

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Borna Savović

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Marko Jokić, dipl. ing.

Student:

Borna Savović

Zagreb, 2020 godina.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Borna Savović

Zahvala

Zahvaljujem se doc. dr. sc. Marku Jokiću što je ulaganjem svoga vremena i truda bio moj mentor i osoba koja me vodila kroz izrađivanje ovog diplomskog rada. Uz to, zahvalio bi mu se i što mi je dao priliku kada mi je pristao biti mentor.

Zahvaljujem se svojim roditeljima Višnji i Srđanu zato što su me kroz cijelo moje obrazovanje podupirali kao mentalna podrška i financijski. Da nije bilo njih, danas ne bi bio čovjek kakav jesam.

Za kraj, ali jednako važno, zahvalio bi se svojoj djevojci Ivoni koja mi je također bila mentalna podrška i uz koju je moj put bio puno lakši i bezbolniji.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomatske ispite
Povjerenstvo za diplomatske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog:
Klasa: 602 - 04 / 20 - 6 / 3	
Ur. broj: 15 - 1703 - 20 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Borna Savović** Mat. br.: 0035194446

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcija prednje vilice ovjesa natjecateljskog bolida**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of front suspension system wishbone of racing car**

Opis zadatka:

Ovjes automobila u svim uvjetima vožnje mora osigurati kontakt između podloge i pneumatika, povećati udobnost vožnje i osigurati potreban položaj i usmjerenost kotača u odnosu na podlogu. Ovjes se sastoji od elemenata koji služe za prihvat kotača (glavčine i elemenata za uležištenje glavčine), vilica ovjesa koje prenose opterećenja na šasiju i time omogućavaju održavanje položaja kotača, te elemenata za prihvat ostalih dijelova sklopa ovjesa (spone letve volana, čeljusti kočnica, opružnih nogu, itd.).

U radu je potrebno konstruirati sklop prednje vilice ovjesa za natjecateljski bolid FSB-RT06R, čiji se razvoj odvija u okviru projekta Formula Student. Sklop vilice ovjesa izvesti tako da su cijevi vilice izrađene od kompozitnog materijala (ugličnih vlakana), a elementi za prihvat vilice na ostatak sklopa ovjesa i šasiju iz aluminijske legure. Opterećenja na sustav ovjesa odrediti primjenom modela sustava više tijela za analizu dinamike vozila. Na temelju dobivenih opterećenja za karakteristične režime vožnje, korištenjem metode konačnih elemenata provesti proračun čvrstoće sklopa vilice.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan: 30. travnja 2020. Datum predaje rada: 2. srpnja 2020. Predviđeni datum obrane: 6. – 10.7.2020.
Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

Doc. dr. sc. Marko Jokić

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	IV
POPIS TABLICA	VII
POPIS OZNAKA	VIII
SAŽETAK	IX
SUMMARY	X
1. UVOD	1
1.1. Razlozi za primjenu kompozitnih vilica	1
1.1.1. Utjecaj na ubrzavanje i usporavanje vozila	1
1.1.2. Utjecaj bočne sile na dinamiku vozila	2
1.1.3. Vibracijski sustavi vozila	7
1.2. Natjecanje Formula student	11
1.2.1. Statičke discipline	11
1.2.2. Dinamičke discipline	12
1.2.3. Mjesta održavanja	14
1.3. Pregled drugih izvedbi kompozitnih vilica ovjesa	15
2. KONSTRUKCIJA VILICA OVJESA	16
2.1. Prednji sklop ovjesa	16
2.2. Sklop prednje donje vilice ovjesa	17
2.2.1. Donji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja	19
2.2.2. Donji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja	19
2.3. Sklop prednje gornje vilice ovjesa	20
2.3.1. Gornji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja	21
2.3.2. Gornji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja	21
2.4. Uniball zglobni ležaj	22
2.5. Materijali	23
2.5.1. Materijali elemenata za prihvat zglobnih ležajeva	23
2.5.2. Materijal cijevi	24
2.5.3. Materijal ljepila	26
2.5.3.1. Izvedba lijepljenog spoja	28
3. MODEL SUSTAVA VIŠE TIJELA ZA ANALIZU DINAMIKE	29
3.1. Uvod	29

3.2.	Općenito o analizi dinamike korištenjem modela sustava više tijela.....	29
3.3.	Sustav više tijela FSB-RT06R	34
3.3.1.	Općenito o sustavima više tijela za analiziranje dinamike vozila	34
3.3.2.	Sustav više tijela vozila FSB-RT06R u programskom paketu Adams	36
3.4.	Provedene simulacije za izračun opterećenja.....	38
3.4.1.	Ubrzavanje prilikom vožnje profilom krivulje konstantnog radijusa	38
3.4.2.	Vožnja po Skid pad stazi	41
4.	PROVEDENI PRORAČUN POMOĆU METODE KONAČNIH ELEMENATA	44
4.1.	Općenito o metodi konačnih elemenata	44
4.2.	Korišteni numerički model u provedenom proračunu.....	46
4.2.1.	Proračunski model donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja	47
4.2.2.	Proračunski model donjeg unutarnjeg elementa za prihvat zglobnog ležaja.....	48
4.2.3.	Proračunski model prstena zglobnog ležaja.....	48
4.2.4.	Proračunski model kompozitnih cijevi.....	49
4.2.5.	Proračunski model ljepila.....	51
4.2.6.	Proračunski model gornjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja	52
4.2.7.	Proračunski model gornjeg unutarnjeg elementa za prihvat zglobnog ležaja	52
4.2.8.	Proračunski model cijevi gornjeg sklopa	53
5.	REZULTATI.....	54
5.1.	Kriteriji čvrstoće.....	54
5.1.1.	Von Misesov kriterij čvrstoće.....	54
5.1.2.	Hashinov kriterij čvrstoće.....	55
5.2.	Naprezanja uslijed steznog spoja	57
5.2.1.	Donji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja	59
5.2.2.	Donji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja.....	59
5.2.3.	Gornji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja	60
5.2.4.	Gornji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja.....	60
5.2.5.	Zaključak o rezultatima provedene analize djelovanja steznog spoja na elemente sklopa	61
5.3.	Naprezanja uslijed statičkog opterećenja i steznog spoja	61
5.3.1.	Statičko naprezanje donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja	63
5.3.2.	Statičko naprezanje na donjim cijevima	64

5.3.3.	<i>Statičko naprezanje na prednjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja</i>	65
5.3.4.	<i>Statičko naprezanje na stražnjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja</i>	65
5.3.5.	<i>Statičko naprezanje na ljepilu u donjem sklopu vilica</i>	66
5.3.6.	<i>Statičko naprezanje gornjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja</i>	67
5.3.7.	<i>Statičko naprezanje na prednjem gornjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja</i>	67
5.3.8.	<i>Naprezanje na gornjim cijevima</i>	68
5.3.9.	<i>Naprezanje na ljepilu u gornjem sklopu</i>	69
5.3.10.	<i>Zaključak o prikazanim rezultatima provedene statičke analize</i>	70
5.4.	<i>Naprezanja zbog vožnje na Skid pad stazi</i>	71
5.4.1.	<i>Naprezanja na vanjskom donjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, Skid pad</i> .	71
5.4.2.	<i>Naprezanja na donjim unutarnjim elementima za prihvat zglobnog ležaja, Skid pad</i> 72	
5.4.3.	<i>Naprezanja na cijevima donjeg sklopa, Skid pad</i>	73
5.4.4.	<i>Naprezanja na modelima ljepila donjeg sklopa, Skid pad</i>	74
5.4.5.	<i>Zaključak o naprezanjima na donjem sklopu uslijed simuliranja vožnje na Skid pad proceduri</i>	75
5.4.6.	<i>Naprezanja na vanjskom gornjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, Skid pad</i> 76	
5.4.7.	<i>Naprezanja na gornjim unutarnjim elementima za prihvat zglobnog ležaja, Skid pad</i>	77
5.4.8.	<i>Naprezanja na cijevima gornjeg sklopa, Skid pad</i>	78
5.4.9.	<i>Naprezanja na modelima ljepila gornjeg sklopa, Skid pad</i>	79
5.4.10.	<i>Zaključak o naprezanjima na gornjem sklopu uslijed simuliranja vožnje na Skid pad proceduri</i>	80
5.5.	<i>Izvijanje</i>	80
6.	ZAKLJUČAK	84
7.	LITERATURA	86

POPIS SLIKA

Slika 1.	Djelovanje centrifugalne sile [2]	2
Slika 2.	Reakcijske bočne sile [1]	4
Slika 3.	Rezultantno djelovanje sila na sva četiri kotača [5]	4
Slika 4.	Bočno deformiranje stijenki pneumatika [2]	5
Slika 5.	Ovisnost bočne sile o kutu klizanja [2]	6
Slika 6.	Vibracijski sustav vozila [6]	7
Slika 7.	Djelovanje podloge na mase vibracijskog sustava [1]	8
Slika 8.	Odziv vibracijskih elemenata sustava vozila u odnosu na pobudu [19]	9
Slika 9.	Skid pad staza	13
Slika 10.	Formula student Germany, 2018.	14
Slika 11.	Formula student England	14
Slika 12.	FSAE Vienna	15
Slika 13.	Alfa Romeo F1 Racing Team	15
Slika 14.	Prednji sklop ovjesa FSBRT06R	16
Slika 15.	Prednji donji sklop vilice ovjesa FSBRT06R	17
Slika 16.	Prikaz sklopa za prihvat opružne noge u presjeku	18
Slika 17.	Prednji pogled na donji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja	19
Slika 18.	Prednji pogled na donji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja	19
Slika 19.	Prednji gornji sklop vilice ovjesa FSBRT06R	20
Slika 20.	Prednji pogled gornjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja	21
Slika 21.	Prednji pogled na gornji element za prihvat sklopa na šasiju	21
Slika 22.	Shematski prikaz <i>Uniball</i> elemenata [11]	22
Slika 23.	Mehanička svojstva aluminijske legure Al7075-T6	24
Slika 24.	Zajamčena mehanička svojstva ugljik – epoksidna smola kompozita Toray T700 ...	25
Slika 25.	Svojstva ljepljiva Hysol 9497	27
Slika 26.	Izvedba lijepjenog spoja	28
Slika 27.	Shematski prikaz univerzalnog zgloba	30
Slika 28.	Shematski prikaz prizmatične veze	30
Slika 29.	Shematski prikaz rotacijske veze	31
Slika 30.	Shematski prikaz sferične veze	31
Slika 31.	Najčešće korištene veze u sustavima više tijela [3]	32
Slika 32.	Primjer jednostavnog sustava više tijela za analizu dinamike	33

Slika 33.	Sustav više tijela vozila [3].....	34
Slika 34.	Grafički prikaz položaja sustava više tijela vozila u prostoru [3]	35
Slika 35.	Model vozila FSB-RT06R u programskom paketu MSC Adams	36
Slika 36.	Primjer definiranja točaka u prostoru za model vozila.....	37
Slika 37.	Promjena brzine u ovisnosti u vremenu prilikom ubrzanja vozila na zakrivljenoj putanji	38
Slika 38.	Bočna akceleracija u ovisnosti o vremenu prilikom ubrzanja vozila na zakrivljenoj putanji	39
Slika 39.	Opterećenja na donjem vanjskom prihvatu zglobnog ležaja prilikom ubrzavanja na zakrivljenoj putanji	39
Slika 40.	Opterećenja na gornjem vanjskom prihvatu zglobnog ležaja prilikom ubrzavanja na zakrivljenoj putanji	40
Slika 41.	Odziv dinamičkog sustava vozila na pobudu [1].....	41
Slika 42.	Uzdužna brzina vožnje u simulaciji vožnje po <i>Skid pad</i> stazi.....	42
Slika 43.	Bočna akceleracija vozila u simulaciji vožnje po <i>Skid pad</i> stazi	42
Slika 44.	Opterećenje prednje donje vilice prilikom simulacije vožnje na <i>Skid pad</i> stazi	43
Slika 45.	Opterećenje prednje gornje vilice prilikom simulacije vožnje na <i>Skid pad</i> stazi	43
Slika 46.	Prikaz promreženog donjeg vanjskog elementa za prihvata zglobnog ležaja	47
Slika 47.	Prikaz tetraedarskog linearnog elementa	47
Slika 48.	Prikaz promreženog donjeg unutarnjeg elementa za prihvata zglobnog ležaja	48
Slika 49.	Prikaz promreženog elementa prstena zglobnog ležaja.....	48
Slika 50.	Prikaz promreženog elementa kompozitne cijevi.....	49
Slika 51.	Grafički prikaz konačnog elementa S4R	49
Slika 52.	Definiranje svojstava presjeka kompozitnih cijevi.....	50
Slika 53.	Grafički prikaz presjeka kompozitnih cijevi	50
Slika 54.	Prikaz promreženog elementa ljepila	51
Slika 55.	Grafički prikaz konačnog elementa COH3D6.....	51
Slika 56.	Prikaz promreženog gornjeg vanjskog elementa za prihvata zglobnog ležaja.....	52
Slika 57.	Prikaz promreženog gornjeg unutarnjeg elementa za prihvata zglobnog ležaja	52
Slika 58.	Proračunski model cijevi gornjeg sklopa.....	53
Slika 59.	Shematski prikaz proračuna steznog spoja [20]	57
Slika 60.	Naprezanje uslijed steznog spoja donjem vanjskom elementu za prihvata zglobnog ležaja.....	59
Slika 61.	Naprezanje uslijed steznog spoja na donjem vanjskom elementu za prihvata zglobnog ležaja.....	59

Slika 62.	Naprezanje uslijed steznog spoja na gornjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja.....	60
Slika 63.	Naprezanje uslijed steznog spoja na gornjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja.....	60
Slika 64.	Opterećenje i rubni uvjeti sklopa.....	61
Slika 65.	Statičko naprezanje donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja.....	63
Slika 66.	Statičko naprezanje donjih cijevi.....	64
Slika 67.	Statičko naprezanje na prednjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja.....	65
Slika 68.	Statičko naprezanje na stražnjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja.....	65
Slika 69.	Naprezanje na ljepilu donjeg sklopa na vanjskom prihvatu.....	66
Slika 70.	Naprezanje na ljepilu donjeg sklopa na unutarnjem prihvatu.....	66
Slika 71.	Statičko naprezanje na gornjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja.....	67
Slika 72.	Statičko naprezanje na prednjem gornjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja.....	67
Slika 73.	Statičko naprezanje na gornjim cijevima.....	68
Slika 74.	Naprezanje na ljepilu gornjeg sklopa na vanjskom prihvatu.....	69
Slika 75.	Naprezanje na ljepilu gornjeg sklopa na unutarnjem prihvatu.....	69
Slika 76.	Naprezanja na vanjskom donjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, <i>Skid pad</i>	71
Slika 77.	Naprezanja na donjim vanjskim elementima za prihvat zglobnog ležaja, <i>Skid pad</i> ...	72
Slika 78.	Naprezanja na cijevima donjeg sklopa, <i>Skid pad</i>	73
Slika 79.	Naprezanja na vanjskim modelima ljepila donjeg sklopa, <i>Skid pad</i>	74
Slika 80.	Naprezanja na unutarnjim modelima ljepila donjeg sklopa, <i>Skid pad</i>	74
Slika 81.	Naprezanja na vanjskom gornjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, <i>Skid pad</i>	76
Slika 82.	Naprezanja na gornjim unutarnjim elementima za prihvat zglobnog ležaja, <i>Skid pad</i> ..	77
Slika 83.	Naprezanja na cijevima gornjeg sklopa, <i>Skid pad</i>	78
Slika 84.	Naprezanja na vanjskim modelima ljepila gornjeg sklopa, <i>Skid pad</i>	79
Slika 85.	Naprezanja na nutarnjim modelima ljepila gornjeg sklopa, <i>Skid pad</i>	79
Slika 86.	Shematski prikaz umetaka u šasiji.....	81
Slika 87.	Rezultati provedene analize na izvijanje na donjoj cijevi.....	82
Slika 88.	Rezultati provedene analize na izvijanje na gornjoj cijevi.....	83

POPIS TABLICA

Tablica 1.	Zajamčeni kemijski sastav aluminijske legure Al7075-T6.....	23
Tablica 2.	Korištena mehanička svojstva ojačivača	56
Tablica 3.	Korištena mehanička svojstva matrice.....	56
Tablica 4.	Iznosi opterećenja u statičkoj analizi	62

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	m/s^2	Akceleracija
A	mm^2	Površina lijepljenog spoja
B	Jedinica	Matrica međusobne ovisnosti deformacije u elementu i pomaka u čvorovima
C	$N/^\circ$	Bočna krutost pneumatika
D		Matrica elastičnosti elementa koja opisuje elastična svojstva elementa u smjeru svih osi kartezijskog koordinatnog sustava
D_k		Kinematički diferencijalni operator izveden pomoću teorije elastičnosti
F	N	Sila
k		Matrica krutosti
m	kg	Masa
M	Nmm	Moment
N	$N/^\circ$	Interpolacijska funkcija oblika koja opisuje polje pomaka
I	kgm^3	Moment inercije
r	m	Položaj vektora u prostoru
t	s	Vrijeme
T	Nmm	Moment
u		Pomak u čvorovima
v, V	$\frac{m}{s}$	Brzina
v		Pomak u čvorovima
\ddot{Z}	m/s^2	Ubrzanje ovješene mase
\ddot{Z}_r	m/s^2	Druga derivacija krivulje nepravilnosti podloge
α	$^\circ$	Kut klizanja pneumatika
ε		Deformacija
σ	N/mm^2	Naprezanje
τ	N/mm^2	Tangencijalno naprezanje

SAŽETAK

Ovjes automobila je sklop koji je zadužen za vođenje kotača po podlozi, osiguravanje konstantnog kontakta između pneumatika kotača i podloge te za ostvarivanje udobne vožnje za putnike. Ovjes definiira performanse vozila kao i udobnost te je jedan od najvažnijih sklopova koji se nalazi na automobilima. Sam sklop se sastoji od mnogo elemenata koji se mogu podijeliti u najvažnije cjeline: vilice ovjesa, nosač glavčine kotača, elementi za prihvat opružnih nogu, sustava kočnica te elemenata za prihvat ovjesa na šasiju. Kinematika ovjesa, njegova masa i karakteristike elastičnih i prigušnih elemenata definiraju odnos između ostvarivanja performansi vozila i njegove udobnosti koji su dva suprotstavljena uvjeta. Tema ovog rada je razvoj vilica ovjesa za sportsko vozilo te je cilj razviti lagan i krut sklop.

U prvom poglavlju su objašnjeni zadatci ovjesa te je detaljno objašnjeno zbog čega se krenulo u razvoj vilica ovjesa od kompozitnih materijala. Drugo poglavlje detaljno opisuje samu konstrukciju vilica ovjesa te je objašnjeno na koji način je sklop vezan s ostatkom sustava vozila. Na kraju drugog poglavlja su detaljno opisani korišteni materijali, njihove karakteristike i oblik lijepljenog spoja. Treće poglavlje daje osnovni uvid u sustave s više tijela koji se koriste za analizu dinamike. Na temelju tog opisa detaljnije je pojašnjen način na koji se sustavi više tijela koriste za analizu dinamike. Kraj poglavlja prikazuje korišteni model za predviđanje opterećenja koja opterećuju sklop vilica ovjesa te su prikazana opterećenja koja su se koristila u proračunu. Četvrto poglavlje daje osnovni uvid u metodu konačnih elemenata te su prikazani konačni elementi korišteni u proračunavanju čvrstoće korištenjem navedene metode. U petom poglavlju su prikazani rezultati provedenog proračuna na temelju opterećenja izračunatih simuliranjem procedura ubrzavanja na krivini konstantnog radijusa i vožnje po *skid pad* proceduri. U šestom poglavlju je zaključak ovog rada.

Ključne riječi: ovjes, kompozitne vilice, sustavi više tijela za analizu dinamike, metoda konačnih elemenata

SUMMARY

Vehicle suspension is an assembly directly responsible for maintaining the wheel direction on the road, to assure constant contact between the tire and the surface and for ride comfort. Suspension defines the vehicle's performance and its ride comfort so it is one of the most important assemblies in the vehicle. The suspension assembly consists of many different parts which can be divided into subassemblies: A-arms, uprights, elements used to provide connections with struts, braking systems, and connection with the chassis. Kinematics of the suspension, its mass, and the characteristics of elastic and damping elements define the relationship between making a performance vehicle or a vehicle with good ride comfort. Therefore, since the theme of this thesis is a sports car, the goal of this thesis is to develop a light and rigid A-arm subassemblies.

The responsibilities of a suspension are explained in the first chapter. Apart from its responsibilities, in the first chapter are explained the reasons for developing a composite based A-arms. In the second chapter, the design of A-arms is explained and materials are defined. The third chapter gives a brief insight into the theory of multibody dynamics. From that insight, it is explained how that theory can be used in a vehicle application and the last part of the chapter describes a used model for predicting loads. Also, results from simulations are presented. The fourth chapter describes finite element analysis and used elements in the conducted analysis. In the fifth chapter, the results from conducted simulations are presented and the sixth chapter gives a conclusion to this thesis.

Key words: suspension, A-arms on a composite basis, multibody dynamics, finite element analysis

1. UVOD

1.1. Razlozi za primjenu kompozitnih vilica

1.1.1. Utjecaj na ubrzavanje i usporavanje vozila

Masa je jedan od parametara vozila koji najviše utječe na performanse vozila. Kod sportskih i trkaćih vozila taj utjecaj je još izraženiji. Masa vozila direktno utječe na performanse vozila prilikom ubrzavanja (pozitivnog i negativnog) i prilikom vožnje po zakrivljenoj putanji.

Prilikom ubrzavanja, masa vozila je jedan od dva faktora koji utječu na iznos otpora ubrzanja koje se javlja. Za vrijeme ubrzavanja, pogonska jedinica vozila mora translatorno ubrzati kompletnu masu vozila i rotacijski ubrzati sve rotirajuće dijelove iz stacionarnog stanja u kojem su se nalazili prije početka ubrzavanja, a prilikom usporavanja mora translatorne i rotacijske mase usporiti. Ubrzavanje i usporavanje vozila je nestacionarni uvjet rada i u slučaju trkaćih vozila ono je jako česta pojava ako se uzme u obzir da dobro projektirano trkaće vozilo za vrijeme vožnje po stazi se gotovo nikada neće gibati konstantnom brzinom već će uvijek ubrzavati ili usporavati. Vožnja konstantnom brzinom se događa na specifičnim stazama s izrazito dugim pravcima ili u nekim trkaćim klasama u kojima je dominantan parametar snaga pogonske jedinice vozila (npr. *Nascar*). Iznos otpora ubrzanja, uz pribrojene sve ostale otpore koji se javljaju prilikom vožnje kao što su otpor kotrljanja, otpor zraka, vožnje na kosini i slični, određuju kolika je mogućnost ubrzanja ili usporavanja nekog vozila u datom trenutku kada se uzme u obzir instalirana snaga u pogonskoj jedinici ili na kočnicama.

Opća jednadžba za izračunavanje otpora ubrzanja prikazana je sljedećom formulom:

$$F_a = ma = (m' + m'')a = F'_a + F''_a, \quad (1)$$

gdje je:

m' – stvarna masa vozila [kg],

m'' – dodatak masi vozila uslijed utjecaja rotirajućih dijelova [kg],

a – translatorno ubrzanje/usporavanje vozila (tangencijalno ubrzanje na obodu kotača vozila [m/s^2]).

Iz prikazane jednadžbe moguće je izvesti izraz za iznos otpora uslijed translatornog ubrzanja vozila:

$$F'_a = m'a = m_v a, \quad (2)$$

gdje je:

m_V – ukupna masa vozila [kg].

U ovom radu prikazan je samo utjecaj translatorne mase zato što tema rada, vilice ovjesa, ne pripadaju rotacijskim masama i samim time ne utječu na otpore ubrzanja ili usporavanja uslijed masa koje se rotiraju.

1.1.2. Utjecaj bočne sile na dinamiku vozila

Osim na performanse vozila prilikom ubrzavanja ili usporavanja, ukupna masa vozila utječe i na performanse vozila prilikom gibanja vozila zakrivljenom putanjom, odnosno vožnjom kroz zavoj. Ako je brzina vožnje veća od brzine na kojoj vrijedi Ackermannovo pravilo (otprilike 40 km/h) po zakrivljenoj putanji na vozilo djeluju bočne sile. Masa vozila direktno utječe na iznos bočne sile koja djeluje na vozilo te se može zaključiti kako je veći utjecaj na bočnu dinamiku nego na uzdužnu dinamiku.

