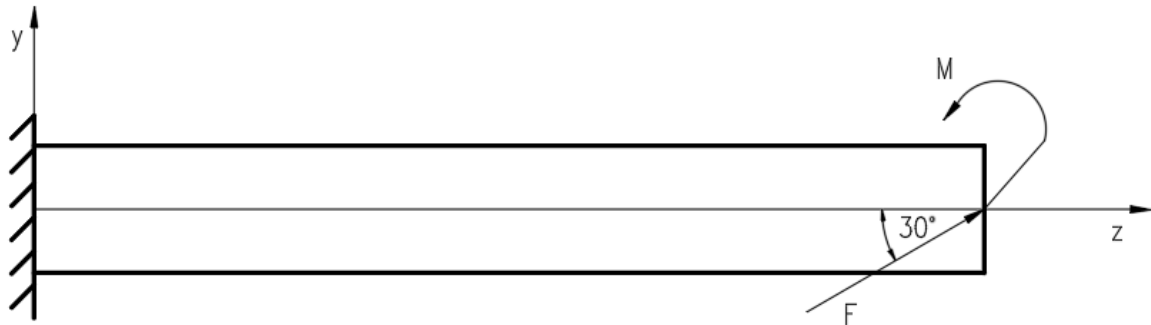
Slika 31. prikazuje maksimalne deformacije korištenjem realnog uklještenja vijkom.



Slika 31. Maksimalne deformacije (Model 3)

## 7. ANALITIČKI PRORAČUN

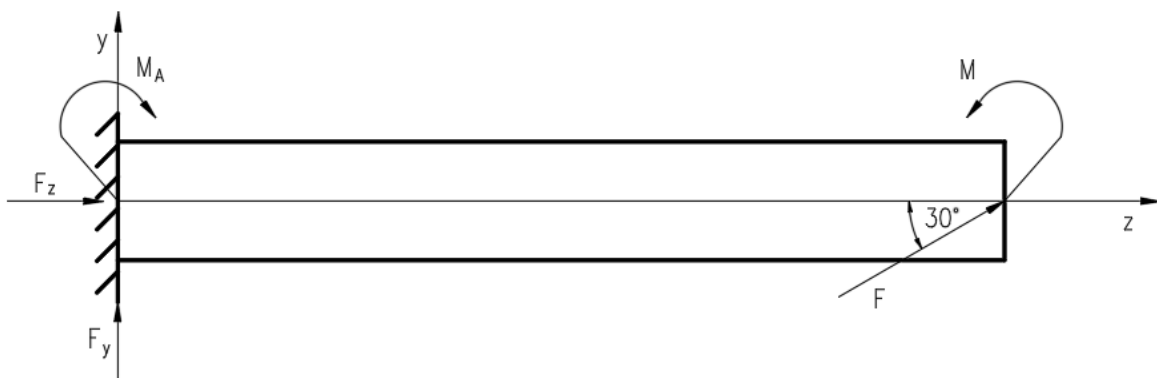
Za analitički proračun nosivosti nosača motora potrebno je složenu konstrukciju nosača aproksimirati jednostavnijim i prigodnijim modelom. Pojednostavljeni model prikazan na Slici 32. će se razmatrati kao uklještenu greda s jednim slobodnim krajem na kojem djeluju prethodno navedeni moment i sila.



Slika 32. Aproksimacija nosača motora gredom

### 7.1 Proračun reakcija u osloncu

Zbog uklještenja javljaju se reakcijske sile  $F_z$ ,  $F_y$  i moment  $M_a$  u osloncu A kako je prikazano na Slici 33. te ih je potrebno izračunati.