Za vrijeme gibanja vozila po zakrivljenoj putanji, ta putanja se može podijeliti na segmente opisane kružnicama. Gibanjem bilo kojeg tijela po kružnoj putanji dolazi do djelovanja centrifugalne sile koja nastoji tijelo „izbaciti“ s njegove putanje. Ta centrifugalna sila ovisi o masi i centrifugalnoj akceleraciji tijela kao što je prikazano sljedećom formulom:

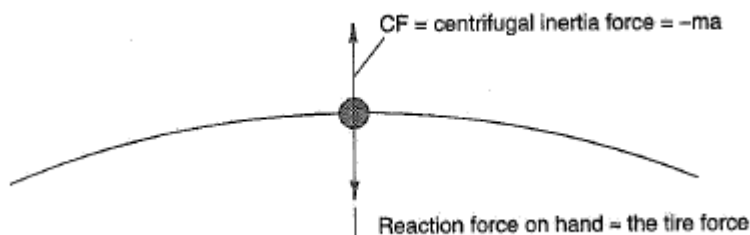
$$F_c = m_V a, \quad (3)$$

gdje je:

F_c – centrifugalna sila [N],

a – centrifugalna akceleracija [m/s^2];

Grafički prikaz djelovanja centrifugalne sile je na slici 1.:



Slika 1. Djelovanje centrifugalne sile [2]

Iznos centrifugalne akceleracije dobiva se iz izraza:

$$a = \frac{V^2}{R}, \quad (3)$$

gdje je:

V – brzina vozila [m/s],

R – radijus zakrivljenosti krivine po kojoj se giba vozilo [m].

Kako bi se osiguralo bočno vođenje vozila prilikom gibanja kroz zakrivljenu putanju, potrebno je osigurati odgovarajuću reakcijsku silu i moment. Reakcijske sile i reakcijski momenti moraju biti istog iznosa kao i sile i momenti koji djeluju na vozilo prilikom gibanja zakrivljenom putanjom, ali moraju biti suprotnog predznaka.

Jednadžbe gibanja koje se koriste za izračun sila i momenata koji djeluju na vozilo za vrijeme gibanja zakrivljenom putanjom mogu se izvesti iz sljedećih općenitih izraza za količinu gibanja tijela:

$$F_{rez} = ma, \quad (4)$$

$$M_{rez} = I_z \ddot{\phi}, \quad (5)$$

gdje je:

F_{rez} – ukupna potrebna reakcijska sila [N],

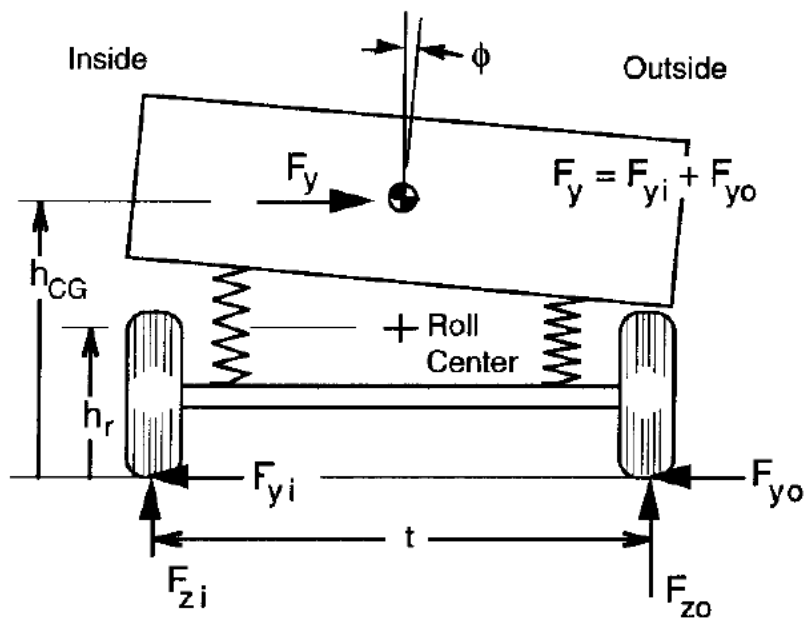
M_{rez} – ukupan potreban reakcijski moment [Nm],

I_z – moment tromosti/inercije vozila oko osi z [kgm^2],

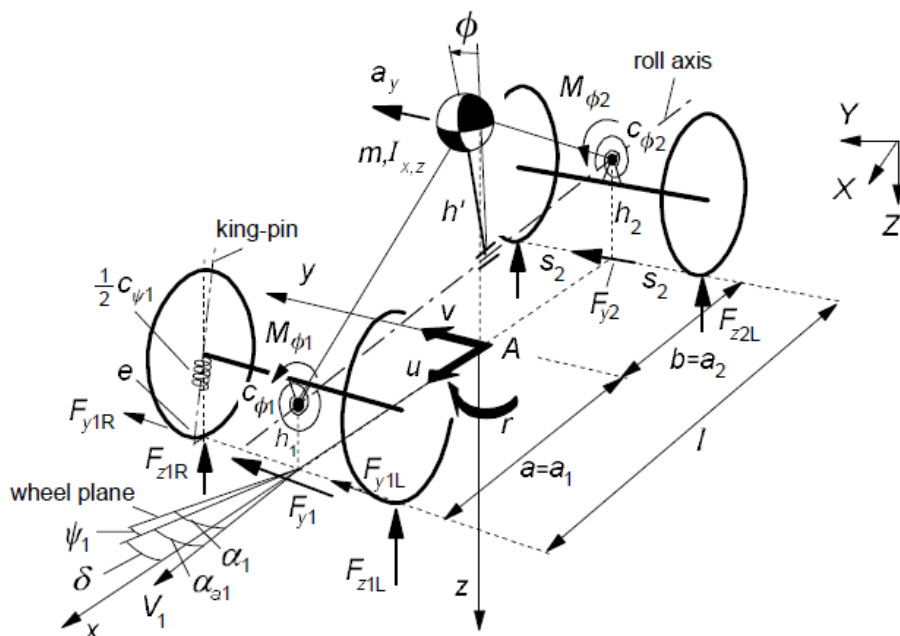
$\ddot{\phi}$ – kutno ubrzanje vozila oko osi z [rad/s^2].

Važno je napomenuti da os z prolazi kroz težište auta, usmjerena je prema gore i okomito na podlogu.

Na slikama 2. i 3. shematski je prikazano vozilo s pripadajućim reakcijskim silama za vrijeme vožnje kroz zakrivljenu putanju.



Slika 2. Reakcijske bočne sile [1]

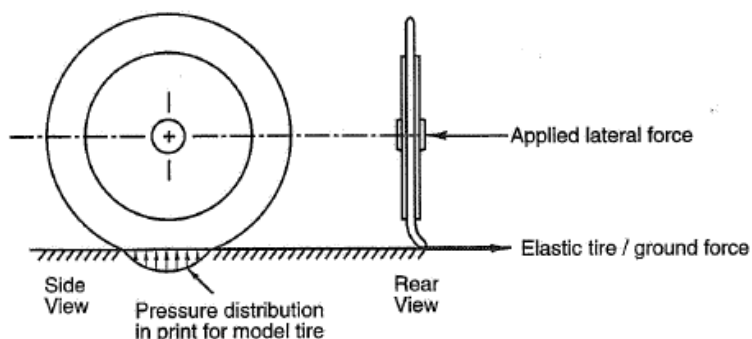


Slika 3. Rezultantno djelovanje sila na sva četiri kotača [5]

Kao što je vidljivo na slikama 2. i 3., reakcijska sila vođenja nastaje na mjestu kontakta podloge i pneumatika vozila. Pneumatik je elastično tijelo te se u slučaju prolaska vozila kroz zakrivljenu putanju njegove bočne stijenke (*karkase*) elastično deformiraju i poprimaju fizikalna svojstva opruge. Ovisno o iznosu bočne deformacije pneumatika nastaje reakcijska bočna sila koja djeluje u suprotnom smjeru od smjera djelovanja centrifugalne sile kao što je pojednostavljeno

prikazano na slici 1. te se ostvaruju uvjeti za bočno vođenje vozila. Osim toga, reakcijske sile ujedno određuju i opterećenja, a samim time naprezanja na svim elementima ovjesa te na šasiji vozila.

Na slici 4. shematski je prikazan način bočnog deformiranja pneumatika s ispitnog postava korištenog u odjelu za istraživanje i razvoj u Chevroletu u 1960.-im godinama prošlog stoljeća.



Slika 4. Bočno deformiranje stijenke pneumatika [2]

Kao što je maloprije bilo spomenuto, deformiranje pneumatika ima opružne karakteristike. Povećanjem deformacije raste i iznos bočne sile koja omogućava bočno vođenje vozila. Deformacija bočnih stijenki se izražava preko bočnog kuta klizanja α . Iznos sile u ovisnosti o kutu bočnog klizanja prikazan je sljedećom formulom:

$$F_y = C\alpha, \quad (6)$$

gdje je:

F_y – bočna sila vođenja [N],

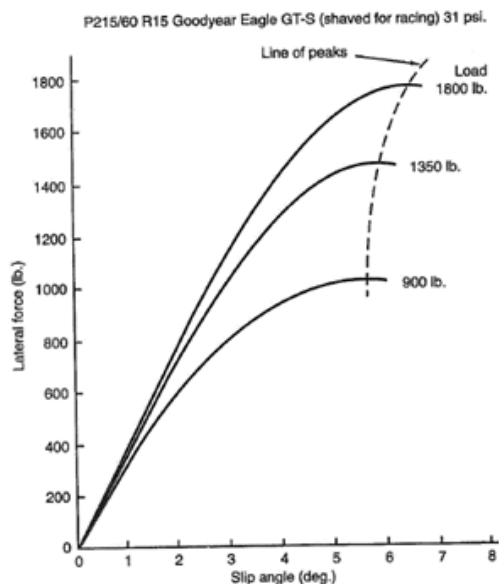
C – bočna krutost pneumatika [N/°],

α – bočni kut klizanja pneumatika [°].

Uz prethodni izraz vrijede važne napomene:

- ovisnost sile o bočnom kutu klizanja je linearna do određenog izraza kuta klizanja,
- iznos kuta klizanja do kojeg vrijedi linearna karakteristika ovisi o pneumaticu,
- ovisnost promjene bočne sile vođenja o promjeni kuta klizanja u nelinearnom području se određuje ispitivanjem na zato predviđenim postavima.

Ovisnost bočne sile vođenja o kutu klizanja grafički je prikazana na slici 5.



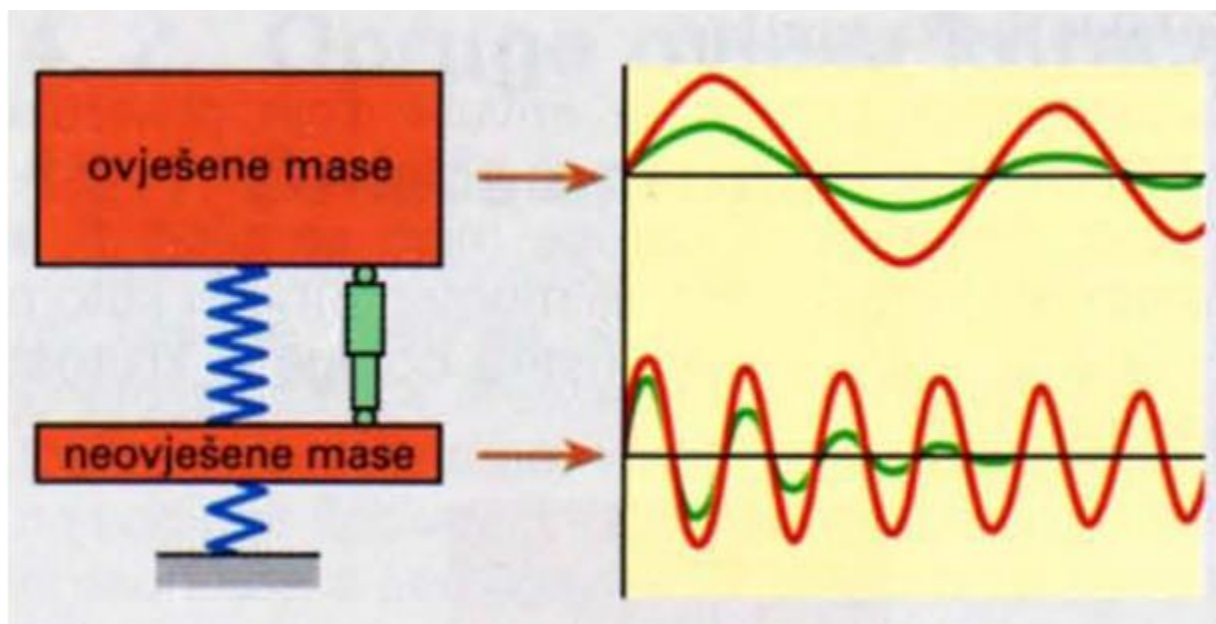
Slika 5. Ovisnost bočne sile o kutu klizanja [2]

Na slici 5. moguće je uočiti još jednu izrazito bitnu pojavu. Iznos reakcijske sile raste s povećanjem kuta klizanja i s povećanjem vertikalnog opterećenja kotača. Uz to, porastom vertikalnog opterećenja raste i kut klizanja na kojem se ostvaruje maksimalna bočna sila. Iz svega navedenog može se zaključiti da prilikom dimenzioniranja elemenata ovjesa ključnu ulogu imaju karakteristike pneumatika, masa vozila i aerodinamička opterećenja.

Smanjenjem mase i povećanjem aerodinamičkog utjecaja, ukoliko je to moguće, smanjuje se centrifugalna sila koja djeluje na vozilo te vozilo može istu zakrivljenu putanju prolaziti istom brzinom uz manje opterećenje od težeg vozila. Isto tako, lakše vozilo ima mogućnost bržeg prolaska kroz zakrivljenu putanju. Uzevši u obzir sve navedeno u ovom odlomku dolazi se do zaključka kako korištenje kompozitnih vilica direktno utječe na poboljšanje performansa vozila.

1.1.3. Vibracijski sustavi vozila

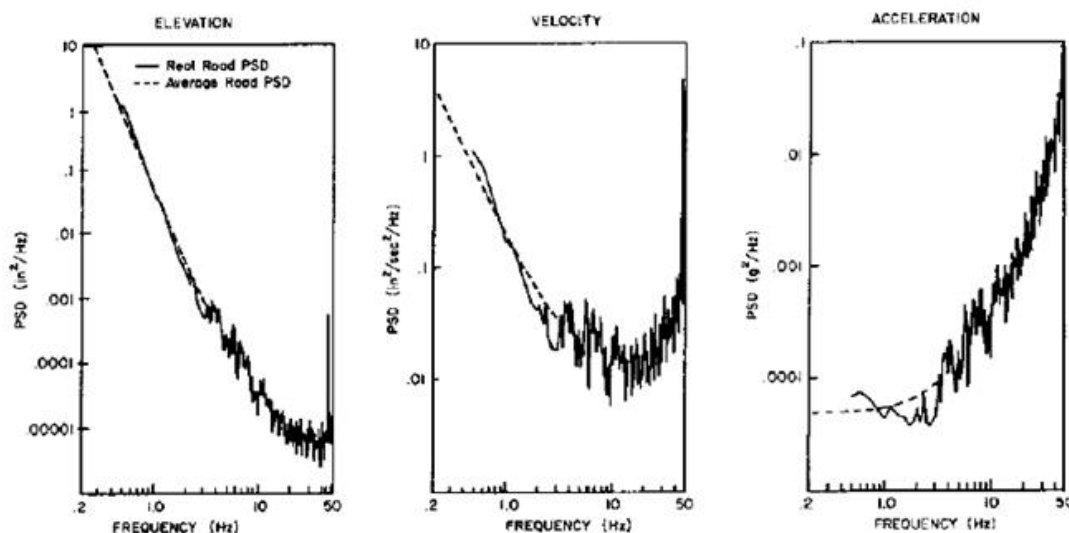
Ukupna masa vozila dijeli se na ovješenu i neovješenu masu. Ovješena masa je iznos mase vozila koja se nalazi oslonjena na sustav ovjesa koji se sastoji od opružnog elementa opruge i prigušnog elementa prigušivača. Glavni zadaci ovjesa su da u svakom trenutku gibanja vozila održavaju kontakt između pneumatika i podloge, da putem navedenog kontakta osiguravaju sile vođenja te da povećaju udobnost vožnje za putnike. Ovješena i neovješena masa predstavljaju vibracijski sustav koji shematski je prikazan na slici 6.



Slika 6. Vibracijski sustav vozila [6]

Na slici 6. je pojednostavljeni prikaz vibracijskog sustava vozila. Iz tog prikaza može se vidjeti da ovještene i neovještene mase osciliraju različitim amplitudama i frekvencijama. Razlog tome je taj što je iznos neovještene mase znatno manji od iznosa ovještene mase, a krutost opružnog djelovanja pneumatika je znatno veća od opružnog djelovanja opruge u sustavu ovjesa. Krutost opružnog djelovanja pneumatika je u većini slučajeva za red veličine veća od krutosti opruge. To znači da će neovještena masa dostizati iznos frekvencije na kojoj počinje rezonirati na većim frekvencijama pobude. Pobuda na vibracijski sustav vozila može nastajati na dva načina: skretanjem vozila prilikom kojega inercijske sile djeluju na cijelo vozilo ili vožnjom po neravnoj podlozi. Niti jedna podloga po kojoj se gibaju vozila nije savršeno glatka niti ravna. Vožnjom i po ravnoj cesti bez rupa vozilo se giba po malim neravninama koje se definiraju pomoću neravnina i nesavršenosti podloge. Različitim analizama dolazi se do prosječnih profila cesta po

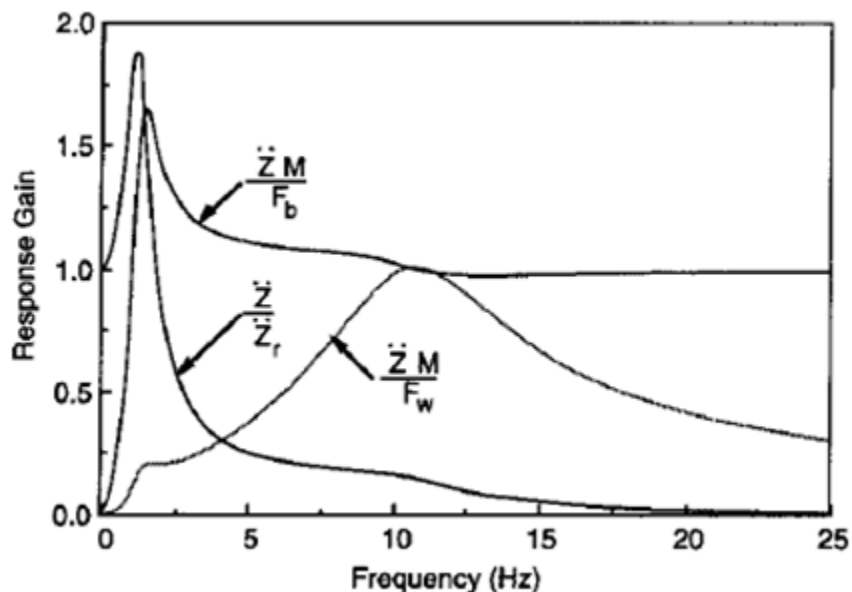
kojima se vozila gibaju. Povećanjem frekvencije pobude, odnosno povećanjem brzine vožnje, te neravnine povećavaju frekvenciju pobude te na taj način definiraju odziv vibracijskog sustava i definiraju opterećenja koja se prilikom toga javljaju. Djelovanje profila neravnina te odziv vibracijskog sustava vozila kao ubrzanja masa prikazan je na slici 7.



Slika 7. Djelovanje podloge na mase vibracijskog sustava [1]

Iz slike 7. može se zaključiti da porastom frekvencije pobude raste i ubrzanje neovještene mase, a samim time rastu i opterećenja na sustavu ovjesa. Uz porast opterećenja elemenata, osciliranjem neovještene mase periodički se povećava i smanjuje opterećenje između pneumatika i podloge čime se smanjuje mogućnost bočnog i uzdužnog vođenja kotača kako je bilo objašnjeno u prethodnom potpoglavlju. Smanjenjem mogućnosti vođenja smanjuje se i stabilnost vozila.

Na slici 8. grafički je prikazan odziv vibracijskih elemenata sustava vozila.



Slika 8. Odziv vibracijskih elemenata sustava vozila u odnosu na pobudu [19]

Na slici 8., oznake predstavljaju:

\ddot{Z} – ubrzanje ovješene mase [m/s^2],

Z_r'' – druga derivacija krivulje nepravilnosti podloge,

M – ovješena masa [kg],

F_b – sila na ovješenu masu [N],

F_w – sila na neovješenu masu [N].

Vidljivo je kako na frekvencijama u blizini od 10 Hz raste vertikalno ubrzanje ovješene mase. To direktno utječe na udobnost vožnje u putničkom prostoru, smanjuje stabilnost, a u nekim ekstremnim slučajevima može dovesti i do poskakivanja kotača po podlozi. Većina osobnih vozila ima frekvenciju rezoniranja projektiranu na otprilike 1 Hz. To je frekvencija pobude koja se zbog brzina vožnje rijetko ostvaruje. S obzirom na to da je krutost opružnog djelovanja pneumatika za red veličine veća od krutosti opruge, frekvencija neovješene mase je u većini slučajeva 10 Hz na kojoj dolazi do rezoniranja neovješene mase.

Prigušno djelovanje pneumatika je zanemarivog iznosa. To znači da je moguće prigušiti amplitude vertikalnog gibanja mase kao odziv na pobudu s podloge pomoću prigušnog elementa koji se nalazi u sustavu ovjesa, ali taj element ne djeluje na prigušenje odziva neovješene mase zbog pobude s podloge. Zbog toga je drugi važni razlog smanjiti masu neovješene mase kako bi se povećala udobnost i sigurnost vožnje. Kod trkaćih i sportskih vozila smanjenje neovješene mase djeluje direktno na poboljšanje stabilnosti vozila. To je ujedno i jedan od razloga zbog kojega se krenulo u razvoj kompozitnih vilica.

1.2. Natjecanje Formula student

Formula student je inženjersko natjecanje za studente diljem svijeta. Cilj je osmisliti, konstruirati i izraditi funkcionalno vozilo unutar parametara zadanih od strane organizatora natjecanja. Članovi timova mogu biti samo studenti, koji uz vodstvo profesora i zaposlenih u industriji, sami prolaze kroz cijeli proces planiranja, koncipiranja, konstruiranja, izrade, testiranja i natjecanja. Jedini uvjet je da nitko od ljudi sa završenim fakultetima i iskustvom u industriji ne donese niti jednu razvojnu odluku.

Momčadi Formule student okupljaju u najvećem broju studente s inženjerskih i znanstvenih fakulteta koji razvijaju vozila. Uz sami razvoj, od iznimnog značaja je i sposobnost studenata da svoj proizvod prezentiraju i predstave u najboljem mogućem svjetlu kako bi privukli sponzore. Razlog tome je taj što su momčadi po svojoj definiciji neprofitne udruge. Zbog marketinškog dijela rada momčadi, nije rijetkost da se u momčadi nalaze i studenti iz raznih ekonomskih područja znanosti.

Samo natjecanje je inženjerskog karaktera. Nema direktnog utrkivanja između momčadi na stazi. Svaka momčad ima svoj vremenski okvir u kojem na stazi pokušava ostvariti što bolje vrijeme. Staze su osmišljene tako da testiraju krajnje granice performansa koje vozila mogu ostvariti. Osim samih performansa vozila, cilj natjecanja je proizvesti vozilo uz što manje troškova. To podrazumijeva korištenje što većeg broja standardnih elemenata, pojednostavljivanje konstrukcije kako bi se mogao primijeniti što je moguće jeftiniji tehnološki proces bez gubitka krucijalnih performansi ili sigurnosti konstruiranih elemenata te izbor materijala prilikom kojega je bitno voditi računa i o cijeni samog materijala. Osim dinamičkih disciplina u kojima se momčadi vožnjom natječu protiv suparnika, na natjecanju postoje i statičke discipline o kojima će biti riječi u sljedećim potpoglavljima.

1.2.1. Statičke discipline

Statičke discipline se sastoje od *Design reporta*, *Cost reporta* i *Business plan presentationa*. U statičkim disciplinama bodove timovima dodjeljuju sudci. Sudci su volonteri koji su zaposlenici u auto industriji ili su zaposlenici na fakultetima.

U *Design reportu* predstavnici timova pred sudcima objašnjavaju zašto su prilikom razvoja donijeli odluke koje su rezultirale konačnom konstrukcijom vozila. Izvještaj se radi na najviše osam stranica u kojima timovi objašnjavaju kako su koncipirali, odlučivali i konstruirali. Cilj je

popisati sve najznačajnije odluke poput odabira materijala, vrsta pogona, aerodinamike itd. Svaku odluku timovi moraju biti u stanju obraniti pred sudcima. Cilj je pokazati razumijevanje procesa razvoja svoga proizvoda u kojem se odluke nisu donosile na temelju slučajnog odabira.

U *Cost reportu* timovi sudcima prezentiraju tehničku dokumentaciju svih podsustava vozila koji čine cjelinu. Potrebno je imati dokumentirano sve elemente u sklopnim i radioničkim crtežima. Sudci pregledavaju odgovara li dokumentacija izrađenom vozilu. Osim kompletnosti tehničke dokumentacije potrebno je prikazati i znanje o tehnološkom oblikovanju, izboru materijala i tehnološkim procesima. Studenti moraju dokazati da razumiju ekonomski aspekt proizvodnje te pred sudcima obraniti odluke koje su donijeli u pogledu konstrukcije, korištenih tehnoloških procesa i odabira materijala.