Slika 33. Reakcije oslonca

Reakcijska sila koja djeluje po pravcu y-osi računa se prema izrazu (3):

$$\sum F_y = 0$$

$$F_y = F \cdot \sin\alpha \quad (3)$$

Gdje je:

$\alpha$  – kut djelovanja sile, [°]

$F_y$  – reakcijska sila u smjeru y-osi, [N]

Iz toga slijedi:

$$F_y = 1300 \cdot \sin 30^\circ$$

$$F_y = 650 \text{ [N]}$$

Reakcijska sila koja djeluje po pravcu z-osi računa se prema izrazu (4):

$$\sum F_z = 0$$

$$F_z = F \cdot \cos\alpha \quad (4)$$

Gdje je:

$F_z$  – reakcijska sila u smjeru z-osi, [N]

Iz toga slijedi:

$$F_z = 1300 \cdot \cos 30^\circ$$

$$F_z = 1125,83 \text{ [N]}$$



Reakcijski moment savijanja koji djeluje oko x-osi računa se prema izrazu (5):

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A = M - F_y \cdot L \quad (5)$$

Gdje je:

$M_A$ - reakcijski moment oko x-osi, [Nm]

$L$  – udaljenost sile od oslonca, [m]

Iz toga slijedi:

$$M_A = 260 - 650 \cdot 0.15$$

$$M_A = 159,25 \text{ [Nm]}$$

## 7.2 Proračun čvrstoće

U nosaču motora se pojavljuju normalna naprezanja i tangencijalna naprezanja uslijed savijanja i aksijalnog opterećenja sila. Kritični presjek se nalazi neposredno poslije uklještenja te će se uzeti u obzir iznosi sila i momenta koji djeluju na mjestu kritičnog presjeka.

Normalno naprezanje uslijed aksijalnog opterećenja sile  $F_z$  se računa prema izrazu (6):

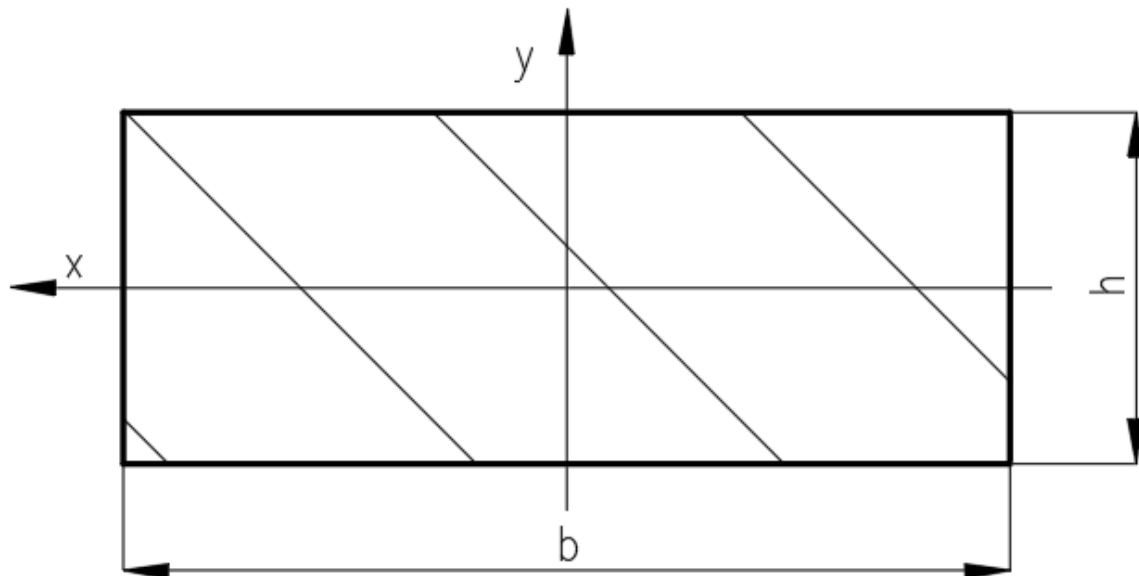
$$\sigma_{z1} = \frac{F_z}{A} \quad (6)$$

Gdje su:

$A$ - površina popriječnog presjeka nosača, [mm<sup>2</sup>]

$\sigma_z$ - normalno naprezanje uslijed djelovanja aksijalne sile, [Pa]

Greda koja predstavlja pojednostavljeni nosač motora izvedena je sa punim pravokutnim presjekom i približnim dimenzijama koje odgovaraju širini i visini nosača motora u kritičnom presjeku kao što je prikazano na Slici 34.