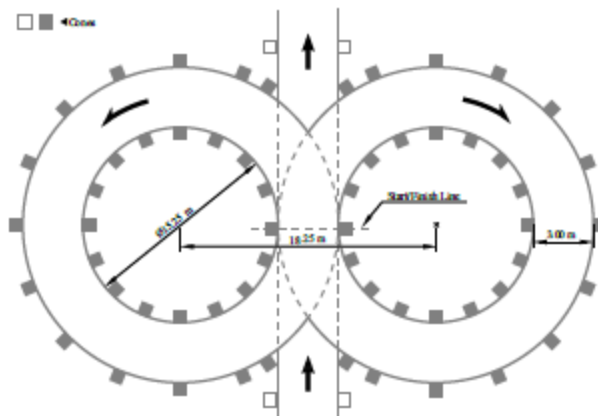
Business plan presentation zahtjeva od natjecatelja da osmisle poslovni plan u kojem bi njihova momčad funkcionirala kao tvrtka koja prodaje svoj proizvod. Od natjecatelja se traži da prikažu metode istraživanja tržišta, razumijevanja principa ponude i potražnje te razumijevanja načina poslovanja tvrtki. Potrebno je osmisliti proizvod temeljen na izrađenom vozilu s kojim bi konkurirali na tržištu. Uz to moraju pokazati da razumiju kako funkcionira dugoročno planiranje poslovanja te na koji način se može ostvariti profit.

U statičke evente se ubraja i tehnički pregled vozila. On ne utječe na konačan zbroj bodova koji momčadi mogu ostvariti, ali svi moraju proći rigorozne tehničke preglede kako bi ostvarili pravo na sudjelovanje na dinamičkim disciplinama. Na tehničkim pregledima sudci detaljno pregledavaju vozila i sve sigurnosne aspekte koji bi mogli ugroziti vozače, sudce i gledatelje na stazi.

1.2.2. Dinamičke discipline

Dinamičke discipline sastoje se od *Skid pada*, *Accelerationa*, *Autocrossa* i *Endurancea* u kategoriji električnih vozila. Prilikom *Endurancea* mjeri se učinkovitost vozila koja utječe na konačan zbroj bodova momčadi. Svaka dinamička disciplina, osim *Endurancea*, može se odvesti nekoliko puta s nekoliko vozača te se uzima najbolji ostvareni rezultat momčadi. *Endurance* se jedini vozi sa samo jednim pokušajem.

Skid pad se sastoji od vožnje vozila u „osmicama“. Staza je jasno definirana pravilnikom i shematski je prikazana na slici 9.



Slika 9. Skid pad staza

Ovom disciplinom testira se koliko dobro su momčadi osmislile i izradile sustav upravljanja te koliko dobre performanse imaju u stacionarnim uvjetima vožnje.

Acceleration se sastoji od ubrzavanja vozila na stazi dugačkoj sedamdeset pet metara. Na početku discipline vozilo stacionarno stoji na početnom položaju. Nakon signala kreće s ubrzavanjem i ubrzava maksimalno sljedećih sedamdeset pet metara. Vrijeme se mjeri od trenutka kada se vozilo počne gibati dok ne prođe granicu od sedamdeset pet metara.

Autocross disciplina se sastoji od vožnje jednog kruga dugačkog jedan kilometar. Definirani su broj i vrste zavoja. Pravci ne smiju biti dulji od 80 metara, zavoji konstantne krivulje ne smiju imati radijus veći od 50 metara, zavoji u obliku ukosnice moraju imati najmanje 9 metara vanjskog radijusa, slalomske postavice zavoja mogu imati čunjeve udaljene između 7.5 i 12 metara, a najmanja širina staze smije biti 3 metra. Granice tehnički zahtjevne staze su definirane pomoću čunjeva. Za svaki udareni i srušeni čunj za vrijeme vožnje momčadi se pribraja kazneno vrijeme. Ukupno vrijeme odvezenog kruga definira ostvareni broj bodova za momčad.

Endurance se vozi na sličnoj stazi kao i *Autocross*. Vozi se 22 kruga, odnosno približno 22 kilometra. Cilj *Endurancea* je testirati izdržljivost i kvalitetu izrađenog vozila. S obzirom na to da se većina studenata iz momčadi želi zaposliti u autoindustriji, *Endurance* kategorija je dobar ispit koliko se studenti mogu snaći u konstruiranju kvalitetnih i izdržljivih proizvoda. Osim izdržljivosti elemenata, testira se i kvaliteta projektirane pogonske jedinice i spremnika energije.

1.2.3. Mjesta održavanja

Natjecanja se održavaju na stazama diljem svijeta. Postoje razne krovne organizacije (Europska, Američka,...) koje su zadužene za organizaciju samih natjecanja. Momčadi ostvaruju pravo sudjelovanja na natjecanjima putem kvizova znanja na kojima se testira opće inženjersko znanje momčadi. Najpoznatija natjecanja su u Njemačkoj na stazi Hockenheim, u Austriji na stazi Spielberg te u Engleskoj na stazi Silverstone. Na slikama 10. i 11. prikazani su detalji s već održanih natjecanja.



Slika 10. Formula student Germany, 2018.



Slika 11. Formula student England

1.3. Pregled drugih izvedbi kompozitnih vilica ovjesa

Na slikama 12. i 13. prikazani su primjeri korištenja konstrukcije kompozitnih vilica kod drugih momčadi formule studenta i u autoindustriji.



Slika 12. FSAE Vienna



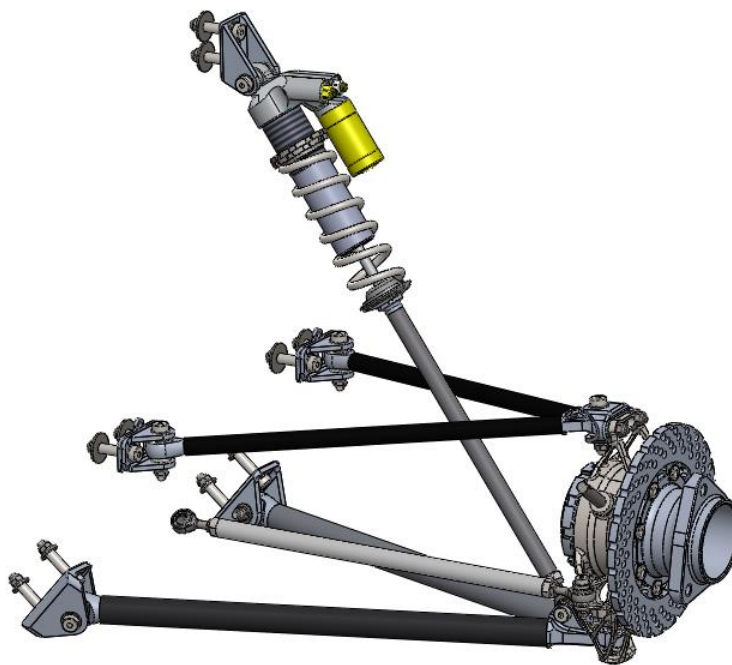
Slika 13. Alfa Romeo F1 Racing Team

2. KONSTRUKCIJA VILICA OVJESA

2.1. Prednji sklop ovjesa

Kao što je bilo navedeno u prethodnom poglavlju, zadaci ovjesa su da u svim uvjetima vožnje osiguravaju konstantan kontakt između podloge i pneumatika, da povećaju udobnost vožnje za putnike i da osiguravaju konstantan položaj i usmjerenost kotača u odnosu na podlogu. To znači da elementi ovjesa moraju biti konstruirani tako da podnose opterećenja koja su im nametnuta sa strane podloge uslijed različitih uvjeta vožnje.

Svaki ovjes se sastoji od elementa koji služi za prihvat kotača, odnosno glavčine, elementa za uležištenje glavčine pomoću ležajeva koji omogućavaju rotaciju glavčine, a samim time i kotača, vilica ovjesa koji prenose opterećenja na šasiju te time omogućavaju održavanje položaja kotača, te raznih elemenata koji služe za prihvat svih ostalih elemenata koji se nalaze u sklopu ovjesa (spona letve volana, čeljusti kočnica, opružnih nogu itd.).



Slika 14. Prednji sklop ovjesa FSBRT06R

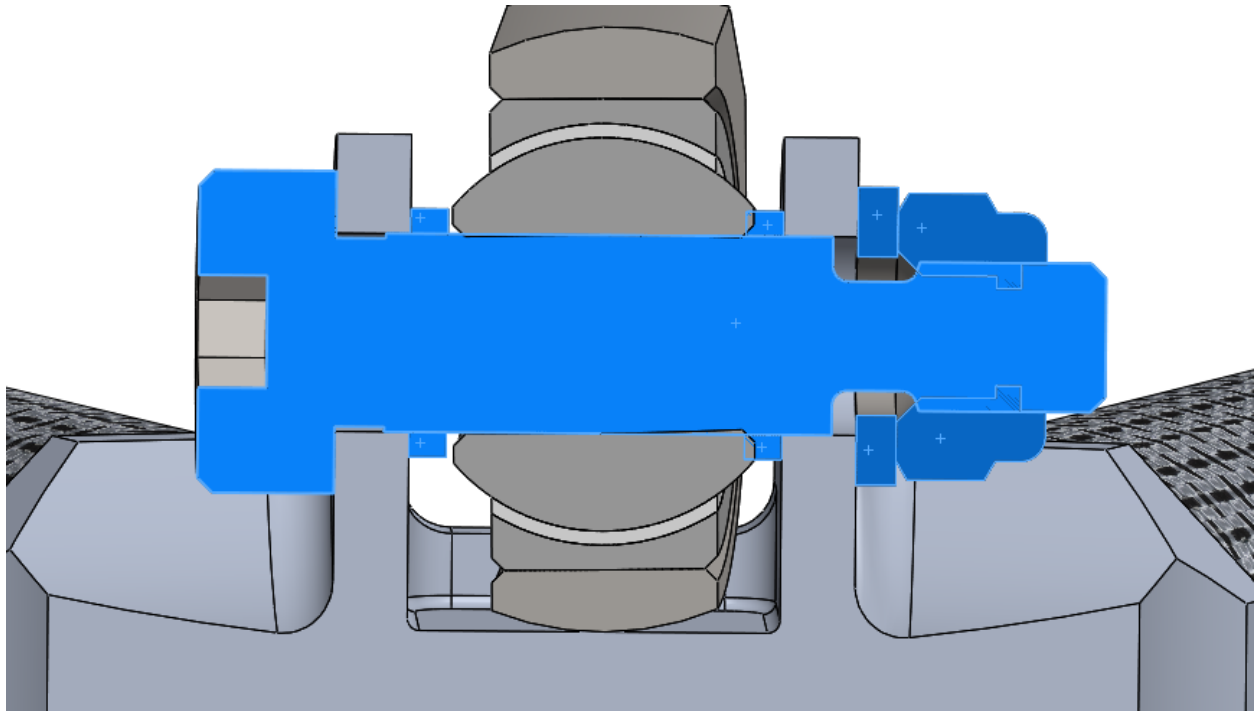
2.2. Sklop prednje donje vilice ovjesa

Donji sklop ima zadaću, osim osiguranja položaja sklopa kotača, osigurati prihvat opružne noge na kojoj se nalaze opruga i prigušivač. Kako bi se ostvarilo povoljnije opterećenje u sklopu, potrebno je mjesto prihvata opružne noge približiti koliko je god moguće bliže mjestu prihvata sklopa vilice na ostatak sustava. Na taj način je krak sile između mjesta prihvata opružne noge i mjesta prihvata vilice na ostatak sklopa najmanji te je savijanje u sklopu najmanje. Cilj konstruiranja je postići da su cijevi ovjesa opterećene samo aksijalnim silama zbog odabranog materijala.



Slika 15. Prednji donji sklop vilice ovjesa FSBRT06R

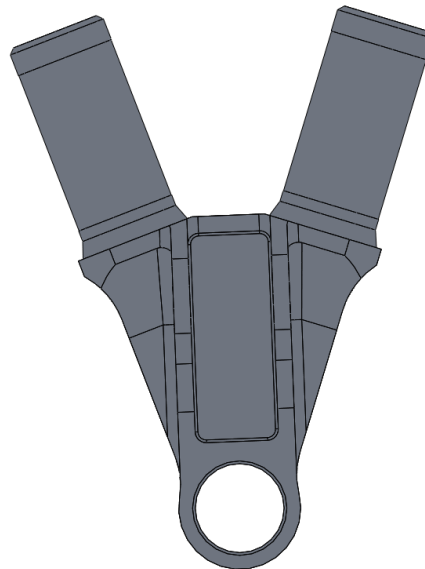
Sklop se sastoji od dvije cijevi od ugljičnih vlakana različitih duljina, elementa za prihvat sklopa vilice na ostatak sklopa i dva elementa za prihvat sklopa vilice na šasiju. Izvedba konstrukcije prikazana je na slici 15. U elemente, koji služe za prihvat sklopa vilice, uprešani su zglobni ležajevi *Uniball* koji će detaljnije biti opisani u sljedećim potpoglavljima. Za prednji donji sklop vilice ovjesa karakterističan je i prihvat opružne noge koji se sastoji od dosjednog vijka, matice, podloški i odstojnika.



Slika 16. Prikaz sklopa za prihvat opružne noge u presjeku

Na slici 16. prikazan je sklop vijčanog spoja koji služi za prihvat opružne noge u presjeku. Elementi su označeni plavom bojom. Sklop se sastoji od dosjednog vijka M6x20 iz standarda DIN ISO 7379, matice M6 iz standarda DIN985, podloške matice M6 iz standarda DIN125 i dva odstojnika koji osiguravaju aksijalni položaj opružne noge na dosjednom vijku. Opružna noga je na sklop povezana pomoću zglobnog ležaja.

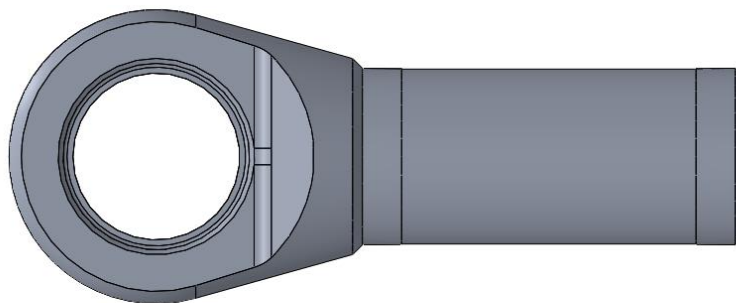
2.2.1. Donji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja



Slika 17. Prednji pogled na donji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja

Donji vanjski element za prihvat vilice na ostatak sklopa ovjesa ima tolerirani provrt u koji se uprešavaju *Uniball* zglojni ležajevi, dva izdanka na kojima je stanjen struk za nanošenje ljepila i dva tolerirana provrta za prihvat vijčanog spoja za prihvat opružne noge. Materijal elementa je Al7075-T6.

2.2.2. Donji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja

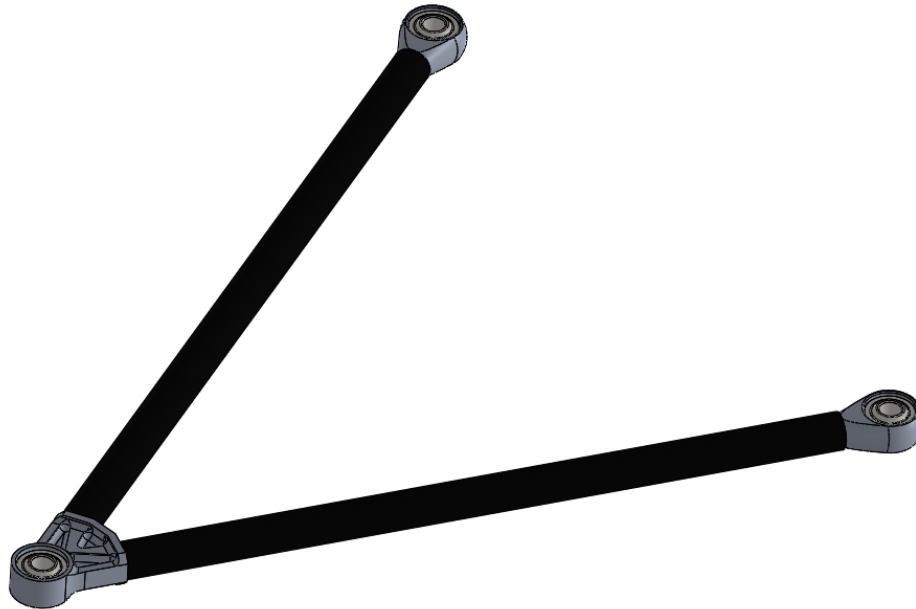


Slika 18. Prednji pogled na donji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja

Donji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja ima tolerirani provrt za dosjedni spoj sa zglobnim ležajem i struk na izdanku za nanošenje ljepila. Materijal elementa je Al7075-T6.

2.3. Sklop prednje gornje vilice ovjesa

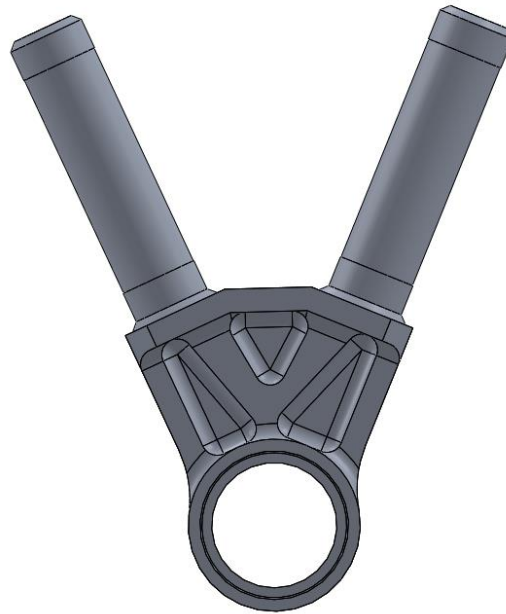
Za gornji sklop vilice ovjesa vrijede isti zahtjevi kao i za sklop donje osim što se na gornjem sklopu ne nalazi prihvat opružne noge.



Slika 19. Prednji gornji sklop vilice ovjesa FSBRT06R

Sklop se sastoji od elementa za prihvat sklopa na ostatak sklopa ovjesa, dva elementa za prihvat sklopa na šasiju, dvije cijevi od ugljičnih vlakana različite duljine i od tri *Uniball* zglobna ležaja. Sklop je grafički prikazan na slici 19.

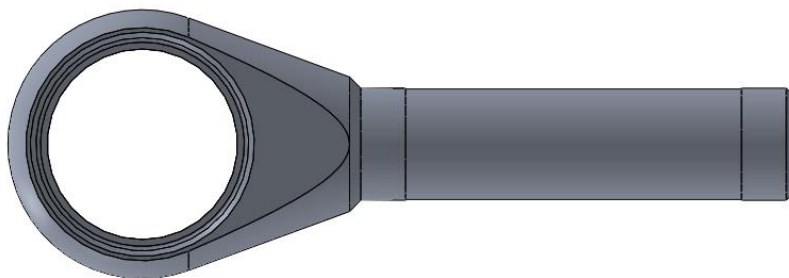
2.3.1. Gornji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja



Slika 20. Prednji pogled gornjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja

Na elementu se nalazi tolerirani provrt za dosjed sa zglobnim ležajem te dva izdanka sa stanjenim strukom za lijepljeni spoj. Materijal elementa je Al7075-T6.

2.3.2. Gornji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja

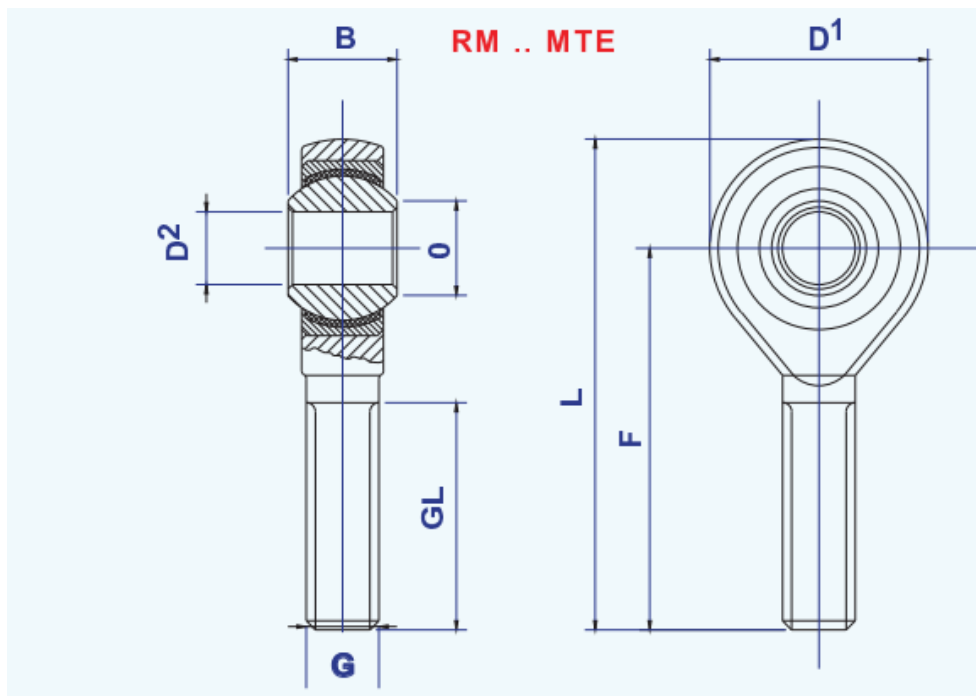


Slika 21. Prednji pogled na gornji element za prihvat sklopa na šasiju

Na elementu se nalazi tolerirani provrt za dosjed sa zglobnim ležajem i struk na izdanku za lijepljeni spoj. Materijal elementa je Al7075-T6.

2.4. Uniball zglobni ležaj

Svi elementi sklopa vilica koji su u spoju s drugim elementima te spojeve ostvaruju preko zglobnih ležajeva. Ti elementi su sklopovi kupljeni od proizvođača i oni omogućavaju rotaciju spoja oko sve tri glavne osi. Shematski je to prikazano na slici 22.



Slika 22. Shematski prikaz *Uniball* elemenata [11]

Na slici 22. shematski je prikazan spoj elementa *Uniballa* u prihvatni element ovjesa. U sredini sklopa nalazi se kuglasti element s provrtom. Provrt služi za uležištenje drugog elementa u spoju te se taj uležišteni element može zakretati u smjeru sve tri glavne osi u odnosu na element u kojem je uprešan *Uniball*. Kuglasti element je izrađen od čelika. Na kuglasti element se naslanja košuljica izrađena od teflonskog materijala kako bi se ostvarila bolja klizna svojstva i smanjili gubitci. Košuljica je uležištena u prstenu kojemu je vanjska kontura cilindričnog oblika te se prsten uprešava u prvi element spoja. Prsten je izrađen od čelika. Sve provrte u koje se uprešavaju *Uniball* elementi potrebno je obraditi na kvalitetu N7 prema preporuci proizvođača.

2.5. Materijali

2.5.1. Materijali elemenata za prihvat zglobnih ležajeva

U oba promatrana sklopa svi elementi koji služe za prihvat zglobnih ležajeva su izrađeni od aluminijske legure Al7075-T6. Kemijski sastav materijala prikazan je u tablici 1.

Tablica 1. Zajamčeni kemijski sastav aluminijske legure Al7075-T6

Al7075-T6		
Al	87.1-91.4	%
Cr	0.18-0.28	%
Cu	1.2-2.0	%
Fe	<=0.5	%
Mg	2.1-2.9	%
Mn	<=0.3	%
Si	<=0.4	%
Ti	<=0.2	%
Zn	5.1-6.1	%
Ostalo	<=0.15	%

S obzirom na to da tehnički aluminij ima nizak modul elastičnosti i nisku tvrdoću njegova primjena je ograničena. Kako bi se poboljšala mehanička svojstva, prvenstveno vlačne čvrstoće i tvrdoće, a zatim krutosti i obradljivosti, tehnički aluminij se legira. Najčešći, a samim time i najvažniji legirni elementi su bakar (Cu), magnezij (Mg), silicij (Si), cink (Zn) i mangan (Mn). Osim legirnih elemenata, u strukturi aluminijskih legura se nalaze i primjese i nečistoće poput željeza (Fe), kroma (Cr) i titana (Ti). Proces rafinacije aluminijske legure je složen i skup pa je čistoća komercijalnog aluminijskog najčešće oko 99%. Ostalih 1% čine maloprije navedene nečistoće.

Djelovanje legirnih elemenata na svojstva aluminijske legure očituje se u dijagramima stanja aluminijskih legura. U dijagramima stanja može se vidjeti tijekom skrućivanja materijala, nastajanje faza i topljivost legirnih elemenata u čvrstom stanju u ovisnosti o temperaturi i sastavu.

Na slici 23. prikazana su mehanička svojstva korištenog materijala.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.81 g/cc	0.102 lb/in ³	AA; Typical
Mechanical Properties			
Hardness, Brinell	150	150	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	191	191	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	53.5	53.5	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	87	87	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	175	175	Converted from Brinell Hardness Value
Ultimate Tensile Strength	572 MPa	83000 psi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	503 MPa	73000 psi	AA; Typical
Elongation at Break	11 %	11 %	AA; Typical; 1/16 in. (1.6 mm) Thickness
Elongation at Break	11 %	11 %	AA; Typical; 1/2 in. (12.7 mm) Diameter
Modulus of Elasticity	71.7 GPa	10400 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Poisson's Ratio	0.33	0.33	
Fatigue Strength	159 MPa	23000 psi	AA; 500,000,000 cycles completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
Fracture Toughness	20 MPa-m ^{1/2}	18.2 ksi-in ^{1/2}	K(IC) in S-L Direction
Fracture Toughness	25 MPa-m ^{1/2}	22.8 ksi-in ^{1/2}	K(IC) in T-L Direction
Fracture Toughness	29 MPa-m ^{1/2}	26.4 ksi-in ^{1/2}	K(IC) in L-T Direction
Machinability	70 %	70 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	26.9 GPa	3900 ksi	
Shear Strength	331 MPa	48000 psi	AA; Typical

Slika 23. Mehanička svojstva aluminijske legure Al7075-T6

2.5.2. Materijal cijevi

Cijevi u sklopu su izrađene od kompozitnog materijala ugljik - epoksidna smola. Općenito, kompozitni materijali su umjetno proizvedeni višefazni materijali. Više faza omogućavaju kombiniranje različitih mehaničkih, kemijskih, električnih ili toplinskih svojstava. Tako se može ostvariti materijal sa svojstvima kakva niti jedna od faza ne posjeduje zasebno. Općenito se kompozitni materijali mogu podijeliti prema materijalima od kojih su izrađeni, odnosno na metalne, keramičke i polimerne ili se mogu podijeliti prema svojoj strukturi na kompozite s česticama, kompozite s vlaknima ili kompozite sa sendvič konstrukcijom.

Struktura kompozitnih materijala sastoji se od matrice i ojačivača koji se ulažu u matricu. Kao što je navedeno u prethodnom odlomku, ojačivači mogu biti u obliku čestica i vlakana. Korišteni materijal ima vlakna pa će detaljnije biti opisana samo ta vrsta materijala.

Korišteni materijal je ugljik - epoksidna smola. To znači da je ojačivač izrađen od ugljičnih vlakana. Svojstva koja su karakteristična za ovu vrstu materijala su visok vlačni modul elastičnosti i visoka vlačna čvrstoća. Imaju malu toplinsku istezljivost ali postoji opasnost da

materijal oksidira na visokim temperaturama. Svojstva ovih materijala ovise o orijentaciji vlakana unutar materijala. Osnovna sirovina od kojih se dobivaju poluproizvodi ovog materijala su preprezi. Prepreg je niz snopova ugljičnih vlakana koji su umočeni u matricu od polimerne smole. Matrica ne smije u ovoj fazi polimerizirati. Nakon toga, preprezi se slažu u željeni oblik poluproizvoda, prešaju se međusobno jedni u druge te se zagrijavaju. Zagrijavanjem matrica, u koju su pojedinačni slojevi bili umočeni, polimerizira i nastaje međusobno povezana struktura između svih slojeva. Poluproizvodi u obliku cijevi mogu se proizvoditi postupcima pultrudiranja i namatanja.

Svojstva materijala, kako je navedeno u prethodnom odlomku, ovise o usmjerenosti vlakana u materijalu. Vlakna su ta koja podnose opterećenja, dok matrica u većini slučajeva služi kako bi prenijela opterećenja na vlakna te kako bi materijal zadržao strukturu. Mehanička svojstva se ne mogu točno odrediti već se mogu predvidjeti pomoću složenih numeričkih izračuna i provedenih testiranja.

Komercijalni naziv korištenog materijala je *Toray T700*. Radi se o unidirekcijskoj traci u epoksidnoj smoli. 80% vlakana, od ukupnog volumena koja vlakna zauzimaju, je usmjereno u aksijalnom smjeru cijevi dok je 20% vlakana usmjereno poprečno na aksijalnu os. Zajamčena mehanička svojstva prikazana su na slici 24.

LAMINATE TYPE: TORAY T700 24K FIBER, UNI-DIRECTIONAL LAMINATE

Property	Condition	Test Method	Autoclave	Vacuum
Tensile Strength 0°	RTD	ASTM D 3039	2,380 MPa (345 ksi)	2,320 MPa (336 ksi)
Tensile Modulus 0°	RTD	ASTM D 3039	146 GPa (21.1 Msi)	152 GPa (22.0 Msi)
Compressive Strength 0°	RTD	ASTM D 3410	1,310 MPa (190 ksi)	1,290 MPa (187 ksi)
Compressive Modulus 0°	RTD	ASTM D 3410	124 GPa (18.0 Msi)	131 GPa (19 Msi)
Flexural Strength	RTD	ASTM D 790	270 ksi (1,860 MPa)	1,940 MPa (281 ksi)
Flexural Modulus	RTD	ASTM D 790	18 Msi (124 GPa)	110 GPa (16 Msi)
In-Plane Shear Strength	RTD	ASTM D 3518	18.0 ksi (124 MPa)	110 MPa (16.0 ksi)
In-Plane Shear Modulus	RTD	ASTM D 3518	0.64 Msi (4.4 GPa)	4.8 GPa (0.69 Msi)
Interlaminar Shear Strength (SBS)	RTD	ASTM D 2344	14.5 ksi (100 MPa)	75 MPa (11.0 ksi)
Interlaminar Shear Strength (SBS)	ETW ⁽¹⁾	ASTM D 2344	10.6 ksi (73 MPa)	N/A

Data normalized to 60% fiber volume with exception of In-Plane Shear and ILSS

⁽¹⁾Condition 90°C (180°F), 98% RH, 14 days (Avg wt gain 0.64%)

Slika 24. Zajamčena mehanička svojstva ugljik – epoksidna smola kompozita Toray T700

2.5.3. *Materijal ljepila*

Općenito lijepljeni spojevi se mogu podijeliti na lijepljenje obloga i lijepljenje u slojevima, a industrijska ljepila koja se koriste u tim spojevima mogu se podijeliti na prionljiva ljepila, kontaktna ljepila i čvrsta ljepila. U sklopu je korišteno lijepljenje u slojevima, a ljepilo je čvrsto.

Lijepljenje u slojevima znači da se sastavni dijelovi međusobno spajaju na način da se na površine koje se trebaju nalaziti u lijepljenom spoju nanosi ljepilo, površine naliježu jedna na drugu te ih se ostavlja propisani period vremena u propisanim uvjetima kako bi se materijal ljepila umrežio. Te uvjete propisuje proizvođač ljepila. Pozitivna svojstva lijepljenih spojeva su ta da zauzimaju malo prostora, lagana su, nepropusna i otporna na koroziju. Mana lijepljenog spoja u odnosu na ostale nerastavljive spojeve je manja čvrstoća. U sklopu vilica korišten je lijepljeni spoj zbog svojstava kompozitnih materijala koji se nalaze u spoju. Primijenjeni kompozitni materijal se ne može spajati s aluminijem s niti jednim od ostalih konvencionalnih načina formiranja nerastavljivih spojeva pa je iz tog razloga korišten lijepljeni spoj. Mehanizmi formiranja spoja su adhezija i kohezija.

Korišteno ljepilo je čvrsto ljepilo. Čvrsta ljepila se izrađuju od umjetnih smola koja su najčešće na bazi fenola, mokraćevine, melamina, epoksida ili poliestera. Nanose se na spoj u tekućem stanju ili u obliku paste. Najčešće umrežavaju u hladnom stanju na sobnoj temperaturi, a vrijeme umrežavanja ovisi o vrsti ljepila i o proizvođaču. Postoje jednokomponentna i dvokomponentna ljepila. Korišteno ljepilo je dvokomponentno. To znači da prije umrežavanja prva komponenta mora biti u propisanom omjeru pomiješana s drugom komponentom koja služi kao okidač za odvijanje umrežavanja. Prije procesa formiranja lijepljenog spoja od iznimne je važnosti pravilno pripremiti površinu na kojoj se formira lijepljeni spoj. Priprema površine je od presudne važnosti za ostvarivanje svojstava lijepljenog spoja koja propisuje proizvođač i sastoji se od čišćenja, hrapavljenja i odmašćivanja. Čišćenje i odmašćivanje se provodi s trikloretilenom, perkloretilenom, ugljičnim tetrakloridom, acetonom ili lužinama. Hrapavljenje površine se provodi pomoću finog četkanja, brušenja ili pjeskarenja.

Kod formiranja lijepljenog spoja važno je voditi računa da je spoj opterećen samo tangencijalno. Vlačna i tlačna čvrstoća ljepila su iznimno male, a tangencijalna čvrstoća je velika. Debljina ljepila se određuje prema preporuci proizvođača. Naprezanja se računaju prema izrazu:

$$\tau = \frac{F}{A}, \quad (7)$$

gdje je:

τ – tangencijalno naprezanje $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$,

F – sila [N],

A – površina lijepljenog spoja [mm^2].

Korišteno ime je industrijskog naziva *Hysol 9497*, od proizvođača *Loctite*. Njegova svojstva su prikazana na slici 25.

TYPICAL PROPERTIES OF CURED MATERIAL
Cured for 7 days @ 22 °C

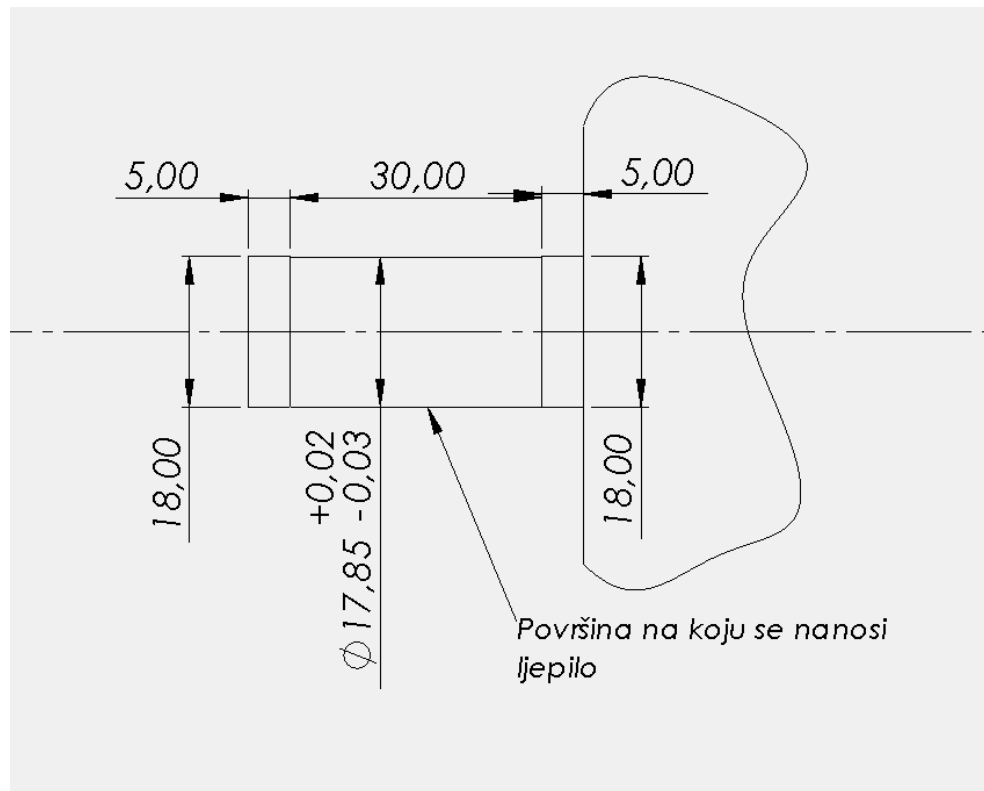
Physical Properties :

Coefficient of Thermal Conductivity, ISO 8302, W/(m-K)		1.4
Coefficient of Thermal Expansion ISO 11359-2, K ⁻¹ :		
Below Tg		50×10 ⁻⁶
Above Tg		104×10 ⁻⁶
Linear Shrinkage, ISO 1675, %		0.73
Tensile Strength, ISO 37	N/mm ² (psi)	52.6 (7,640)
Tensile Modulus , ISO 37	N/mm ² (psi)	2,420 (351,000)
Compressive Strength	N/mm ² (psi)	112.5 (16,300)
Elongation , ISO 37,%		2.9
Shore Hardness, ISO 868, Durometer D		83
Glass Transition Temperature, ISO 11359-2, °C		67

Slika 25. Svojstva ljepila Hysol 9497

2.5.3.1. Izvedba lijepljenog spoja

Na slici 26. prikazana je izvedba lijepljenog spoja.



Slika 26. Izvedba lijepljenog spoja

Kao što je vidljivo na slici 26., izdanci na koje naliježu cijevi vilica na svojoj sredini imaju stanjen promjer. Promjer je stanjen za mjeru koju je propisao proizvođač kao debljinu lijepljenog spoja. U granicama određenim tolerancijom, debljina lijepljenog spoja daje najbolja mehanička svojstva.

3. MODEL SUSTAVA VIŠE TIJELA ZA ANALIZU DINAMIKE

3.1. Uvod

U provedenom proračunu čvrstoće kompozitnih vilica korištena su opterećenja izračunata simuliranjem određenih procedura s modelom sustava više tijela bolid FSBRT06R za analizu dinamike. Simuliranjem različitih procedura ustanovljeno je da je najnepovoljnije opterećenje prilikom ubrzanja vožnjom na putanji jednakog radijusa zakrivljenosti. Razlog tome je taj što se javlja veliki transfer masa uslijed inercije cijelog vozila te je većina opterećenja na prednjim kotačima. Uz proračun čvrstoće s opterećenjima dobivenim simuliranjem ubrzavanja u gibanju na putanji jednakog radijusa zakrivljenosti bit će proračunata čvrstoća i za proceduru vožnje po *skid pad* stazi koja je detaljnije objašnjena u prvom poglavlju. *Skid pad* staza je odabrana zato što prilikom vožnje na toj stazi dolazi do nagle promjene smjera. Na taj način analiziran je dinamički udar na konstrukciju u realnim uvjetima vožnje.

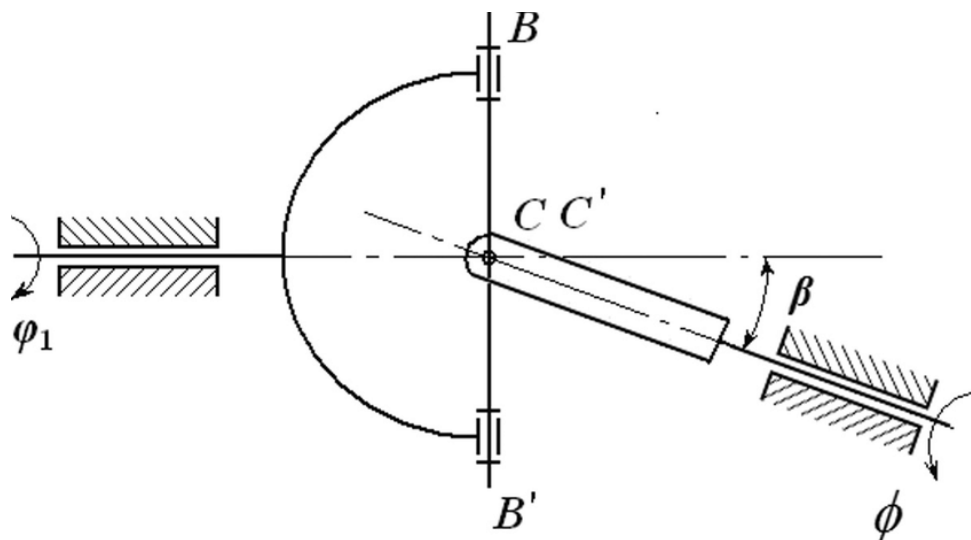
3.2. Općenito o analizi dinamike korištenjem modela sustava više tijela

Temelj analize dinamike ovim načinom je sustav više tijela. Simulacijama se može utvrditi dinamičko ponašanje takvog sustava.

Temelj ovakvog pristupa počiva na činjenici da je za opis dinamičkog ponašanja potrebno poznavati masu, položaj težišta i momente inercije nekog tijela. Dovođenjem više tako definiranih tijela u međusobnu interakciju nastaje sustav. U ovakvoj vrsti analize uglavnom se koristi pretpostavka da su tijela beskonačno kruta i da nema elastičnih deformacija prilikom prenošenja opterećenja. Moguće je kruta tijela zamijeniti modelima definiranih pomoću konačnih elemenata, ali to je rjeđi slučaj i koristi se u opsežnim i detaljnim simulacijama provedenim na računalima iznimno jakih performansi.

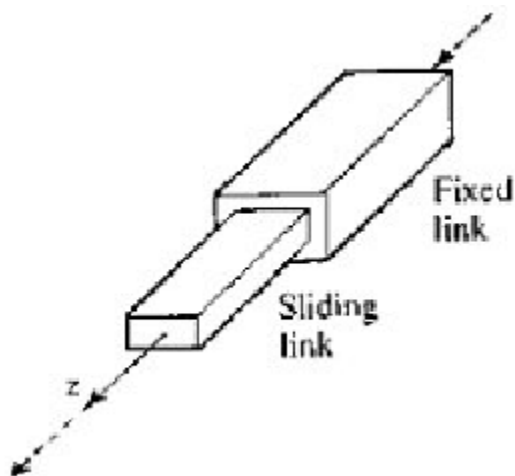
Kako bi se izgradio sustav više tijela potrebno je definirati svojstva svih elemenata koji će činiti sklop, a zatim i definirati međusobne veze. Veze se mogu definirati putem četiri osnovne vrste veza: univerzalna veza, prizmatična veza, rotacijska veza ili sferična veza. Svaka od tih veza omogućava određenu vrstu relativnog gibanja između dva povezana elementa.

Univerzalna veza omogućava rotaciju oba povezana elementa u njihovim uzdužnim osima te nagib osi jednog elementa u odnosu na drugi. Shematski prikaz nalazi se na slici 27.



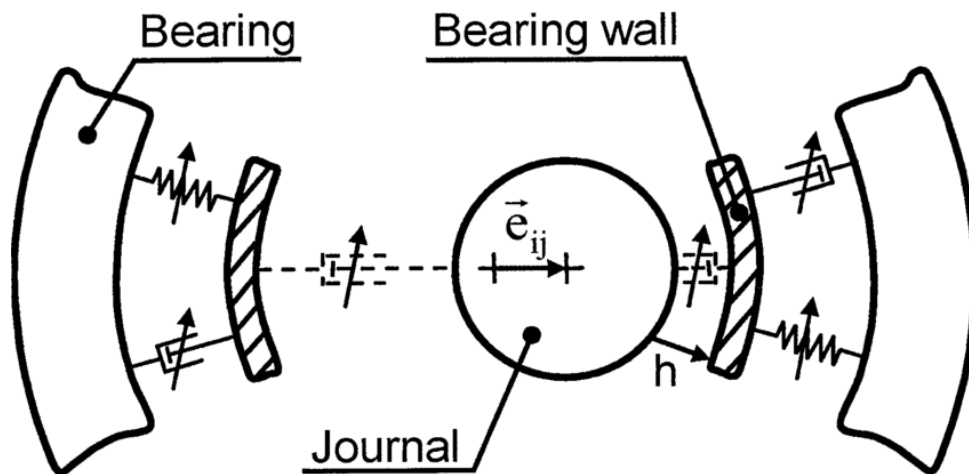
Slika 27. Shematski prikaz univerzalnog zgloba

Prizmatična veza (*Prismatic joint*) omogućava gibanje jednog elementa kroz drugi element. Najbolji primjer takve veze su klip i cilindar. Shematski prikaz nalazi se na slici 28.



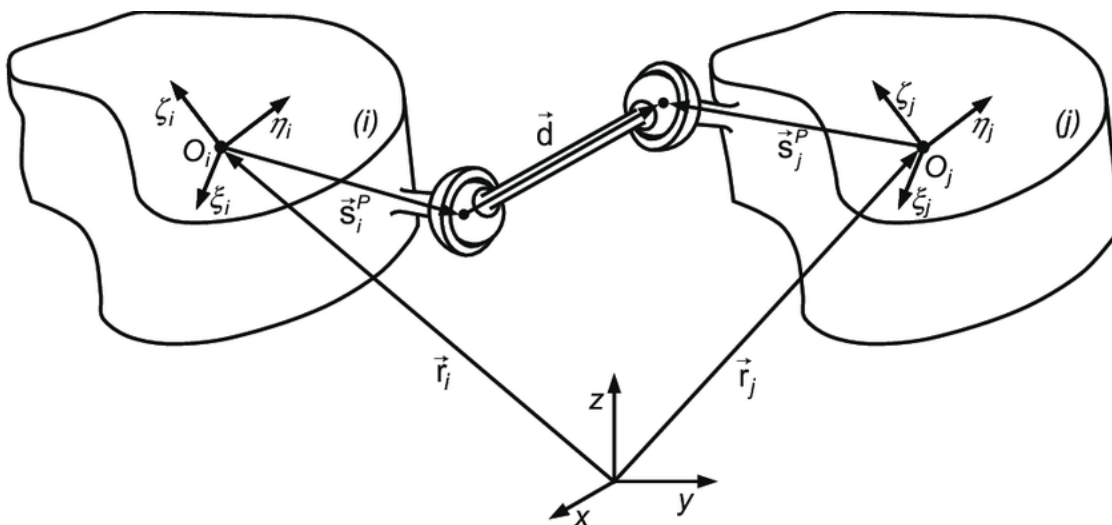
Slika 28. Shematski prikaz prizmatične veze

Rotacijska veza omogućava rotaciju jednog elementa unutar drugog. Najbolji primjer takve veze je ležaj. Shematski prikaz nalazi se na slici 29.



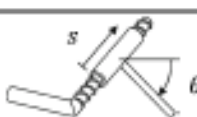





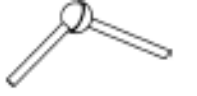
Slika 29. Shematski prikaz rotacijske veze

Sferična veza omogućava rotaciju jednog elementa u smjeru sve tri osi u odnosu na drugi element. Najbolji primjer takve veze su elastični oslonci ovjesa na mjestima prihvata na šasiju u automobilskoj industriji. Shematski prikaz nalazi se na slici 30.



Slika 30. Shematski prikaz sferične veze

Korištenjem ove četiri veze ili veza nastalih kombiniranjem četiri osnovnih veza mogu se definirati svi sustavi više tijela. Na slici 31. prikazane su najčešće korištene veze.

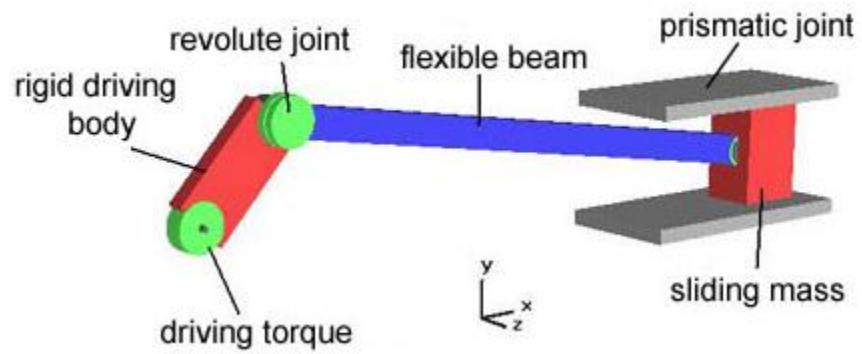
Joint	Symbol	Representation	f	Natural joint coordinates
Screw joint (helical)	H		1	$\beta = \theta$ $s = p \cdot \theta$ $p = \text{pitch}$
Revolute joint	R		1	$\beta = \theta$
Prismatic joint (slider)	P		1	$\beta = s$
Cylindrical joint	C		2	$\beta_1 = \theta$ $\beta_2 = s$
CARDAN joint (universal)	T		2	$\beta_1 = \theta_1$ $\beta_2 = \theta_2$
Planar joint	E		3	$\beta_1 = \theta$ $\beta_2 = s_1$ $\beta_3 = s_2$
Spherical joint	S		3	e.g. EULER angles $\beta_1 = \psi$ $\beta_2 = \theta$ $\beta_3 = \varphi$

Slika 31. Najčešće korištene veze u sustavima više tijela [3]

Prilikom definiranja veza potrebno je definirati i način na koji će se između elemenata prenositi opterećenja. Postoje dva glavna načina. Prvi način je definiranje standardnih veza ili zglobova gdje se u vezama opterećenje prenosi preko kontaktnih površina. Drugi način je definiranje kompleksnih zglobova u kojima se opterećenja u vezama prenose preko linijskog kontakta ili kontakta u točki. U ovisnosti o tome koji je cilj analize sustava se određuje kakvi će biti zglobovi. U ovom radu zglobovi su definirani kao kompleksni, opterećenja koja su se analizirala su izračunata na kontaktima u točki. Taj pristup je odabran zato što prilikom analize opterećenja u ovjesu glavnu ulogu ima kinematika ovjesa, masa vozila, položaj težišta i parametri ovjesa. Kako bi se što jednostavnije izračunala opterećenja model je definiran preko krutih tijela i iz uvjeta kinematike su pozicionirani zglobovi u prostoru.