Slika 34. Pravokutni poprečni presjek

Površina popriječenog presjeka nosača se računa prema izrazu (7):

$$A = h \cdot b \quad (7)$$

Gdje su:

$h = 72$  [mm]- visina nosača motora

$b = 28.5$  [mm] - širina nosača motora

Uvrštavanjem u jednadžbu (7) izračunava se:

$$A = 72 \cdot 28.5$$

$$A = 2052 \text{ [mm}^2\text{]} = 2,052 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

Uvrštavanjem površine popriječenog presjeka u izraz (6) izračunava se normalno naprezanje uslijed aksijalnog opterećenja:

$$\sigma_{z1} = \frac{1125.83}{2,052 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{z1} = 548650,1 \text{ [Pa]}$$

Normalno naprezanje uslijed savijanja računa se prema izrazu (8):

$$\sigma_{z2} = \frac{M_A}{I_x} \cdot y_{\max} \quad (8)$$

Gdje je:

$I_x$ - aksijalni moment tromosti oko osi x, [m<sup>4</sup>]

$y_{\max} = h/2$  [m] - maksimalna udaljenost od težišta presjeka

Aksijalni moment tromosti presjeka nosača oko x-osi računa se prema izrazu (9):

$$I_x = \frac{h^3 \cdot b}{12} \quad (9)$$

Iz čeka slijedi:

$$I_x = \frac{28.5^3 \cdot 72}{12}$$

$$I_x = 138894,75 \text{ [mm}^4\text{]} = 1,3889475 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]}$$

Uvrštavanjem izračunatih vrijednosti u jednadžbu (8) izračunava se normalno naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_{z2} = \frac{159,75}{1,3889475 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,0285}{2}$$

$$\sigma_{z2} = 19988128 \text{ [Pa]} \approx 19,99 \text{ [MPa]}$$

Tangencijalno naprezanje uslijed djelovanja poprečne sile  $F_y$  računa se prema izrazu (10):

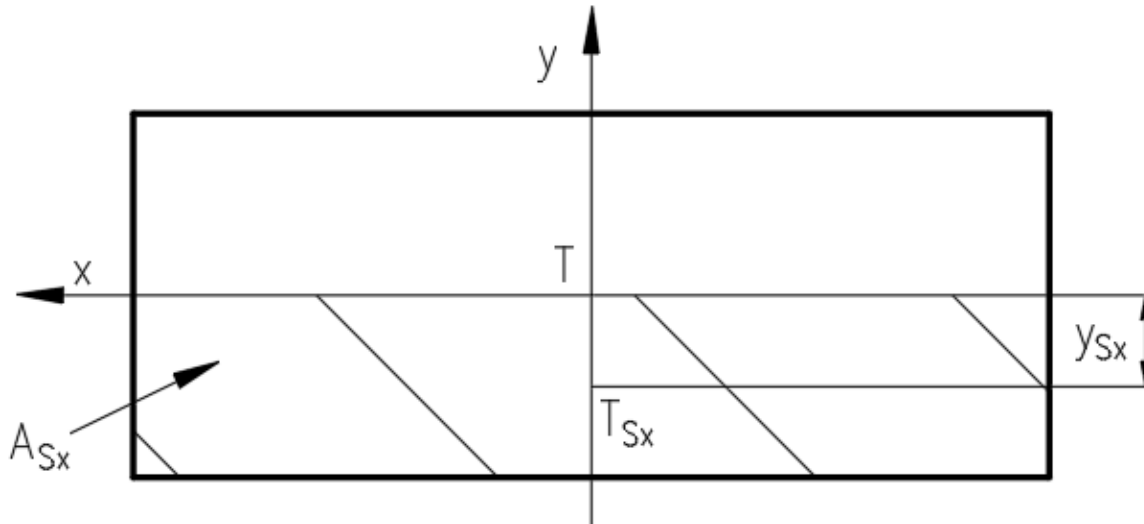
$$\tau_{zy} = \frac{F_y \cdot S_x}{I_x \cdot h_y} \quad (10)$$

Gdje je:

$S_x$ - statički moment površine poprečnog presjeka, [m<sup>3</sup>]

$h_y = h/4$  - udaljenost od težišta presjeka do težišta površine  $A_{Sx}$  [m]

Slika 35. prikazuje poprečni presjek nosača motora sa potrebnim dimenzijama za izračun statičkog momenta površine.