Povezivanjem elemenata pomoću veza ili zglobova nastaju kinematički lanci. Važno je voditi računa da kinematički lanci imaju fizikalnog smisla. To znači da narinuto opterećenje utječe na sustav na fizikalno smislen način.

Na slici 32. grafički je prikazan primjer jednog jednostavnog sustava više tijela.

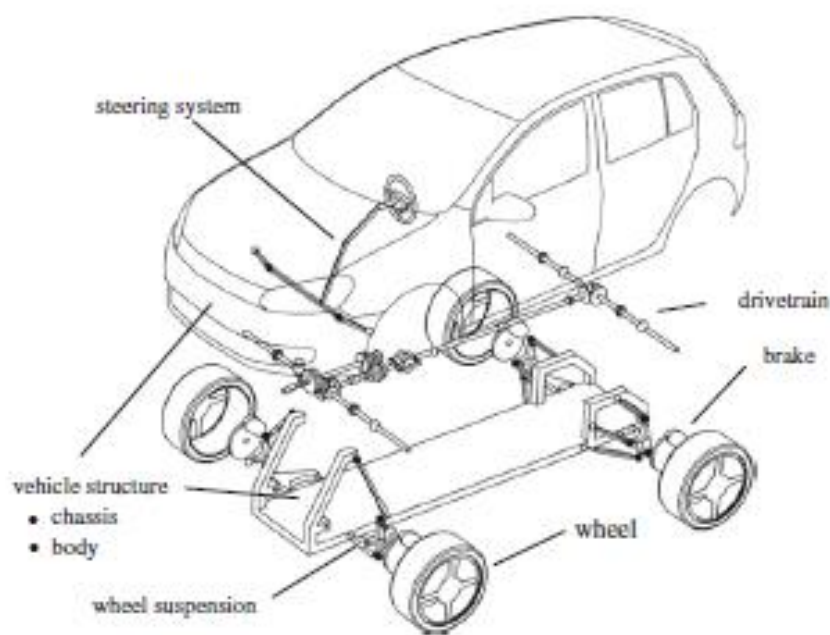


Slika 32. Primjer jednostavnog sustava više tijela za analizu dinamike

3.3. Sustav više tijela FSB-RT06R

3.3.1. Općenito o sustavima više tijela za analiziranje dinamike vozila

Većina sustava više tijela koji se koriste za analizu dinamike vozila sastoje se od modela ovjesa, pneumatika, kočnica, pogona i šasije. U ovisnosti o primjeni modela, svi navedeni podsustavi se mogu definirati u različitim razinama detaljnosti. Najosnovniji model se sastoji od linearno definirane kinematike ovjesa s krutim osloncima dok najdetaljniji modeli primjenjuju utjecaj elastičnosti svih elemenata ovjesa, opsežno definirane modele pneumatika, pogona, kočnica, utjecaja aerodinamike itd. Shematski primjer jednog takvog sustava prikazan je slici 33.



Slika 33. Sustav više tijela vozila [3]

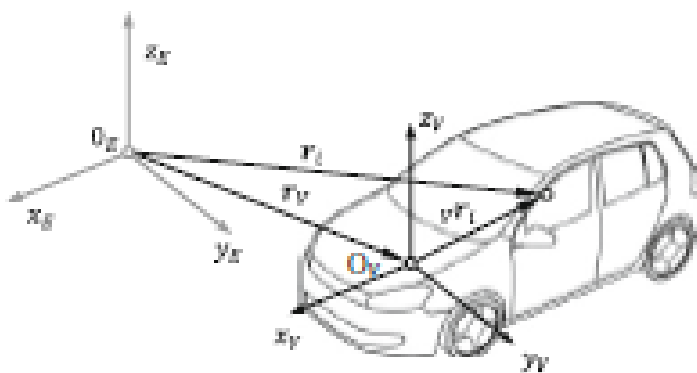
Prilikom simuliranja, ulazne veličine su najčešće položaji pedala za ubrzavanje ili usporavanje vozila i položaj volana, u ovisnosti o vremenu. Postoje različiti načini definiranja ulaznih parametara, oni ovise o načinu na koji je model definiran. U ovisnosti o snazi pogonske jedinice i sustava kočnica i u ovisnosti o kinematici sustava za skretanje, uz uzete u obzir iznose masa, momenata inercije i gubitaka, vozilo se giba na definiranoj podlozi. Kako bi se moglo analizirati gibanje vozila u prostoru potrebno je definirati dva koordinatna sustava. Prvi je referentni koordinatni sustav i on se nalazi na fiksnom položaju u prostoru. Obično se referentni koordinatni sustav postavlja na početnu točku s kojeg sustav vozila započinje svoje gibanje. Drugi koordinatni sustav se obično postavlja u težište sustava vozila. Ako pretpostavimo da

vrijedi $K = \{O; x, y, z\}$ onda slijedi da su položaj, brzina i akceleracija vozila u prostoru definirani preko vektora položaja r_i prema sljedećim izrazima:

$$r_i = \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix}, v_i = \dot{r}_i = \begin{bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{z}_i \end{bmatrix}, a_i = \dot{v}_i = \begin{bmatrix} \ddot{x}_i \\ \ddot{y}_i \\ \ddot{z}_i \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Koordinate prikazane u prethodnoj jednadžbi predstavljaju položaj težišta sustava vozila u prostoru.

Uz izračunate komponente položaja, brzine i ubrzanja sustava vozila u prostoru u ovisnosti o vremenu moguće je definirati i izračunati jednadžbe gibanja. Grafički prikaz nalazi se na slici 34.



Slika 34. Grafički prikaz položaja sustava više tijela vozila u prostoru [3]

Općenite jednadžbe gibanja korištene u analizi dinamike glase:

$$F = ma, \quad (9)$$

$$T = I\ddot{\varphi}, \quad (10)$$

gdje je:

F – sila [N],

m – masa vozila [kg],

a – akceleracija vozila [m/s^2],

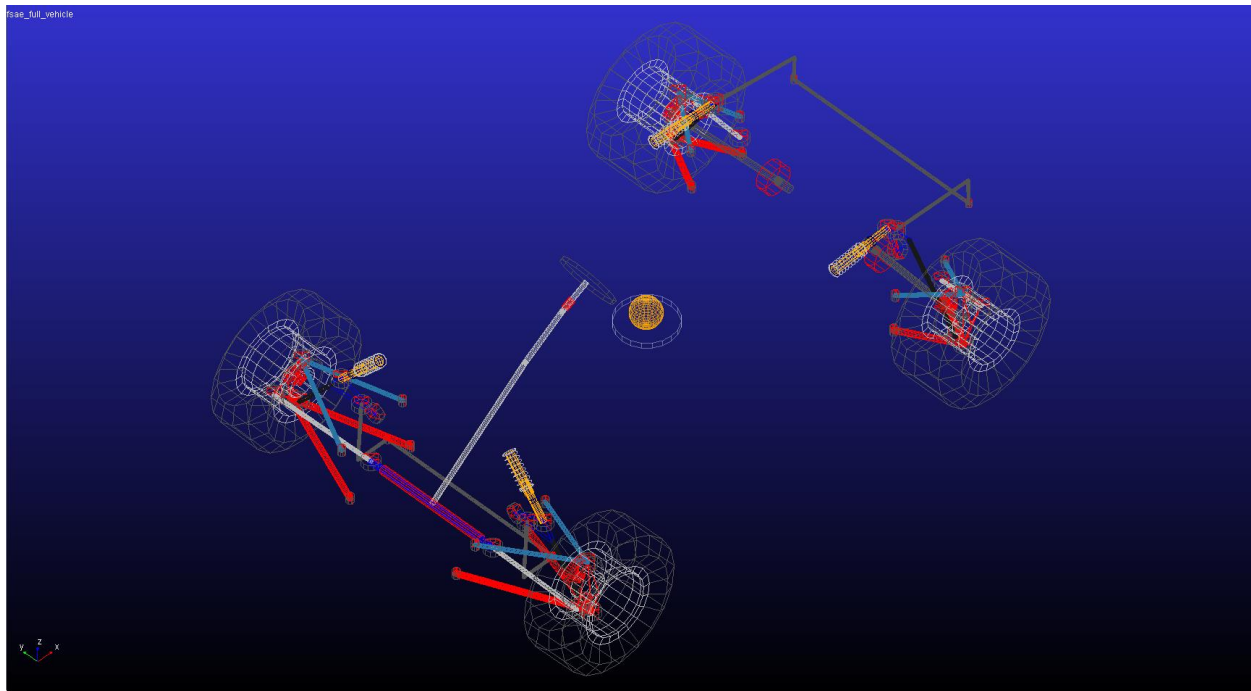
T – moment [Nm],

I – moment inercije vozila [kg/m^2],

$\ddot{\varphi}$ – kutno ubrzanje vozila [rad/s^2].

3.3.2. Sustav više tijela vozila FSB-RT06R u programskom paketu Adams

Prilikom analize dinamike vozila FSB-RT06R korišten je programski paket *MSC Adams*. Model je definiran provođenjem preinaka na generičnom modelu koji je udruga automobilskih inženjera FSAE napravila i dala na korištenje momčadima formule student. Model se sastoji od definiranog sustava ovjesa u prostoru, sklopa kotača, pneumatika i položaja težišta. Šasija i svi korišteni elementi su savršeno kruti u ovoj analizi. Generični model je prenamijenjen u model FSB-RT06R pomicanjem točaka prihvata ovjesa na šasiju, točaka na kojima su definirani zglobovi, promjenom krutosti opruga i iznosa prigušenja prigušivača te promjenom iznosa masa, inercijskih vrijednosti za sve elemente i za cijelo vozilo. Prikaz modela vozila i definiranja točaka bit će prikazan nalazi se na slikama 35. i 36.



Slika 35. Model vozila FSB-RT06R u programskom paketu MSC Adams

	loc_x	loc_y	loc_z	
hpl_BC_axis	-494.73	-286.13	219.49	(none)
hpl_BC_center	-474.81	-287.77	220.0	(none)
hpl_damper_inboard	-478.74	-264.09	452.2	(none)
hpl_damper_outboard	-486.61	-412.13	280.95	(none)
hpl_lca_front	-647.28	-216.27	46.96	(none)
hpl_lca_outer	-493.0	-613.0	65.0	(none)
hpl_lca_rear	-380.1	-238.31	53.72	(none)
hpl_prod_inboard	-488.44	-449.89	230.0	(none)
hpl_prod_outboard	-494.86	-573.94	79.54	(none)
hpl_ride_height	-766.0	-219.1	21.85	(none)
hpl_tierod_inner	-530.0	-248.0	92.0	(none)
hpl_tierod_outer	-556.25	-615.79	119.0	(none)
hpl_uca_front	-625.33	-272.01	186.89	(none)
hpl_uca_outer	-478.72	-582.8	233.0	(none)
hpl_uca_rear	-359.36	-290.66	187.46	(none)
hpl_wheel_center	-486.4	-637.0	151.85	(none)
hps_camber_adj_orient	-486.4	0.0	40.0	(none)

Slika 36. Primjer definiranja točaka u prostoru za model vozila

Važno je objasniti zašto je korišten generičan model formula student vozila kako bi se definirao model vozila FSB-RT06R. Definiranje kompletnog vozila iz nule je iznimno dugotrajan i težak posao za koji je potrebno više ljudi kako bi se uspio napraviti. Potrebno je za svaki element definirati položaj, položaj težišta, orijentaciju koordinatnog sustava, momente inercije te matrice transformacije za sve pojedinačne koordinatne sustave elemenata u odnosu na glavni koordinatni sustav vozila. Kako bi sustav funkcionirao, svaki element i svaka zglobna veza moraju biti točno definirani. Uz to, uvijek postoji mogućnost greške uz koju će model moći završiti zadanu simulaciju, ali rezultati simulacija će biti beskorisni. Ako se uzme u obzir da je natjecanje Formula studenta zamišljeno kao okruženje u kojem su studenti postavljeni na svoja radna mjesta unutar momčadi, potrebno je uvijek pronalaziti načine kako bi se obavljen posao ubrzao i osigurao da bude točan. Zbog toga se potiče primjenjivanje svih generičnih modela i prenamjena željenih parametara kako bi studenti mogli što preciznije i brže izraditi svoj model.

3.4. Provedene simulacije za izračun opterećenja

3.4.1. Ubrzavanje prilikom vožnje profilom krivulje konstantnog radijusa

Ubrzavanjem vozila koje se giba na zakrivljenoj putanji dolazi do povećanja opterećenja na vanjskim kotačima uslijed djelovanja inercijskih sila. To rezultira većim opterećenjem kotača i elemenata ovjesa na vanjskoj strani vozila na zakrivljenoj putanji. Odabrana je procedura ubrzanja zato što se na taj način može odrediti koja je kritična brzina na zadanoj putanji na kojoj vozilo gubi svoju stabilnost. U trenutku prije nego što vozilo izgubi stabilnost opterećenje elemenata ovjesa je najveće zato što na vozilo djeluje najveća inercijska sila kojoj se na mjestu kontakta podloge i pneumatika suprotstavlja reakcijska sila.

Parametri simulacije su:

$$v_0 = 10 \frac{km}{h},$$

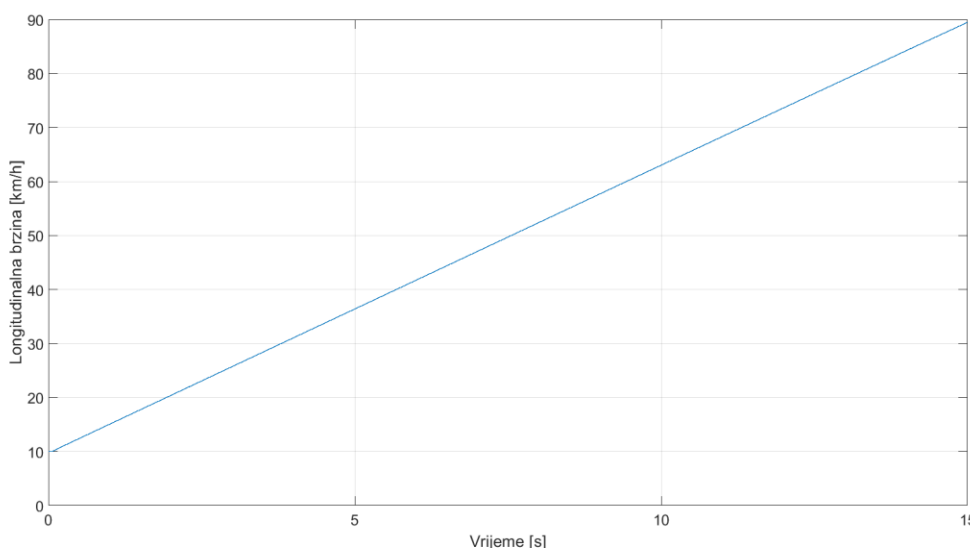
$$v_1 = 90 \frac{km}{h},$$

$$t = 10s,$$

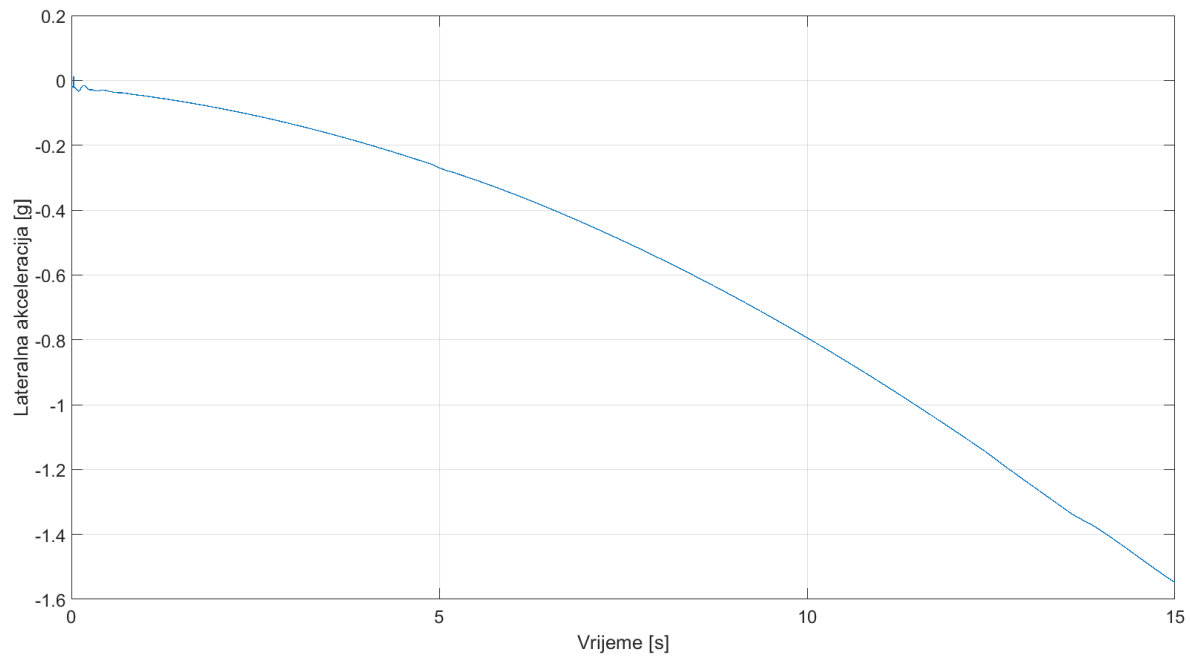
$$R = 40m.$$

Prikazani parametri definiraju početnu i krajnju brzinu vožnje modela, vrijeme trajanja simulacije i radijus zakrivljenosti putanje po kojoj se vozilo giba u simulaciji.

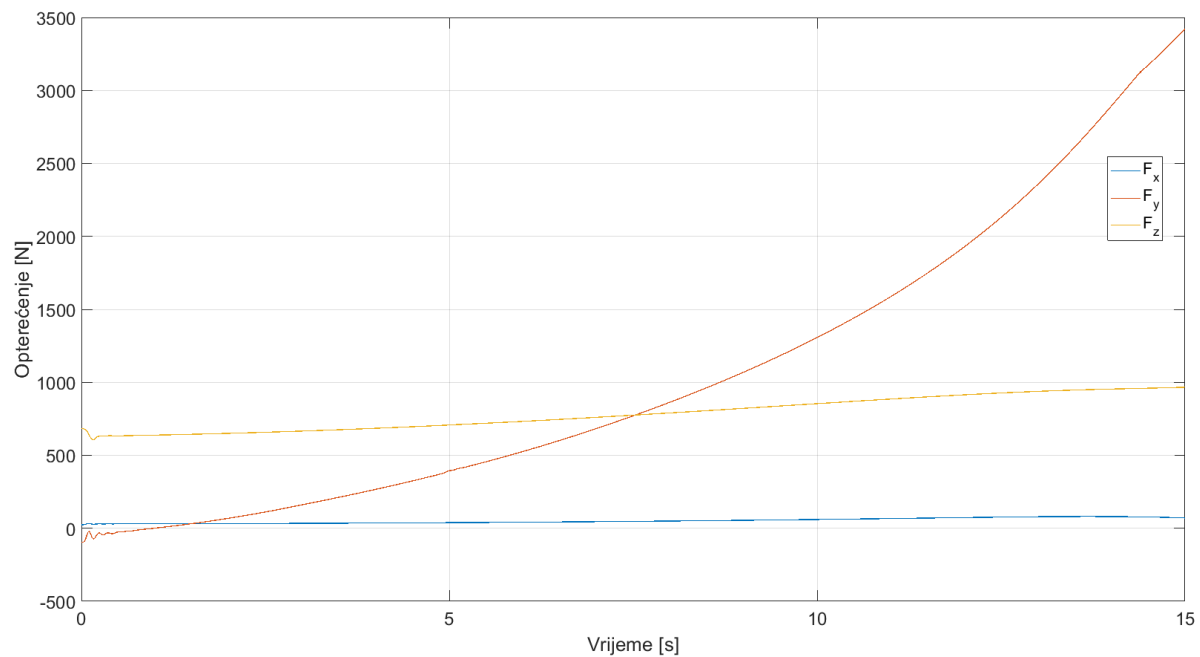
Na slikama 37., 38., 39. i 40. prikazani su rezultati provedene simulacije.



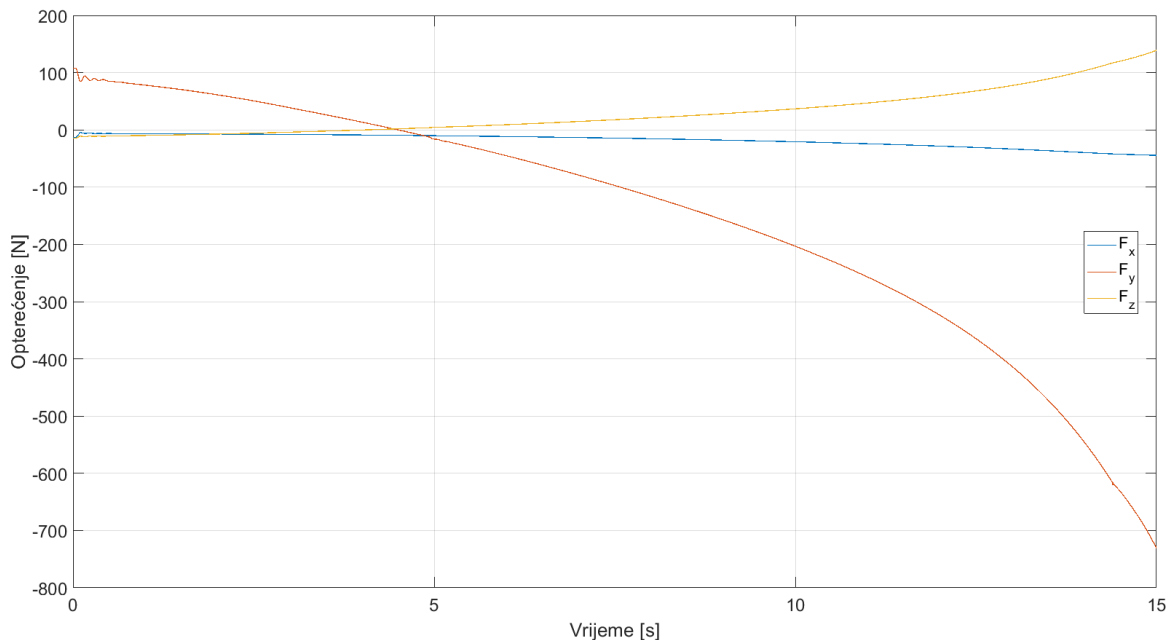
Slika 37. Promjena brzine u ovisnosti u vremenu prilikom ubrzanja vozila na zakrivljenoj putanji



Slika 38. Bočna akceleracija u ovisnosti o vremenu prilikom ubrzanja vozila na zakrivljenoj putanji



Slika 39. Opterećenja na donjem vanjskom prihvatu zglobnog ležaja prilikom ubrzavanja na zakrivljenoj putanji



Slika 40. Opterećenja na gornjem vanjskom prihvatu zglobnog ležaja prilikom ubrzanja na zakrivljenoj putanji

Opterećenja su izračunata na mjestima vanjskih prihvata zglobnih ležaja. Os x je uzdužna os vozila i usmjerena je prema prednjoj strani vozila, os y je bočna os vozila i usmjerena je prema lijevo, a os z je vertikalna os vozila i usmjerena je od podloge prema gore pod pravim kutem. Na tom mjestu se prenose vertikalne, uzdužne i bočne sile na ostatak sklopa vilica ovjesa. Prilikom odabira opterećenja uzeto je opterećenje s posljednjeg inkrementa simulacije koji predstavlja najveće bočno ubrzanje na kojem vozilo i dalje ima stabilnost. Sile s kojima je proveden proračun pomoću metode konačnih elemenata iznose:

donje vilice:

$$F_x = 70.57 \text{ N},$$

$$F_y = 3420.53 \text{ N},$$

$$F_z = 966.58 \text{ N},$$

gornje vilice:

$$F_x = -44.34 \text{ N},$$

$$F_y = -730.91 \text{ N},$$

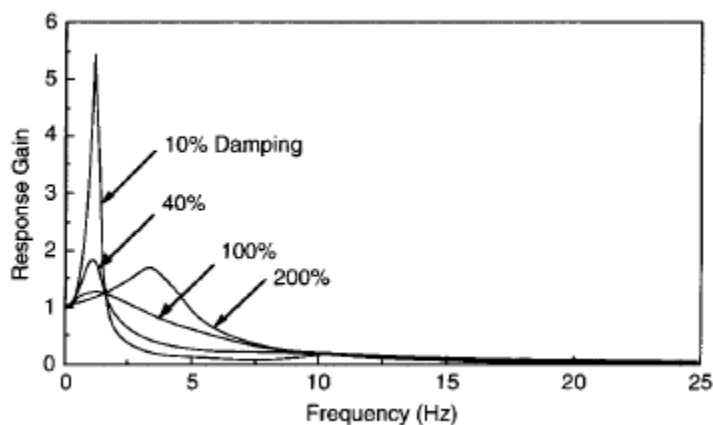
$$F_z = 139.08 \text{ N}.$$

Iz rezultata je vidljivo da je donja vilica izrazito nepovoljnije opterećena. To je zato što su opruga i prigušivač uležišteni na donjoj vilici te se opterećenje uslijed gravitacije koja djeluje na ovješenu masu oslanja na donju vilicu. Gornja vilica služi samo za održavanje položaja sklopa ovjesa i na njoj nastaju reakcijske sile koje se opiru promjeni položaja ovjesa u uzdužnom i bočnom smjeru.