Slika 35. Statički moment inercije

Statički moment površine računa se prema izrazu (11):

$$S_x = A_{Sx} \cdot y_{Sx} \quad (11)$$

Gdje je:

$A_{Sx} = A/2$  – polovica površine poprečnog presjeka, [m<sup>2</sup>]

$y_{Sx} = h/4$  – udaljenost od težišta presjeka do težišta površine  $A_{Sx}$  [m]

Iz čeka slijedi:

$$S_x = 1,026 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0.0285}{4}$$

$$S_x = 7,31025 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$$

Uvrštavanjem dobivenih rezultata u jednažbu (10) izračunava se tangencijalno naprezanje:

$$\tau_{zy} = \frac{650 \cdot 7,31025 \cdot 10^{-6}}{1,3889475 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,0285}{4}}$$

$$\tau_{zy} = 4801477,4 \text{ [Pa]} \approx 4,8 \text{ [MPa]}$$

Kako bih se mogli usporediti rezultati analiza i analitičkog proračuna koristit će se izraz za Von Misesovo naprezanje odnosno izraz za teoriju najveće distorzijske energije.

Von Misesovo naprezanje računa se prema izrazu (12):

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \tau_{zy}^2} \quad (12)$$

Gdje je:

$\sigma_z$ - ukupno normalno naprezanje, [Pa]

Nosač je opterećen normalnim naprezanjem uslijed savijanja i normalnim naprezanjem uslijed djelovanja aksijalne sile. Oba normalna naprezanja djeluju u istom smjeru te ih je moguće zbrojiti kako bi se dobilo ukupno normalno naprezanje u nosaču.

Ukupno normalno naprezanje računa se prema izrazu (13):

$$\sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma_{z2} \quad (13)$$

$$\sigma_z = 548650,1 + 19988128$$

$$\sigma_z = 20536778,1 \text{ [Pa]} \approx 20,54 \text{ [MPa]}$$

Slijedi iz izraza (12):

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{20536778,1^2 + 3 \cdot 4801477,4^2}$$

$$\sigma_{ekv} = 22156755,41 \text{ [Pa]} \approx 22,17 \text{ [MPa]}$$

Usporedbom rezultata dobivenih analizom i analitičkim proračunom vidljiva je velika razlika između njih. Rezultati dobiveni analizom iznose 257 020 899 [Pa], a analitičkim proračunom 22 156 755,41 [Pa] te bi se moglo zaključiti da je analitički proračun suviše grubo aproksimiran u području kritičnog presjeka.

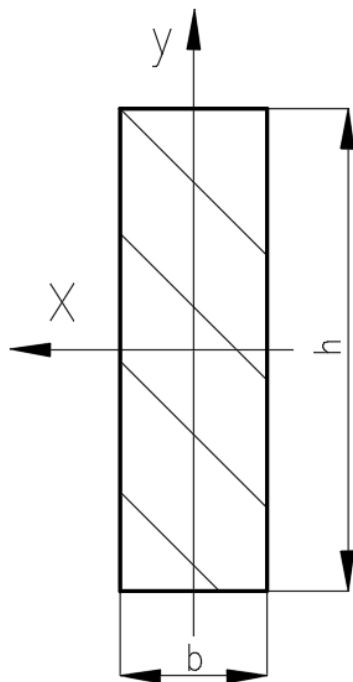
U analitičkom proračunu nosač motora je aproksimiran jednim grednim elementom istih gabaritnih dimenzija nosača te se naprezanje jednoliko dijeli po cijeloj površini poprečnog presjeka. Maksimalna naprezanja pojavljuju se uzduž širine nosača motora na najudaljenijem bridu, dok se kod analize pojavljuje lokalno maksimalno naprezanje u jednom od elemenata kritičnog presjeka. Iz analize može se izračunati prosječno naprezanje u kritičnom presjeku tako da se zbroje sva naprezanja po elementima i podijele sa brojem elemenata u presjeku. Takav izračun daje prosječno naprezanje u kritičnom presjeku od 16 904 995 [Pa].