3.4.2. Vožnja po Skid pad stazi

Druga odabrana procedura je vožnja po *Skid pad* stazi. To je u svijetu autoindustrije standardna procedura za određivanje stabilnosti vozila u stacionarnim uvjetima. Prilikom vožnje po zadanoj proceduri vozilo je izloženo maksimalnim bočnim ubrzanjima koja može izvesti bez gubitka stabilnosti u stacionarnim uvjetima. Rezultati će u proračunu biti pomnoženi s proračunskim faktorom kako bi se u obzir uzeli i nestacionarni uvjeti jakog kočenja, ubrzanja, prelaska preko neravnina na podlozi itd. Prilikom promjene smjera u simuliranoj proceduri dolazi do dinamičkog udara na sklopovima vilica.

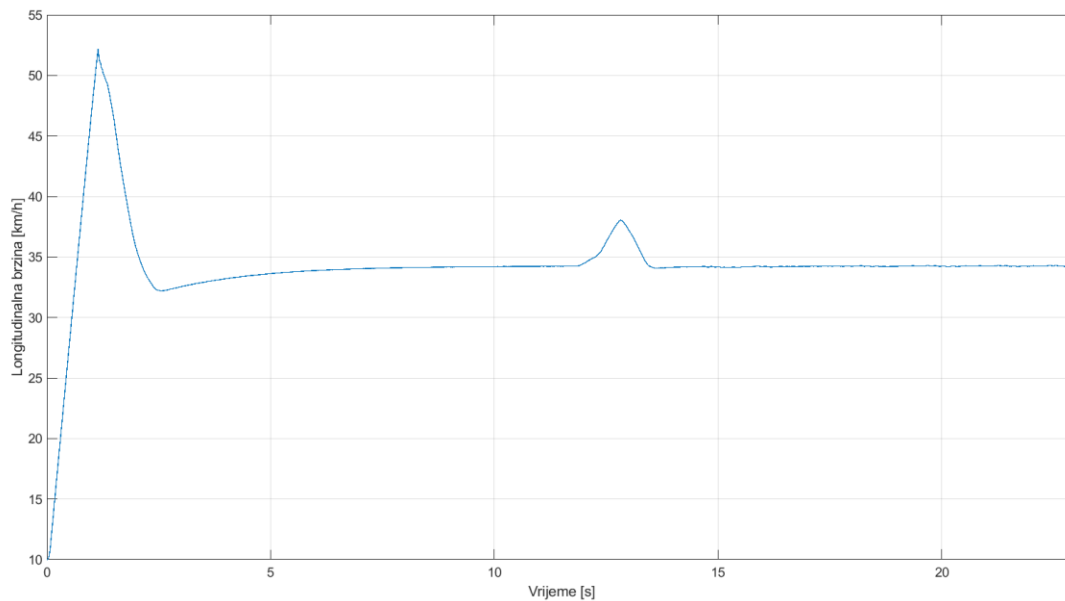
Sva opterećenja će biti pomnožena s proračunskom faktorom koji iznosi $\varphi = 1.5$. Navedeni proračunski faktor je određen na način da su opterećenja koja se javljaju u stacionarnim uvjetima pomnožena s određenim faktorom koji u obzir uzima i prebačaj koji nastaje kao dinamički odziv vibracijskog sustava na pobudu i faktor sigurnosti. Na slici 41. grafički je prikazano značenje navedenog prebačaja.



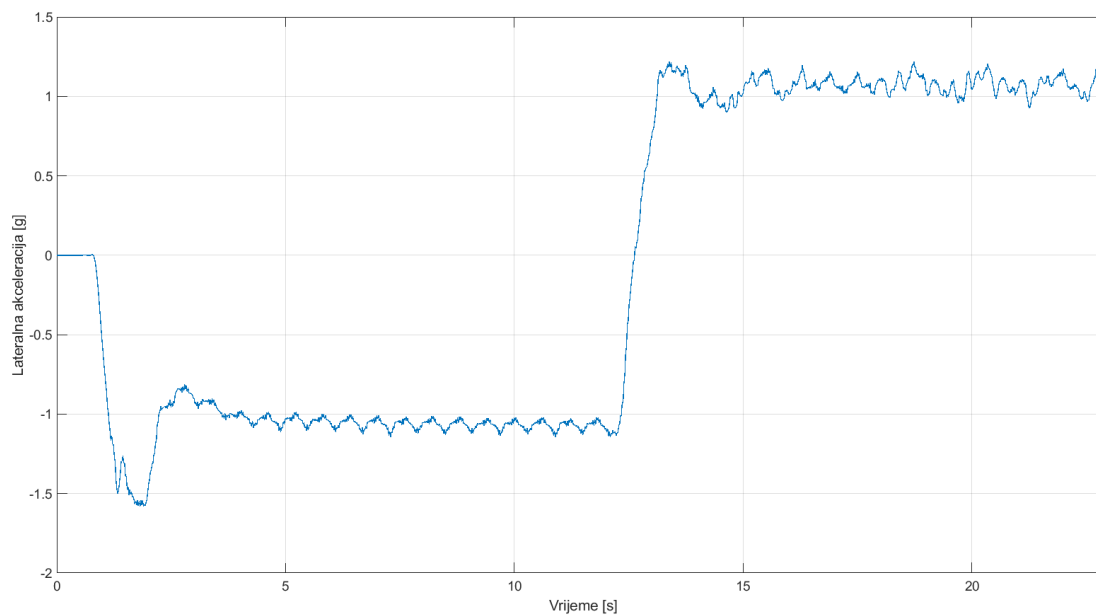
Slika 41. Odziv dinamičkog sustava vozila na pobudu [1]

S obzirom na to da je vozilo formule student sportske namjene i prigušenje je veće pa je zbog toga pretpostavljen manji prebačaj nego u vozilima s manjim prigušenjima.

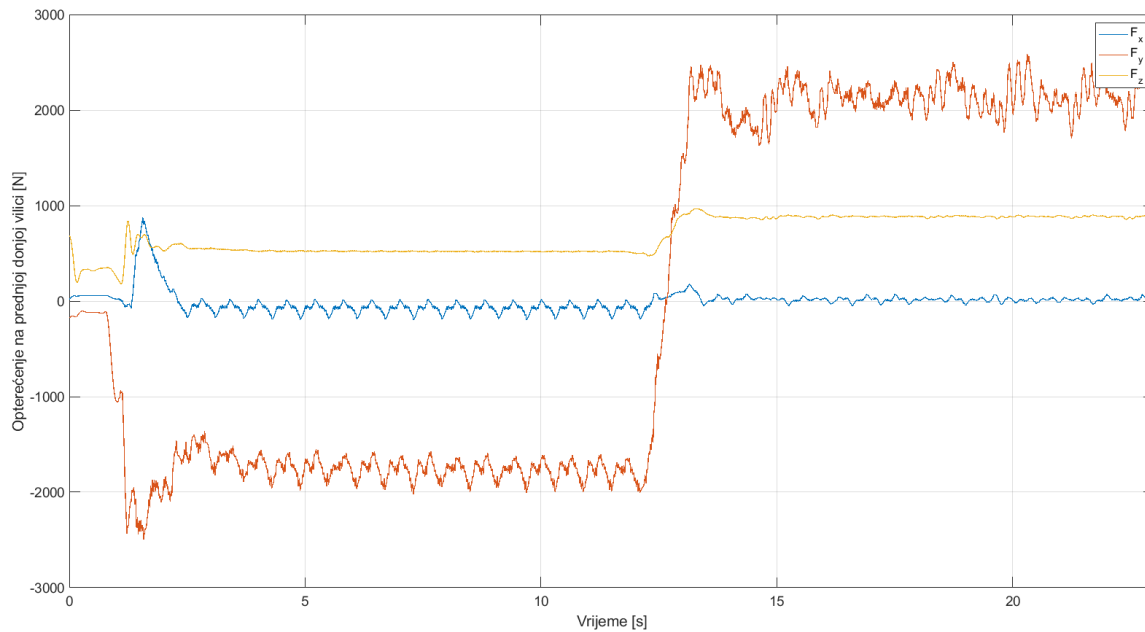
Na slikama 42., 43., 44. i 45. prikazani su rezultati provedene simulacije i izračunata opterećenja pomoću kojih će biti proveden proračun metodom konačnih elemenata.



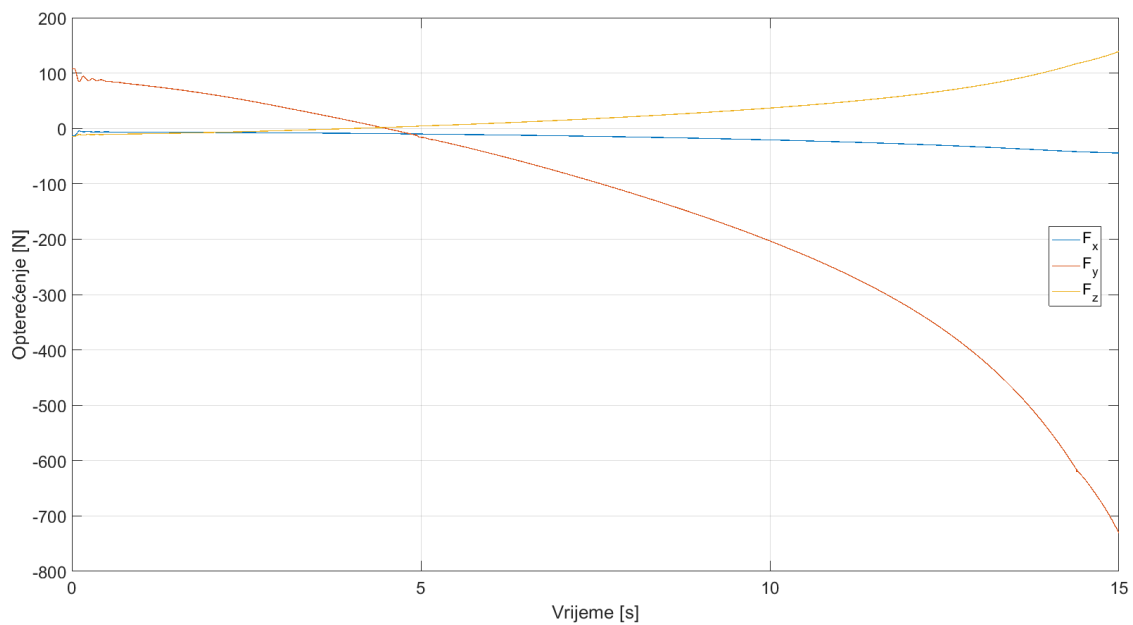
Slika 42. Uzdužna brzina vožnje u simulaciji vožnje po *Skid pad* stazi



Slika 43. Bočna akceleracija vozila u simulaciji vožnje po *Skid pad* stazi



Slika 44. Opterećenje prednje donje vilice prilikom simulacije vožnje na *Skid pad* stazi



Slika 45. Opterećenje prednje gornje vilice prilikom simulacije vožnje na *Skid pad* stazi

4. PROVEDENI PRORAČUN POMOĆU METODE KONAČNIH ELEMENATA

4.1. Općenito o metodi konačnih elemenata

Metoda konačnih elemenata je numerička proračunska metoda koja se temelji na diskretizaciji kontinuuma elementa kojem se želi proračunati čvrstoća ili krutost. Diskretizacija se provodi tako da se prostorni kontinuum koji zauzima promatrani element podijeli na određeni broj konačnih elemenata s ograničenim stupnjevima slobode gibanja. Elementi su međusobno povezani u čvorovima na vrhovima svojih bridova. Osim na vrhovima bridova, čvorovi se mogu nalaziti i duž stranica koje definiraju rubove elemenata. Konačni elementi koji se koriste za diskretizaciju kontinuuma mogu biti dvodimenzionalni i trodimenzionalni, ovisno o vrsti proračuna koji se provodi. Prilikom provođenja proračuna, stanje u svakom elementu se opisuje pomoću interpolacijskih funkcija koje su izvedene za svaku vrstu elemenata. Pomoću interpolacijskih funkcija koje su određene čvorovima i vrstom elementa opisuju se stanja poput pomaka, deformacije, naprezanja, temperature itd. Točnost dobivenog rezultata prvenstveno ovisi o broju korištenih konačnih elemenata. Iznos rezultata konvergira prema točnom rezultatu s povećanjem broja konačnih elemenata korištenih prilikom diskretizacije. Uz broj elemenata važna je i vrsta korištenih elemenata. Ovisno o geometriji promatranog elementa potrebno je odabrati vrstu konačnih elemenata koji najbolje mogu opisati geometriju i stanje naprezanja u promatranom elementu.

Kako bi se riješio problem mehanike deformabilnih tijela pomoću metode konačnih elemenata, što je i cilj prilikom provođenja proračuna, u elastičnom području potrebno je definirati i relacije teorije elastičnosti. Relacije teorije elastičnosti obuhvaćaju uvjete deformacije, vezu između deformacije i pomaka te konstitutivne jednadžbe koje dovode u međusobni odnos deformacije i naprezanje. Na taj način moguće je u mreži konačnih elemenata kojom je opisan promatrani element iz pomaka dobiti stanje deformacije, naprezanja ili bilo kojeg drugog promatranog stanja koje je definirano jednadžbama.

Prilikom direktne formulacije konačnih elemenata potrebno je izvesti jednadžbe koje dovode u međusobnu ovisnost sile u čvorovima i međusobne pomake kako bi se mogao riješiti problem mehanike deformabilnih tijela uz pomoć relacija teorija elastičnosti.

Osnovne jednadžbe za dovođenje u međusobnu ovisnost sile u čvorovima i pomaka glase:

$$\mathbf{u} = \mathbf{N}\mathbf{v}, \quad (12)$$

gdje je:

\mathbf{u} – pomak u elementu,

\mathbf{N} – interpolacijska funkcija oblika koja opisuje polje pomaka,

\mathbf{v} – pomak u čvorovima.

Veza između pomaka i deformacija računa se iz sljedećih jednadžbi:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{D}_k \mathbf{u}, \quad (13)$$

gdje je:

$\boldsymbol{\varepsilon}$ – deformacija u elementu,

\mathbf{D}_k – kinematički diferencijalni operator izveden pomoću teorije elastičnosti.

Daljnjim raspisivanjem jednadžbi dobiva se izraz:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{D}_k \mathbf{N}\mathbf{v} = \mathbf{B}\mathbf{v}, \quad (14)$$

gdje je:

\mathbf{B} – matrica međusobne ovisnosti deformacije u elementu i pomaka u čvorovima.

Iz jednadžbe za dobivanje deformacija u elementu primjenu konstitutivnih jednadžbi iz teorije elastičnosti dobiva se izraz za izračun naprezanja u elementima:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{D}\mathbf{B}\mathbf{v}, \quad (15)$$

gdje je:

$\boldsymbol{\sigma}$ – naprezanje u elementu,

\mathbf{D} – matrica elastičnosti elementa koja opisuje elastična svojstva elementa u smjeru svih osi kartezijuskog koordinatnog sustava.

Naprezanje duž rubova konačnog elementa moguće je zamijeniti statički ekvivalentnim silama u čvorovima elemenata kako bi se mogao provesti proračun prema izrazu:

$$\mathbf{F} = \mathbf{A}\boldsymbol{\sigma}, \quad (17)$$

gdje je:

\mathbf{F} – ekvivalentna statička sila u čvorovima,

A – matrica međusobne ovisnosti naprezanja i čvornih sila.

Kombinacijom svih navedenih jednažbi dobiva se izraz:

$$F = ADBv = kv, \quad (18)$$

koji definira matricu krutosti k . Matrica krutosti opisuje krutost promatranog elementa i definira njegovo proračunsko ponašanje uslijed narinutog opterećenja u proračunu.

Cilj provedenog proračuna je da dobiveno rješenje numeričke analize što je više moguće odgovara stvarnom stanju u promatranom elementu. Kako bi se to osiguralo, potrebno je definirati problem na način da je omogućena konvergencija rješenja. U slučaju točno definiranog problema konvergencija se omogućava usitnjavanjem mreže konačnih elemenata. To se postiže tako da se smanji veličina konačnih elemenata kojima je diskretiziran kontinuum promatranog elementa.

Kako bi se točno definirao problem prvenstveno je potrebno osigurati uvjete kompatibilnost duž rubova elemenata. To znači da pomaci duž ruba s jedne i druge strane moraju biti jednoznačni bez prekidanja kontinuuma. Na taj način je opisano polje konstantnih deformacija unutar kontinuuma bez prekida ili neslaganja u pojedinim promatranim točkama.

Osim uvjeta kompatibilnosti potrebno je osigurati da su interpolacijski polinomi, koji služe za opisivanje polja deformacija, izotropni. To znači da izračunati pomaci ne smiju ovisiti o orijentaciji elementa u prostoru već da se deformacije pomoću matrica transformacija preračunavaju u pomake u glavnim osima sustava.

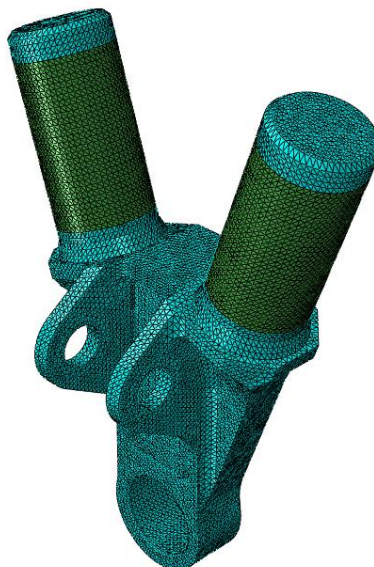
Nakon što su zadovoljeni uvjeti kompatibilnosti duž rubova i izotropnosti interpolacijskih funkcija za opis polja pomaka na red dolazi gustoća mreže. Iako je unutar elemenata definirana matrica krutosti koja opisuje elastičnost materijala od kojeg je izrađen promatrani element, korištenjem konačnih elemenata velikih dimenzija sile u čvorovima rezultiraju velikim pomacima koji ne odgovaraju stvarnosti. Stoga se usitnjavanjem mreže konačnih elemenata osigurava da matrica krutosti koja u sebi sadrži i interpolacijske polinome za izračun pomaka što više odgovara stvarnoj krutosti elemenata.

4.2. Korišteni numerički model u provedenom proračunu

Proračun čvrstoće vilica ovjesa na bolidu FSB-RT06R je proveden u programskom paketu *Abaqus CAE*. To je programski paket koji služi za definiranje proračunskog modela i provođenje

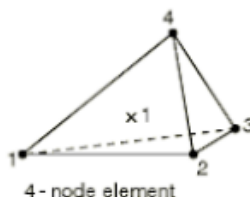
samog proračuna. Potrebno je definirati svojstva materijala, veze između pojedinih elemenata, rubne uvjete, vrstu i gustoću željenih konačnih elemenata te opterećenje. U ovom potpoglavlju bit će opisano kako je definiran model u navedenom programskom paketu.

4.2.1. Proračunski model donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja



Slika 46. Prikaz promreženog donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja

U proračunu je korišteno 256686 tetraedarskih linearnih elemenata C3D4 u statičkoj analizi i 47796 elemenata C3D10M u analizi kontakta na steznom spoju. Na slici 47. bit će prikazan shematski prikaz jednog takvog elementa.

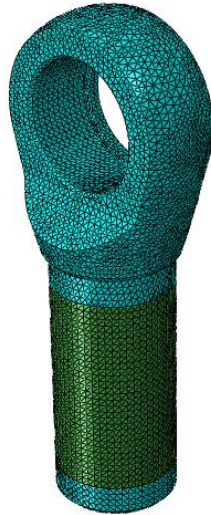


Slika 47. Prikaz tetraedarskog linearnog elementa

Odabrani su tetraedarski elementi zato što njihova geometrija omogućava najbolji opis složene geometrije elementa koji se proračunava. Linearni elementi znače da su čvorovi samo na vrhovima elemenata, dok uzduž bridova nema čvorova. Korišteni su linearni elementi zbog velikog broja konačnih elemenata korištenih za promrežavanje cijelog sklopa; složene izvedbe ne bi bilo moguće izračunati uz pomoć računalne opreme na raspolaganju.

Materijalu su definirana samo elastična mehanička svojstva Youngeovog modula elastičnosti i Poissonova faktora. Presjek je pun i homogen. Na slici 46. tamno zelena boja predstavlja kohezivne elemente koji su definirani na suženom dijelu izdanka kako je bilo objašnjeno u poglavlju 2. O samim kohezivnim elementima će biti više riječi u sljedećim potpoglavljima.

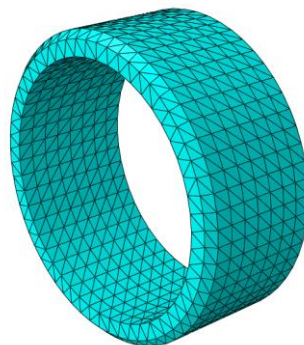
4.2.2. Proračunski model donjeg unutarnjeg elementa za prihvat zglobnog ležaja



Slika 48. Prikaz promreženog donjeg unutarnjeg elementa za prihvat zglobnog ležaja

Korišteno je 105676 elemenata C3D4 i 36173 elemenata C3D10M, isto kao i u slučaju donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja. Materijal, presjek i sloj ljepila su također definirani na isti način.

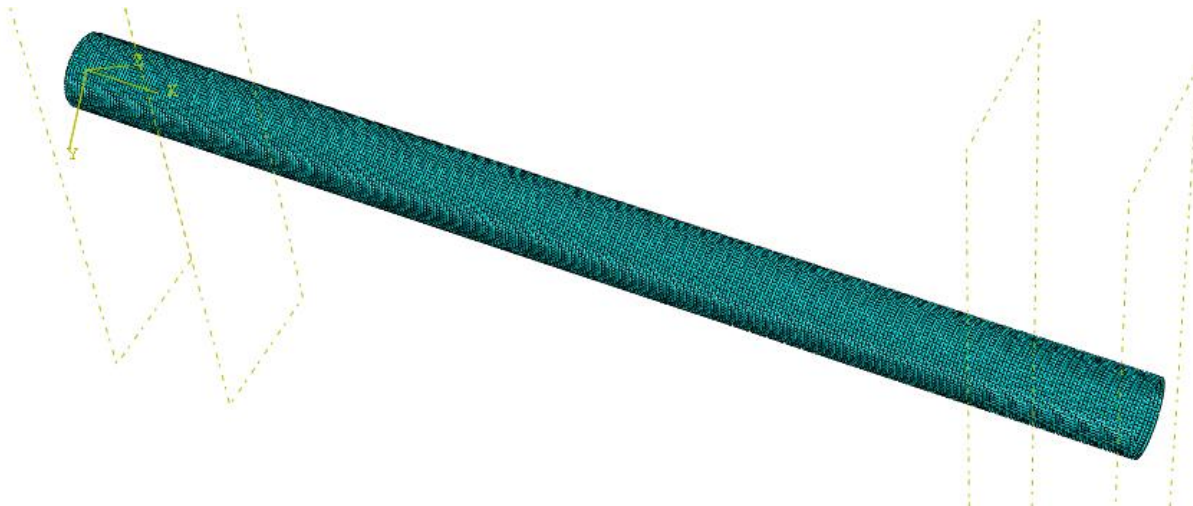
4.2.3. Proračunski model prstena zglobnog ležaja



Slika 49. Prikaz promreženog elementa prstena zglobnog ležaja

Korišteno je 3146 elemenata C3D10M. Sva ostala svojstva su definirana kao i u prethodna dva slučaja. Prikazani model prstena korišten je u gornjem i donjem sklopu vilica.