### 7.3 Maksimalno naprezanje

Vidljivo je kako je prosječno naprezanje poprilično blizu izračunatom analitičkom naprezanju. Kako bih se dobilo približno maksimalno naprezanje analitičkim postupkom potrebno je za ovaj slučaj aproksimirati samo rebro gdje dolazi do maksimalnog naprezanja kao gredu.

Izračunate sile u osloncima ostaju iste jedino što se mijenja je poprečni presjek aproksimiranog rebra i time dolazi do povećanja normalnih i tangencijalnih naprezanja.

Slika 36. prikazuje novi popriječni presjek aproksimiranog rebra.



Slika 36. Poprečni presjek aproksimiranog rebra

Ponovo se izračunava površina popriječenog presjeka pomoću izraza (7) te se mijenjaju početni parametri. Sada se uvrštava visina  $h = 23$  [mm] i širina  $b = 7$  [mm]

$$A = h \cdot b$$

$$A = 23 \cdot 7$$

$$A = 161 \text{ [mm}^2\text{]} = 1,61 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

Prema izrazu (6) se izračunava normalno naprezanje uslijed aksijalne sile:

$$\sigma_{z1} = \frac{F_z}{A}$$

$$\sigma_{z1} = \frac{1125.83}{1,61 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{z1} = 6992732 \text{ [Pa]} \approx 6,993 \text{ [MPa]}$$

Aksijalni moment tromosti izračunava se izrazom (9):

$$I_x = \frac{h^3 \cdot b}{12}$$

$$I_x = \frac{0,023^3 \cdot 0,007}{12}$$

$$I_x = 7,09742 \cdot 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$$



Naprezanje uslijed savijanja izračunava se izrazom (8):

$$\sigma_{z2} = \frac{M_A}{I_x} \cdot y_{\max}$$

$$\sigma_{z2} = \frac{159,75}{7,09742 \cdot 10^{-9}} \cdot \frac{0,023}{2}$$

$$\sigma_{z2} = 256844058 \text{ [Pa]} \approx 256,84 \text{ [MPa]}$$

Statički moment površine računa se prema izrazu (11):

$$S_x = A_{Sx} \cdot y_{Sx}$$

$$S_x = 8,05 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,023}{4}$$

$$S_x = 4,62875 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^3\text{]}$$

Tangencijalno naprezanje uslijed djelovanja poprečne sile računa se prema izrazu (10):

$$\tau_{zy} = \frac{F_y \cdot S_x}{I_x \cdot h_y}$$

$$\tau_{zy} = \frac{650 \cdot 4,62875 \cdot 10^{-7}}{7,09742 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{0,023}{4}}$$

$$\tau_{zy} = 7372397 \text{ [Pa]} = 7,37 \text{ [MPa]}$$

Ukupno normalno naprezanje računa se prema izrazu (13):

$$\sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma_{z2}$$

$$\sigma_z = 6992732 + 256844058$$

$$\sigma_z = 263836790 \text{ [Pa]} \approx 263,84 \text{ [MPa]}$$

Von Misesovo naprezanje računa se prema izrazu (12):

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \tau_{zy}^2}$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{263836790^2 + 3 \cdot 7372397^2}$$

$$\sigma_{ekv} = 264145619.8 \text{ [Pa]} \approx 264,15 \text{ [MPa]}$$

Iz ovog proračuna primjećuje se da se maksimalna naprezanja analize i analitičkog proračuna razlikuju za 7 124 719 [Pa] odnosno za 2,7 % što je zanemarivo mala razlika između naprezanja.

## 8. ZAKLJUČAK

Metoda konačnih elemenata je svakim danom zastupljenija uz niz programa koji je upotrebljavaju. U Femap programu iskoristila se metoda za rješavanje naprezanja, deformacija i ostalo. Iako, danas rješavači rade sve umjesto nas, dobro je poznavati pozadinu programa na kojem principu radi. Potrebno je pažljivo unositi podatke u program, a nakon dobivene analize promotriti dobivene rezultate i njihovu vjerodostojnost. S više konačnih elemenata ne mora nužno značiti boljim i točnijim rezultatima.

Razlika između analitičkog proračuna i numeričkog rješavanja u programu Femap za naprezanje iznosi oko 235 [MPa]. Razlika je nastala iz grube aproksimacije nosača u analitičkom proračunu, dok u Femap-u manja greška nastaje zbog podjele na više konačnih elemenata te krajnjim bolim rezultatima. Maksimalna naprezanja kod numeričke metode rješavanja pojavljuju se lokalno na rebu nosača motora. Uzevši u obzir dimenzije rebra u kritičnom presjeku i ponovnim izvođenjem analitičkog proračuna vidljivo je znatno smanjenje razlike između maksimalnih naprezanja. Aproksimacijom samog rebra moguće je jednostavnim analitičkim proračunom izračunati moguća maksimalna naprezanja te se takav proračun može koristiti u slučaju izrade novog koncepta za nosač motora.

Svakako kod izrade novih konceptata potrebna je numerička simulacija koja detaljno prikazuje stanje naprezanja kroz cijeli nosač i pruža mogućnost topološke optimizacije materijal. Topološkom optimizacijom materijal se postiže smanjenje ukupne mase nosača motora, ujedno su smanjeni troškovi materijala i ukupne cijene, a pritom su zadovoljeni osnovni uvjeti za opterećenje i slično.

## 9. LITERATURA

- [1] Dragosavac, M.: „Teorija principa rada, značajke i poboljšanja motora s unutarnjim izgaranjem“, završni rad, strojarški odjel, Veleučilište u Karlovcu, 2017.
- [2] Adhau, A.; Kumar, V.: „Engine Mounts and its Design Considerations“, International Journal of Engineering Research & Technology, Vol. 2, Issue 11, ISSN: 2278-0181, 2013.
- [3] SolidWorks: „INTRODUCING SOLIDWORKS“, s interneta, [https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS\\_Introduction\\_EN.pdf](https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_EN.pdf)
- [4] Marić, D.: „Numerička analiza čelične konstrukcije vodotornja“, završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2020.
- [5] Vegar, M.: „Numerička analiza vertikalnog spremnika za vino“, diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2020.
- [6] Kranjčević, M.: „Osnova metode konačnih elemenata“, diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2019.
- [7] SIMENS PLM: „FEMAP User Guide“, s interneta, [https://appliedcax.com/docs/femap/FEMAP\\_User\\_Guide.pdf](https://appliedcax.com/docs/femap/FEMAP_User_Guide.pdf)
- [8] Sušak, I.: „Proračun naprezanja glavčine kotača prednjeg ovjesa bolida Formule student FSB RT04“, završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2016.
- [9] Autodesk Help: „Solid Elements“, s interneta, <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor-nastran/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2019/ENU/NINCAD-UsersGuide/files/GUID-13F86F4B-ECB2-4D81-898D-3D204977FDCCD-htm.html#:~:text=There%20are%20two%20forms%20of,parabolic%20elements%20are%20more%20flexible.>, listopad 30.2018.
- [10] Begović, N.: „Numeričko modeliranje oštećenja u mikrostrukтури sinteriranog čelika“, diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2021.
- [11] Bingula, A.: „Modeliranje koncentracije naprezanja u mikrostrukтури sinteriranog čelika“, završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2022.