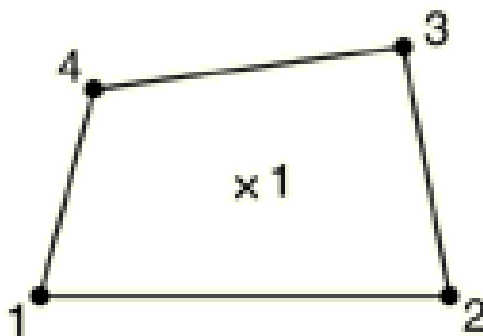
4.2.4. Proračunski model kompozitnih cijevi



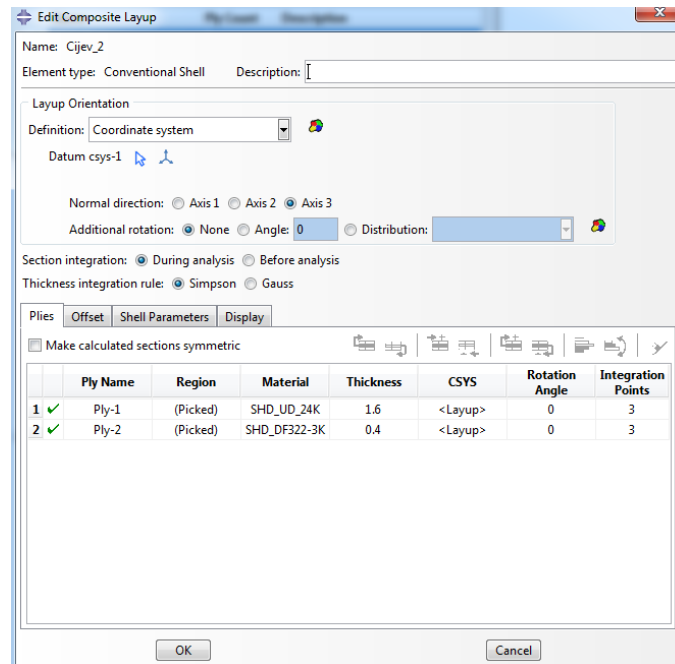
Slika 50. Prikaz promreženog elementa kompozitne cijevi

Jedna cijev je definirana s 22011, a druga cijev s 24780 kvadratnih ljuskastih elemenata S4R. Razlika u broju elemenata između dvije cijevi proizlazi iz različitih duljina korištenih cijevi zbog geometrije sklopa.

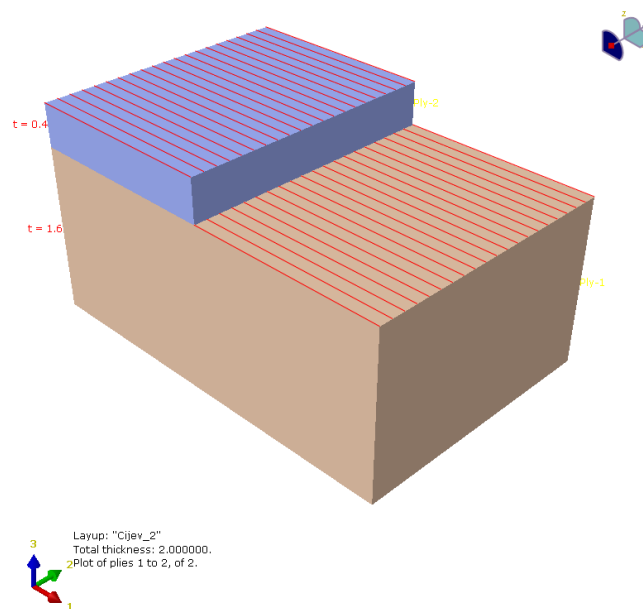
Korišteni su ljuskasti elementi zbog načina definiranja presjeka kompozitne cijevi. Kompozitni materijal je definiran kao dva preklopa ljuske te su svakom preklopu definirana mehanička svojstva. Svaki preklop definira omjer između matrice i ojačivača u presjeku materijala; korištene cijevi imaju 80% vlakana ojačivača, a 20% materijala definira matricu. Na slici 52. prikazan je način definiranja presjeka cijevi.



Slika 51. Grafički prikaz konačnog elementa S4R

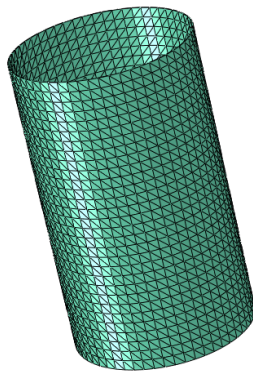


Slika 52. Definiranje svojstava presjeka kompozitnih cijevi



Slika 53. Grafički prikaz presjeka kompozitnih cijevi

4.2.5. Proračunski model ljepila

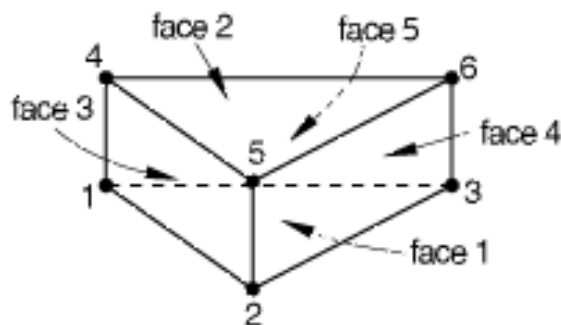


Slika 54. Prikaz promreženog elementa ljepila

Korišteni elementi za ljepilo su COH3D6. Radi se o elementima sa 6 čvorova i 3 stupnja slobode gibanja. Odabrani su elementi COH3D6 zbog uvjeta kompatibilnosti uzduž ploha koje su u kontaktu lijepljenog spoja. Tetraedarski elementi kojima je promrežen element na koji se nanosi lijepljeni spoj nema ravnomjernu strukturu mreže konačnih elemenata te su elementi s 3 vrha bili kompatibilniji s tetraedarskim elementima.

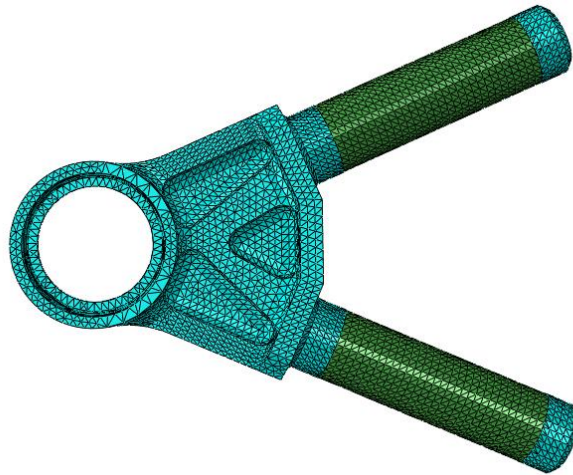
Materijal ljepila je definiran pomoću elastičnih mehaničkih svojstava ljepila propisanih od strane proizvođača. Presjek je definiran kao kohezivan, a odziv na opterećenje kao laminarno.

Prikazani promreženi model ljepila korišten je u sklopu gornje i donje vilice nalazi se na slici 55.



Slika 55. Grafički prikaz konačnog elementa COH3D6

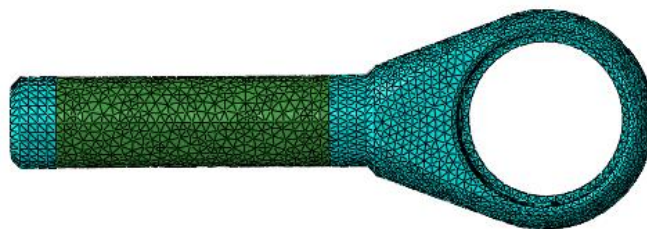
4.2.6. Proračunski model gornjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja



Slika 56. Prikaz promreženog gornjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja

Korišteno je 81741 elemenata C3D4 i 46153 elemenata C3D10M kao i u prethodnim slučajevima. Materijal je aluminij.

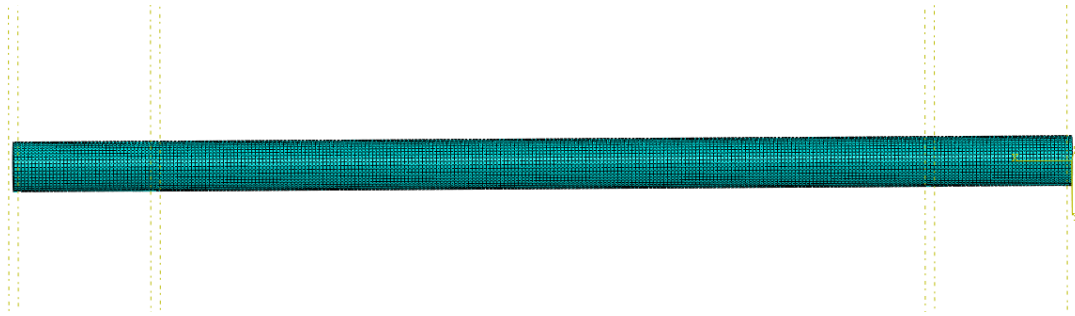
4.2.7. Proračunski model gornjeg unutarnjeg elementa za prihvat zglobnog ležaja



Slika 57. Prikaz promreženog gornjeg unutarnjeg elementa za prihvat zglobnog ležaja

Korišteno je 46287 konačnih elemenata C3D4 i 28163 elemenata C3D10M, a materijal je aluminij.

4.2.8. Proračunski model cijevi gornjeg sklopa



Slika 58. Proračunski model cijevi gornjeg sklopa

Korišteno je 13112 i 11880 elemenata S4R, ovisno o duljini cijevi u sklopu. Materijal cijevi je definiran na isti način kao što je opisano u poglavlju 4.2.4.

5. REZULTATI

Zbog kompleksnosti numeričkog modela proračuna simulacije su provedene u dvije faze; zasebno je analizirano naprezanje uslijed steznog spoja između kućišta prihvata i zglobova te naprezanje uslijed opterećenja. Rezultati nisu prikazani na kućištima superponirano jer uslijed složenog proračuna steznog spoja nije bilo moguće provesti analizu naprezanja uslijed steznog spoja za sva tri kućišta u sklopu odjednom.

5.1. Kriteriji čvrstoće

Za sve aluminijske elemente korišteni kriterij čvrstoće je Von Misesov, a za kompozitne cijevi je korišten Hashinov kriterij. U sljedećim potpoglavljima bit će detaljnije opisani navedeni kriteriji.

5.1.1. Von Misesov kriterij čvrstoće

Prema von Misesovoj teoriji čvrstoće stanje materijala u kojem dolazi do havarije je kad gustoća distorzijske energije dosegne kritičnu vrijednost. Ovaj kriterij ima najširu primjenu jer se ispitivanjima i iskustvima u industriji pokazao najpreciznijim u predviđanju čvrstoće materijala i u predviđanju stanja naprezanja u nekom elementu.

Proračun se provodi na način da se naprezanja koja nastaju u sve tri glavne osi nekog elementa svedu na ekvivalentno naprezanje u jednoj osi te se ta vrijednost uspoređuje s dopuštenim naprezanjima. Ekvivalentno naprezanje se računa prema izrazu:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (19)$$

te mora vrijediti relacija:

$$\sigma_{ekv} \leq \sigma_{dop} \quad (20)$$

kako bi bio zadovoljen uvjet čvrstoće proračunavanog elementa.

5.1.2. Hashinov kriterij čvrstoće

Hashinov kriterij se temelji na predviđanju stanja naprezanja koje će u promatranom materijalu rezultirati havarijom. Kriterij je prvenstveno razvijen upravo za analizu stanja naprezanja u unidirekcionalnim kompozitima, a kasnije je pronašao primjenu i u analizama nekih drugih materijala poput laminarnih ili kompozita koji ne sadrže polimere.

Kriterij se primjenjuje u analizama ravninskog stanja naprezanja. Taj uvjet je ispunjen u provedenoj analizi zato što su kompozitne cijevi definirani pomoću ljuskastih elemenata u dva sloja kao što je detaljnije objašnjeno u poglavlju 4.

Prema Hashinovom kriteriju do havarije u kompozitnom materijalu može doći na dva mjesta. Do havarije dolazi kada je stanje naprezanja u bilo kojem od elemenata koji čine kompozitni materijal veće od dopuštenog naprezanja za taj materijal. Iz toga proizlazi da postoje četiri različita slučaja u kojima može doći havarije: vlačno naprezanje u matrici je veće od dopuštenog, tlačno naprezanje u matrici je veće od dopuštenog, vlačno naprezanje u ojačivaću je veće od dopuštenog te tlačno naprezanje u ojačivaću je veće od dopuštenog.

U rezultatima bit će prikazano najveće naprezanje koje se javlja prema Hashinovom kriteriju. U programskom paketu *Abaqus*, kratice glase:

- HSNFTCRT – vlačno naprezanje u matrici,
- HSNFCCRT – tlačno naprezanje u matrici,
- HSNMTCRT – vlačno naprezanje u ojačivaću,
- HSNMCCRT – tlačno naprezanje u ojačivaću.

U tablicama 2. i 3. navedena su mehanička svojstva koja su se u programskom paketu *Abaqus* koristila prilikom analize čvrstoće kompozitnih cijevi korištenjem Hashinovog kriterija čvrstoće. Ostala svojstva materijala *Toray T700* koji je korišten u sklopu nalaze se na slici 24. u poglavlju 2. Kao što se iz slike 2. te tablica 2. i 3. može vidjeti, radi se o materijalu s iznimno visokim svojstvima čvrstoće.

Tablica 2. Korištena mehanička svojstva ojačivača

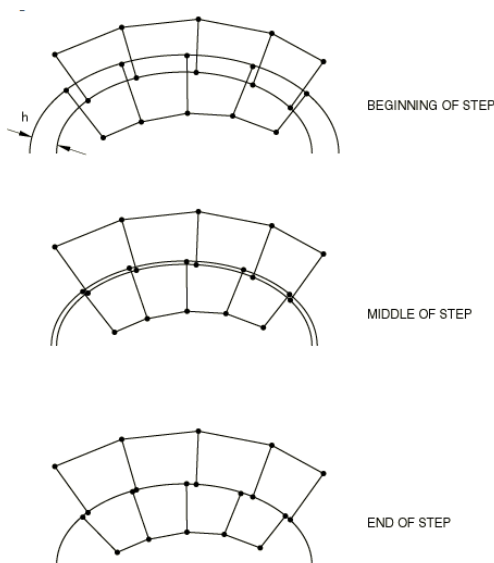
Uzdužna vlačna čvrstoća	Uzdužna tlačna čvrstoća	Poprečna vlačna čvrstoća	Poprečna tlačna čvrstoća	Uzdužna smična čvrstoća	Poprečna smična čvrstoća
2575	1235	2575	1235	85.7	85.7

Tablica 3. Korištena mehanička svojstva matrice

Uzdužna vlačna čvrstoća	Uzdužna tlačna čvrstoća	Poprečna vlačna čvrstoća	Poprečna tlačna čvrstoća	Uzdužna smična čvrstoća	Poprečna smična čvrstoća
645	615	645	615	70	70

5.2. Naprezanja uslijed steznog spoja

Numerički proračun naprezanja uslijed steznog spoja se provodi tako da se definira kontakt između dvije cilindrične plohe koje formiraju stezni spoj. Elementi se u proračunu definiraju s njihovim stvarnim mjerama te integrirani numerički rješavač traži promjer koji formira stezni spoj nakon uprešavanja. Rješavač uzima u obzir promjere elemenata koji su u kontaktu te karakteristike materijala kako bi izračunao konačni promjer steznog spoja. Konačni promjer definira i deformaciju koja nastaje u elementima te iz toga računa naprezanje. Shematski tok proračuna prikazan je na slici 59.



Slika 59. Shematski prikaz proračuna steznog spoja [20]

Mjera svih steznih spojeva u sklopovima je $\phi 19N7/h6$. Preklop pomoću kojega su se računala naprezanja je određen za najnepovoljniji slučaj, a to je kada je preklop ta dva polja maksimalan te iznosi $28 \mu m$.

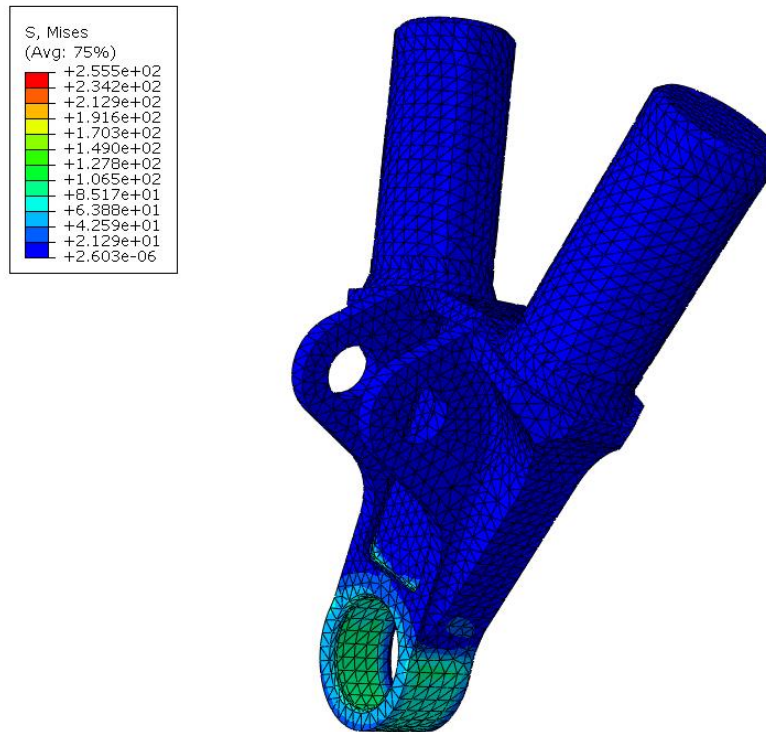
U programskom paketu *Abaqus* simulacija je postavljena na način da rješavač računa mjere na koje stezni spoj dolazi nakon uprešavanja pomoću inkremenata. U prvom inkrementu računa koliko bi naprezanje bilo u slučaju da je uprešani prsten apsolutno krut i da mu se ne smanjuje promjer prilikom uprešavanja te na temelju toga izračunava naprezanje koje bi u tom slučaju nastalo. Nakon toga svaki sljedeći inkrement uzima u obzir elastičnost elemenata te se računaju deformacije, a samim time i naprezanja u elementima do zadnjeg inkrementa koji kao rezultat daje konačne mjere i stanje naprezanja unutar steznog spoja.

Inkrementi funkcioniraju po principu postotka. Svaki inkrement kojeg rješavač izračuna pribraja se prethodnima do trenutka kada je zbroj svih provedenih inkremenata jednak broju jedan. Ukoliko bi se inkrementi pomnožili sa sto konačan broj bi bio 100%. U provedenoj simulaciji postavljen je uvjet da minimalan iznos inkrementa iznosi $1 * 10^{-6}$, a najveći inkrement 1. Maksimalni broj koraka simulacije je ograničen na $1 * 10^6$ kako bi se onemogućilo divergiranje u koracima. Uz uvjete koraka simulacije uključena je i opcija računanja nelinearne geometrije kako deformacije ne bi poprimale linearan oblik koji u ovom slučaju ne bi nužno davao fizikalno smislen rezultat.

Kontakt između dviju površina koje čine stezni spoj je definiran u programskom paketu kao kontakt između dvije površine uz uključenu opciju računanja preklopa koja rješavaču omogućava da pohranjuje u međukoracima informaciju o tome kolika je još penetracija elementa prstena u materijalu kućišta u određenom koraku simulacije. U svojstvima kontakta je definirano normalno ponašanje preko kojega se računa naprezanje koje nastaje u elementima te trenje između dvije površine koje u ovom slučaju služi za održavanje relativnog položaja između dva elementa u sklopu.

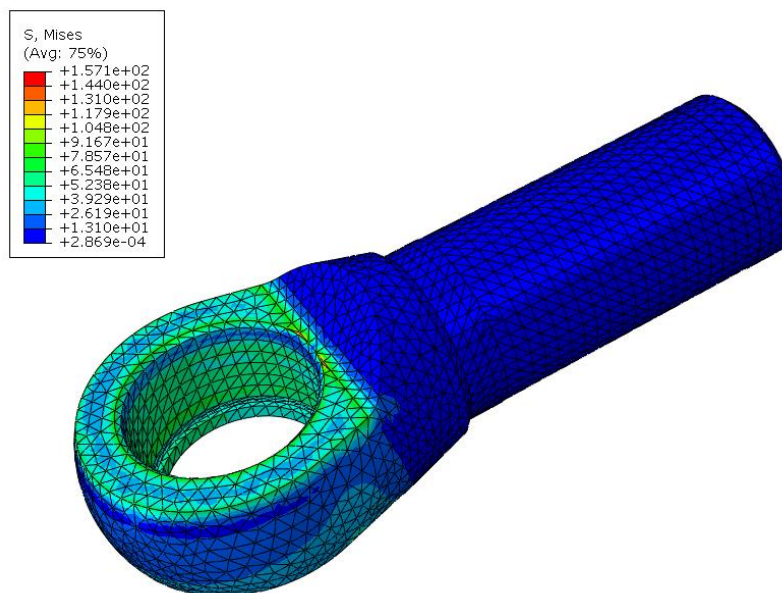
U analizi su korišteni elementi C3D10M prema preporuci iz [18]. Kako je navedeno, u analizama koje uključuju naprezanja i deformacije, elementi C3D10M pružaju bolje uvjete konvergencije od običnih linearnih elemenata istog tipa.

5.2.1. Donji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja



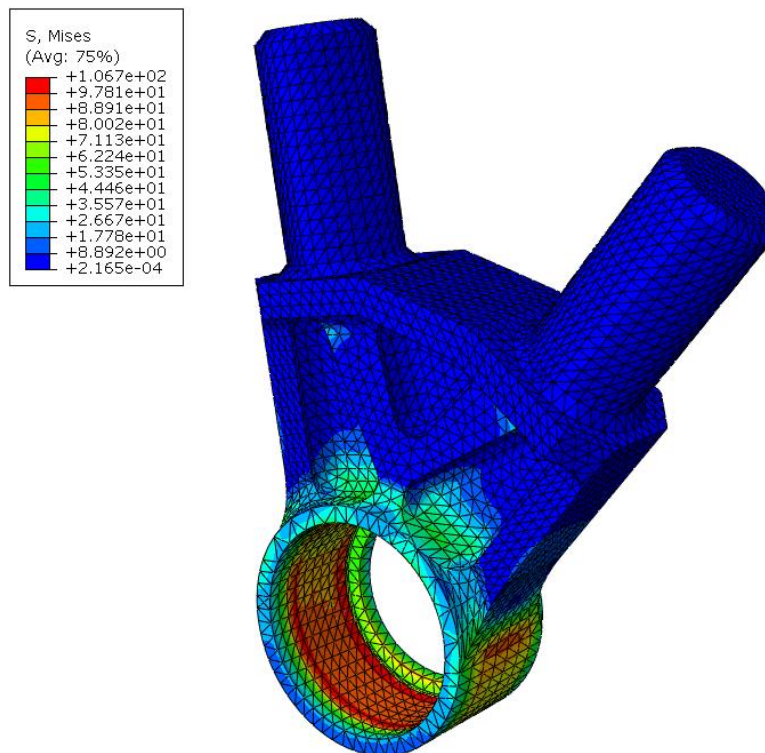
Slika 60. Naprezanje uslijed steznog spoja donjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja

5.2.2. Donji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja



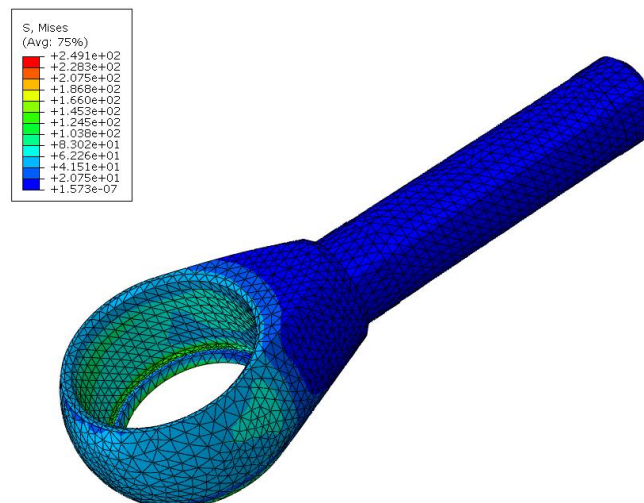
Slika 61. Naprezanje uslijed steznog spoja na donjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja

5.2.3. Gornji vanjski element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja



Slika 62. Naprezanje uslijed steznog spoja na gornjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja

5.2.4. Gornji unutarnji element za prihvat zglobnog ležaja, naprezanje uslijed steznog spoja



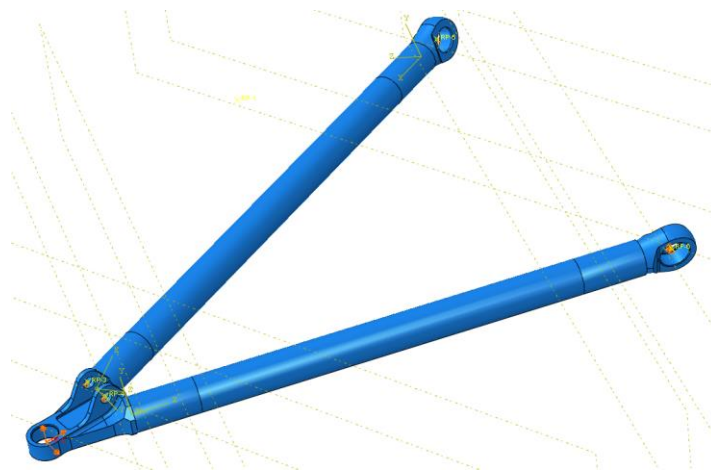
Slika 63. Naprezanje uslijed steznog spoja na gornjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja

5.2.5. Zaključak o rezultatima provedene analize djelovanja steznog spoja na elemente sklopa

Iz rezultata prikazanih u prethodnim potpoglavljima može se zaključiti da niti jedan stezni spoj ne uzrokuje kritično naprezanje u elementima. Dopušteno naprezanje materijala Al7075-T6 iznosi $\sigma_{dop} = 505 \text{ N/mm}^2$, te je jasno vidljivo da niti jedan stezni spoj na elementima ne dolazi ni blizu kritičnim naprezanjima. S obzirom na to da se materijal promatranih elemenata promatra u elastičnom području, moguće je metodom superponiranja zbrojiti izračunata naprezanja koja nastaju kao posljedica steznog spoja i naprezanja koja nastaju uslijed narinutog opterećenja te na temelju zbrojenog iznosa naprezanja donijeti zaključak zadovoljava li sklop uvjete čvrstoće ili ne.