## 10. POPIS SLIKA

Slika 1. Sklop nosača motora i gume .....	2
Slika 2. Lijevi nosač motora (lijevo) i desni nosač motora (desno) .....	3
Slika 3. Lijevi nosač motora.....	4
Slika 4. 3D model lijevog nosača motora .....	5
Slika 5. Nacrt nosača motora.....	6
Slika 6. Izostavljeni detalji nosača motora .....	7
Slika 7. Učitani 3D model nosača motora.....	9
Slika 8. Vrste konačnih elemenata u programskom paketu Femap .....	10
Slika 9. Konačni elementi prvog reda (linearni) .....	11
Slika 10. Konačni elementi drugog red (parabolični) .....	11
Slika 11. Linearni tetraedar[9] .....	12
Slika 12. Parabolični tetraedar[9].....	13
Slika 13. Svojstva materijala u programskom paketu Femap .....	14
Slika 14. Umreženi prikaz 3D modela nosača motora .....	15
Slika 15. Korišteni RBE 3 elementi .....	16
Slika 16. Definirano uklještenje na 3D modelu nosača motora .....	17
Slika 17. Definirana opterećenja na 3D modelu nosača motora .....	18
Slika 18. Prikaz naprezanja prema Von Misesovoj teoriji čvrstoće (Model 1).....	19
Slika 19. Prikaz maksimalnih naprezanja (Model 1) .....	20
Slika 20. Prikaz maksimalnih deformacija (Model 1).....	22
Slika 21. Umreženi 3D model motora (Model 2).....	23
Slika 22. Prikaz gušće mreže konačnih elemenata na kritičnom presijeku (Model 2).....	23
Slika 23. Prikaz naprezanja prema Von Misesovoj teoriji čvrstoće (Model 2).....	24
Slika 24. Maksimalna naprezanja u kritičnom presjeku (Model 2) .....	24
Slika 25. Maksimalne deformacije (Model 2).....	26
Slika 26. Umreženi 3D model nosača motora (Model 3).....	27
Slika 27. Prikaz uklještenje površine podložnom pločicom (Model 3) .....	27
Slika 28. Prikaz uklještenje površine s gumom (Model 3) .....	28
Slika 29. Prikaz naprezanja prema Von Misesovoj teoriji čvrstoće (Model 3).....	28
Slika 30. Prikaz maksimalnih naprezanja u kritičnom presjeku (Model 3) .....	29
Slika 31. Maksimalne deformacije (Model 3).....	31
Slika 32. Aproksimacija nosača motora gredom.....	32

Slika 33. Reakcije oslonca .....	32
Slika 34. Pravokutni poprečni presjek.....	35
Slika 35. Statički moment inercije .....	37
Slika 36. Poprečni presjek aproksimiranog rebra.....	39

## 11. POPIS TABLICA

Tablica 1. Naprezanja u elementima i njihovim čvorovima (Model 1) .....	21
Tablica 2. Naprezanja u elementima i njihovim čvorovima (Model 2) .....	25
Tablica 3. Naprezanja u elementima i pripadajućim čvorovima (Model 3).....	30



## 12. SAŽETAK

U automobilskoj industriji nosači motora su od velike važnosti sa glavnom funkcijom učvršćivanja motora. Osim same izrade, bitna je montaža nosača motora za izbjegavanje oštećenja i nepovoljnih vibracija, uz istodobno omogućavanje ugodne vožnje. Korištenjem metode konačnih elemenata uz procjenu opterećenja izrađena je analiza nosivosti nosača motora tokom statičkih opterećenja. Izvedeno je više simulacija sa različitim gustoćama mreža i načinima uklještenja nosača motora na gumu. Unaprjeđivanje računala rezultiralo je bržom i efikasnijom uporabom numeričke metode konačnih elemenata. No, pored numeričke metode i dalje se koriste analitički proračuni istog koji služe za provjeru. Nakon simulacija izrađen je jednostavan analitički proračun nosivosti uz aproksimaciju nosača motora sa uklještenom gredom pravokutnog poprečnog presjeka. Zanimljivo male razlike rezultata ukazivale su na točnost simulacija i analitičkog proračuna.

Ključne riječi: nosač motora, metoda konačnih elemenata, naprezanje, deformacija

### **13. ABSTRACT**

Within the car industry engine mounts are of great importance, their main function being engine fixture. Along with manufacturing, the way that the engine mounts are installed is also important. With proper installation it is possible to avoid damage and unwanted vibrations which simultaneously provides smoother car rides. Analysis of engine mounts during static loads was made using the finite element method along with load approximation. Multiple simulations were performed using different mesh densities as well as different ways of fixing the engine mounts to the rubber mounts. Upgrading the computer resulted in faster and more efficient use of the finite element method. Along with numerical methods, analytical calculations were also used to check for errors. After the simulations, a simple analytical calculation of bearing capacity was made with the approximation of engine mount as a fixed rectangular cross-section beam. Differences in results were miniscule, which indicates that simulations and analytical calculations were accurate.

Key words: engine mount, finite element method, stress, deformation

PRILOG