5.3. Naprezanja uslijed statičkog opterećenja i steznog spoja

Proračun je proveden na način da je opterećenje definirano u točki koja je pomoću kinematskog spoja povezana s cilindričnom površinom u koju dosjeda zglobna veza kotača. Rubni uvjeti su postavljeni u odnosu na povezivanje sklopa sa šasijom gdje je omogućena rotacija oko sve tri osi te na mjestu opružne noge i u slučaju gornje vilice na mjestu oslonca zglobne veze sklopa kotača. Prikaz definiranog opterećenja i rubnih uvjeta je na slici 64.



Slika 64. Opterećenje i rubni uvjeti sklopa

Kao i u slučaju analize steznog spoja i u ovom slučaju je simulacija postavljena da pomoću inkremenata dolazi do konačnog rezultata. U prvom inkreментu opterećenje je jednako malom segmentu od ukupnog opterećenja koje je definirano u simulaciji. Ukoliko bi u prvom inkreментu narinuto opterećenje iznosilo maksimalnom iznosu koji se analizira, na mjestima

skokova krutosti na elementima gdje se mijenjaju dimenzije elementa i gdje su veliki kutevi između dvije susjedne površine, došlo bi do singularnosti. Fizikalno bi se to moglo objasniti na principu dinamičkog udara; promjena iz stanja u kojem nema narinutog opterećenja bi u infinitezimalno malom vremenu došla do stanja maksimalnog opterećenja te bi se sustav ponašao kao da je u proračunu uzet iznimno veliki dinamički faktor i takvi rezultati ne bi bili vjerodostojni. Najmanji dozvoljeni inkrement u statičkoj analizi je 0.001, a najveći 0.05. Maksimalan dozvoljeni broj inkremenata je 100.

U modelu su kohezivni elementi, koji su opisani u prethodnom poglavlju, vezani na aluminijske i kompozitne elemente putem veze „tie“ u programskom paketu *Abaqus*. Ta veza znači da svaki pomak jednog elementa u vezi rezultira istovjetnim pomakom drugog elementa. Na primjeru sklopa koji je analiziran u ovom radu to bi značilo da se „tie“ veza na mjestu lijepljenog spoja opire kretanju elementa na kojem je narinuto opterećenje te se tu javljaju naprezanja potrebna kako bi se statički položaj svih elemenata osigurao. U skladu s time, nastaju naprezanja na modelu ljepila koji čini jedinu fizičku vezu između elemenata.

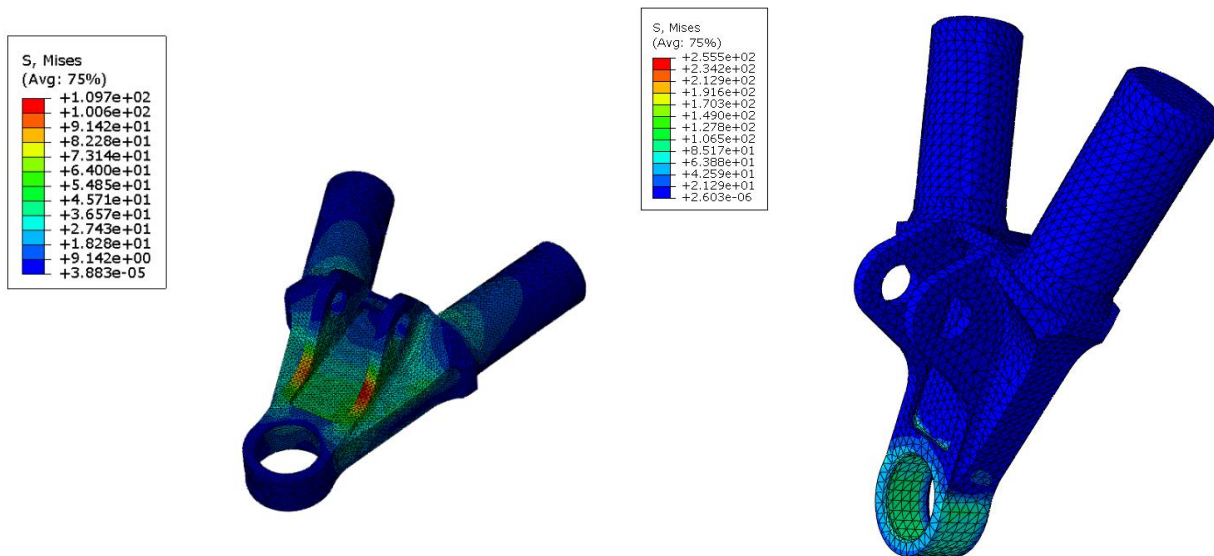
U tablici 2. prikazani su iznosi opterećenja koji su se koristili u provedenoj simulaciji.

Tablica 4. Iznosi opterećenja u statičkoj analizi

	Prednji donji sklop vilica	Prednji gornji sklop vilica
F _x	70.57	-44.34
F _y	3420.53	-730.91
F _z	966.58	139.08

U sljedećim potpoglavljima će biti prikazano izračunato naprezanje na pojedinim elementima.

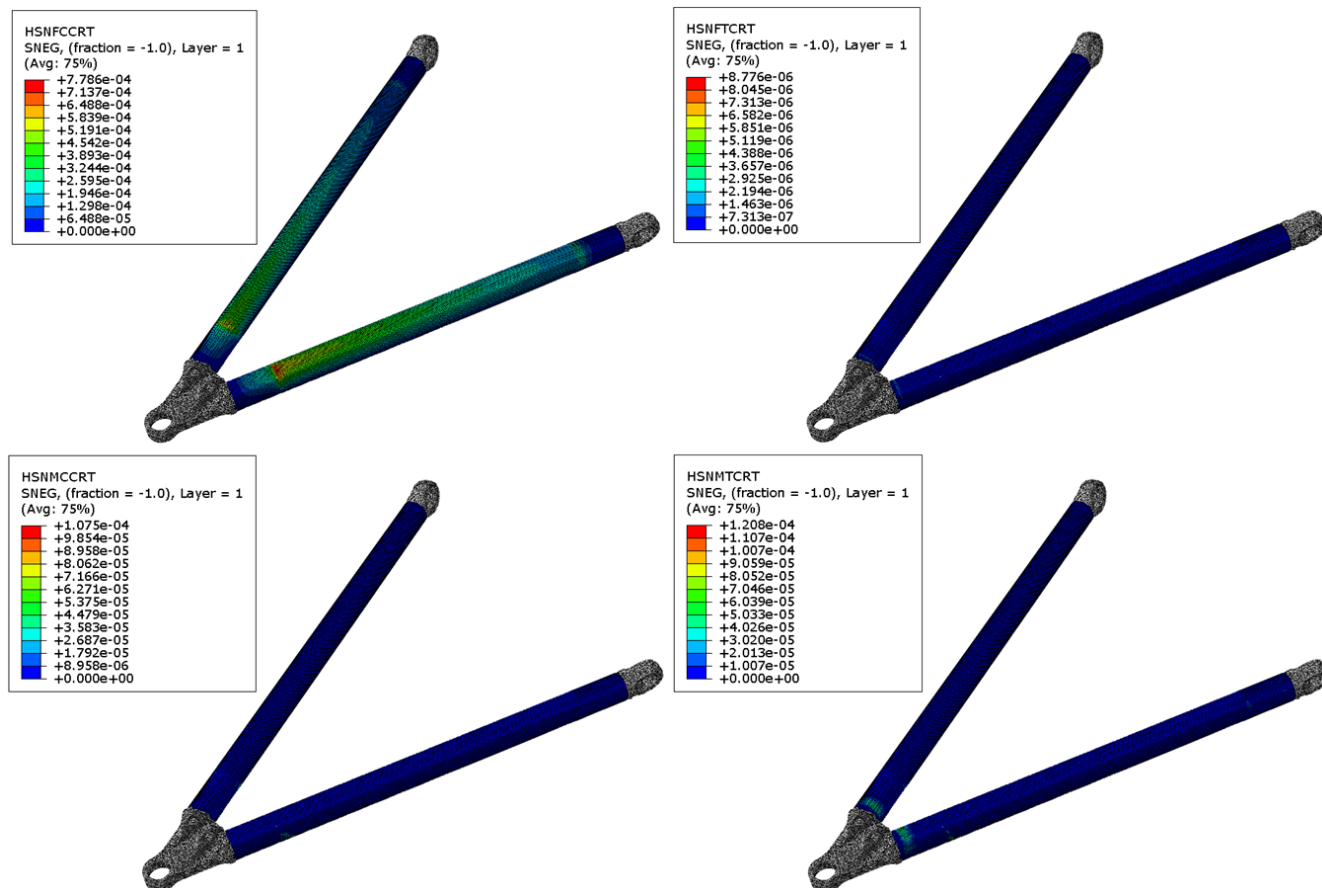
5.3.1. Statičko naprezanje donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja



Slika 65. Statičko naprezanje donjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja

Lijeva strana slike 65. predstavlja naprezanje uslijed narinutog statičkog opterećenja. Kao što se iz slike može zaključiti najveće naprezanje na cilindru steznog spoja iznosi oko 255 MPa te se nigdje drugdje ne pojavljuju značajno veća naprezanja.

5.3.2. Statičko naprezanje na donjim cijevima

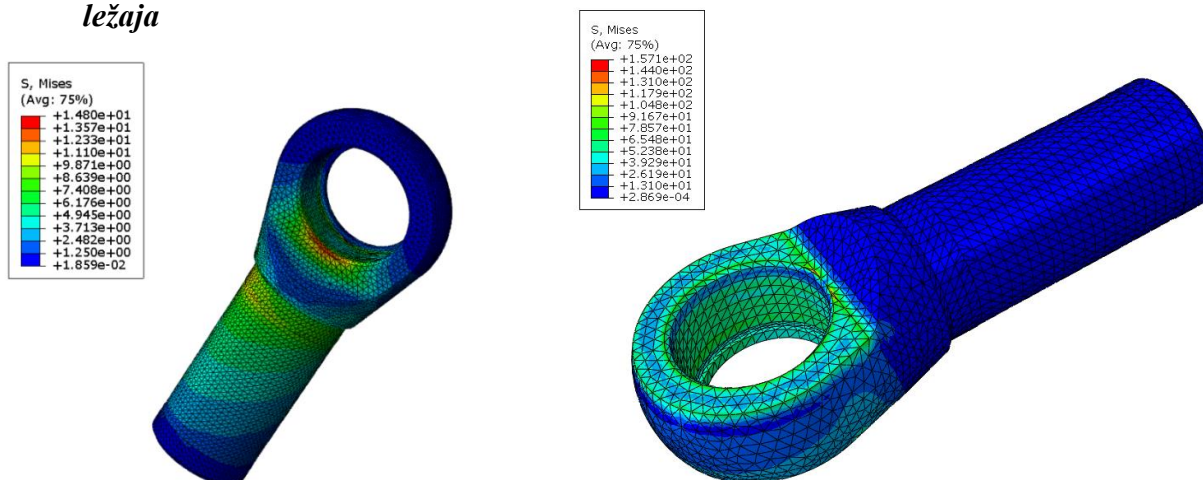


Slika 66. Statičko naprezanje donjih cijevi

Na slici 66. može se vidjeti da su naprezanja prema Hashinovom kriteriju čvrstoće prikazanim u tablicama 2. i 3. zanemarivo mala.

Oznaka HSNFCCRT predstavlja vlačno naprezanje u matrici, HSNFTCRT predstavlja tlačno naprezanje u matrici, HSNMCCRT predstavlja vlačno naprezanje u ojačivaču, a HSNMTCRT predstavlja tlačno naprezanje u ojačivaču.

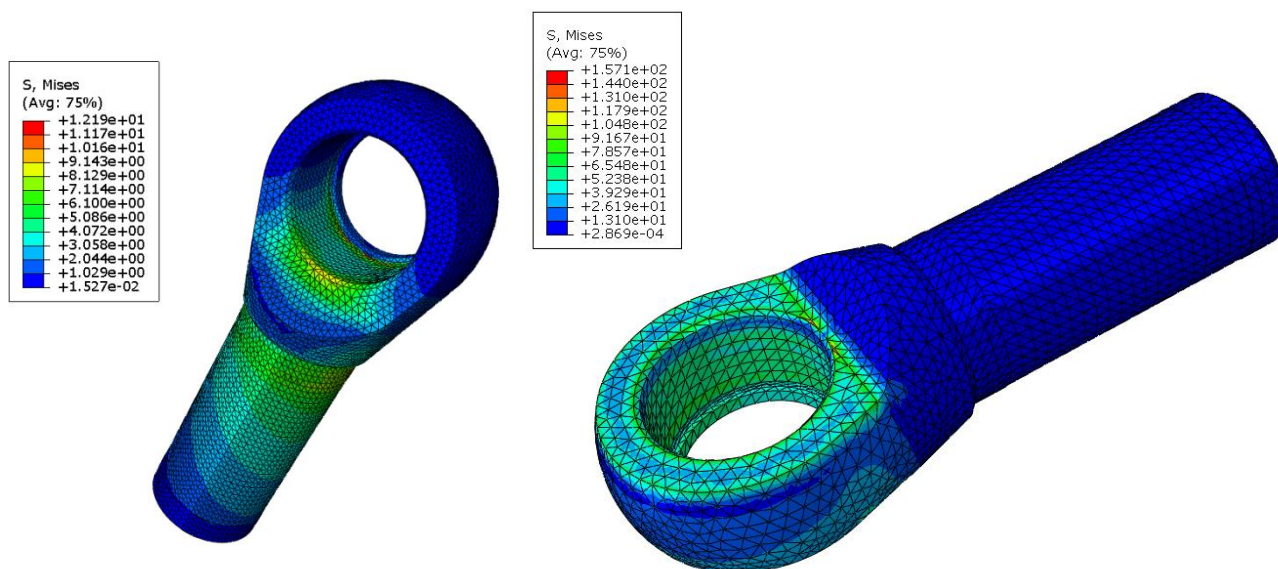
5.3.3. Statičko naprezanje na prednjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja



Slika 67. Statičko naprezanje na prednjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja

Na lijevoj strani slike 67. prikazano je statičko naprezanje elementa uslijed narinute sile. Iz prikazane slike se može zaključiti da naprezanje na niti jednom dijelu elementa ne prelazi 160 MPa.

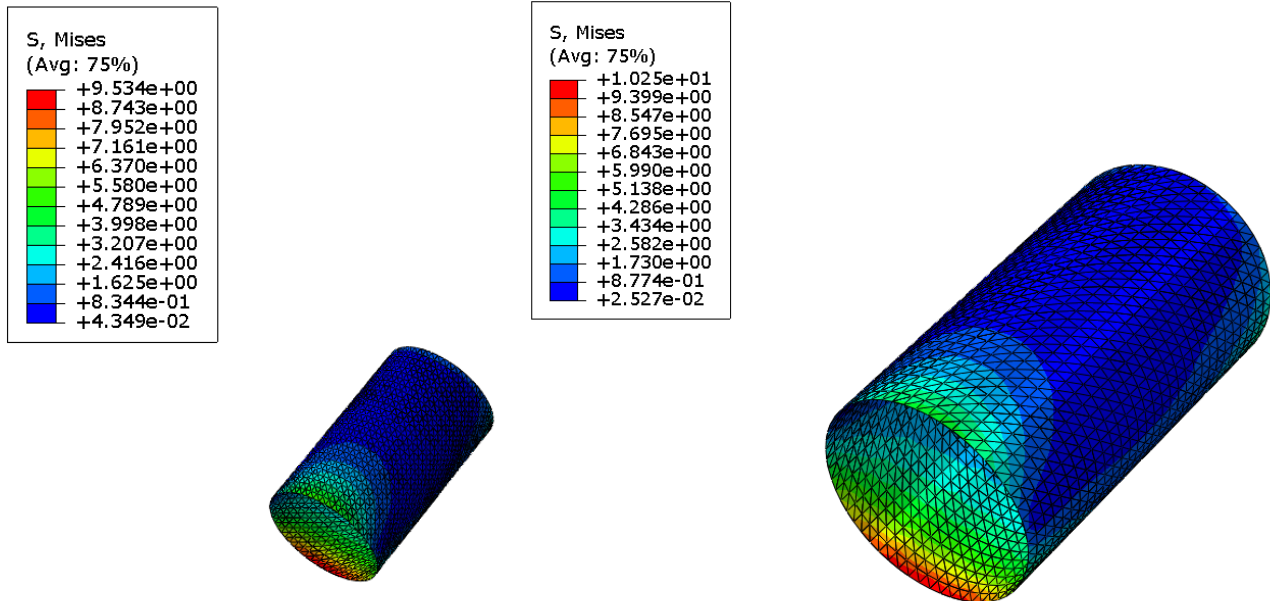
5.3.4. Statičko naprezanje na stražnjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja



Slika 68. Statičko naprezanje na stražnjem donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja

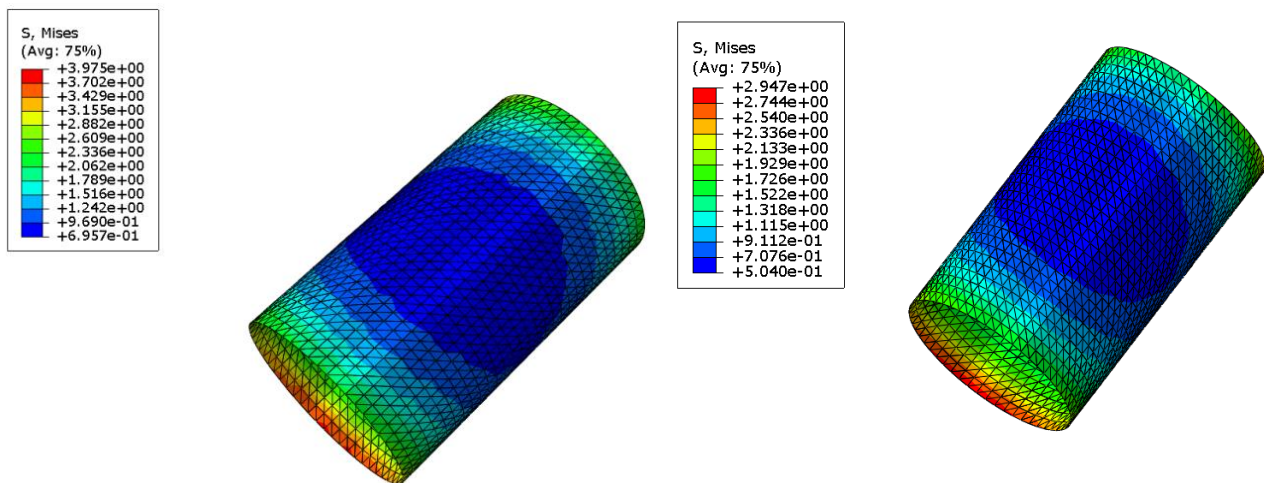
Na lijevoj strani slike 68. prikazano je statičko naprezanje elementa uslijed narinute sile. Iz slike se može zaključiti da zbrojeno naprezanje nigdje ne prelazi 165 MPa.

5.3.5. Statičko naprezanje na ljepilu u donjem sklopu vilica



Slika 69. Naprezanje na ljepilu donjeg sklopa na vanjskom prihvat

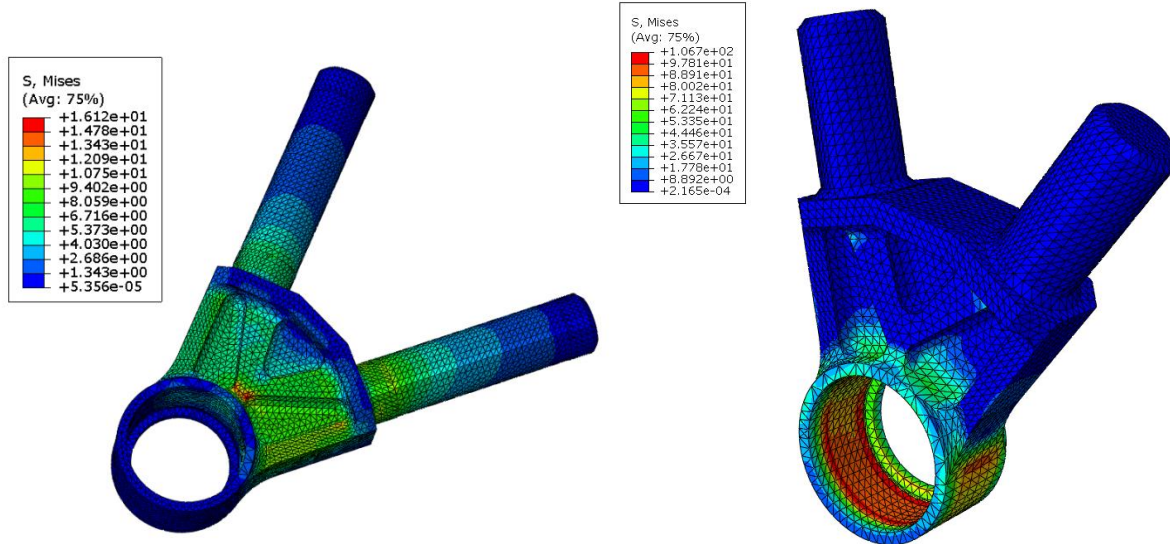
Na lijevoj strani slike 69. nalazi se prednji prihvat, a na desnoj strani stražnji prihvat. Najveća naprezanja se javljaju na donjoj strani lijepljenog spoja.



Slika 70. Naprezanje na ljepilu donjeg sklopa na unutarnjem prihvat

Kao i na slici 69, na lijevoj strani slike 80. nalazi se prednji, a na desnoj strani stražnji prihvat. Naprezanja su također najveća na donjoj strani.

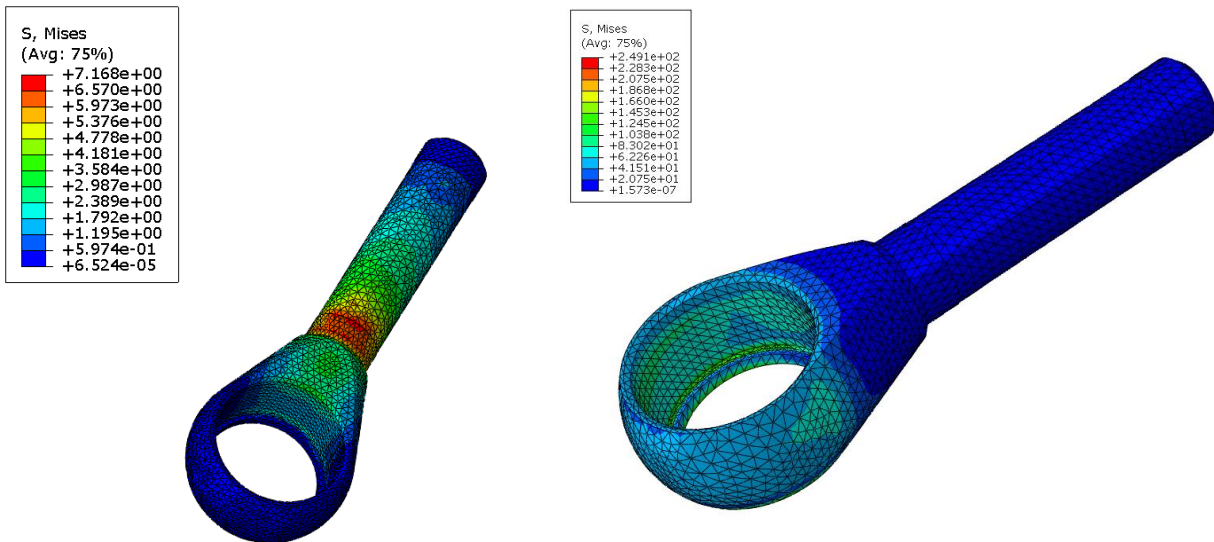
5.3.6. Statičko naprezanje gornjeg vanjskog elementa za prihvat zglobnog ležaja



Slika 71. Statičko naprezanje na gornjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja

Iz slike 71. može se zaključiti da najveće naprezanje ne prelazi 110 MPa.

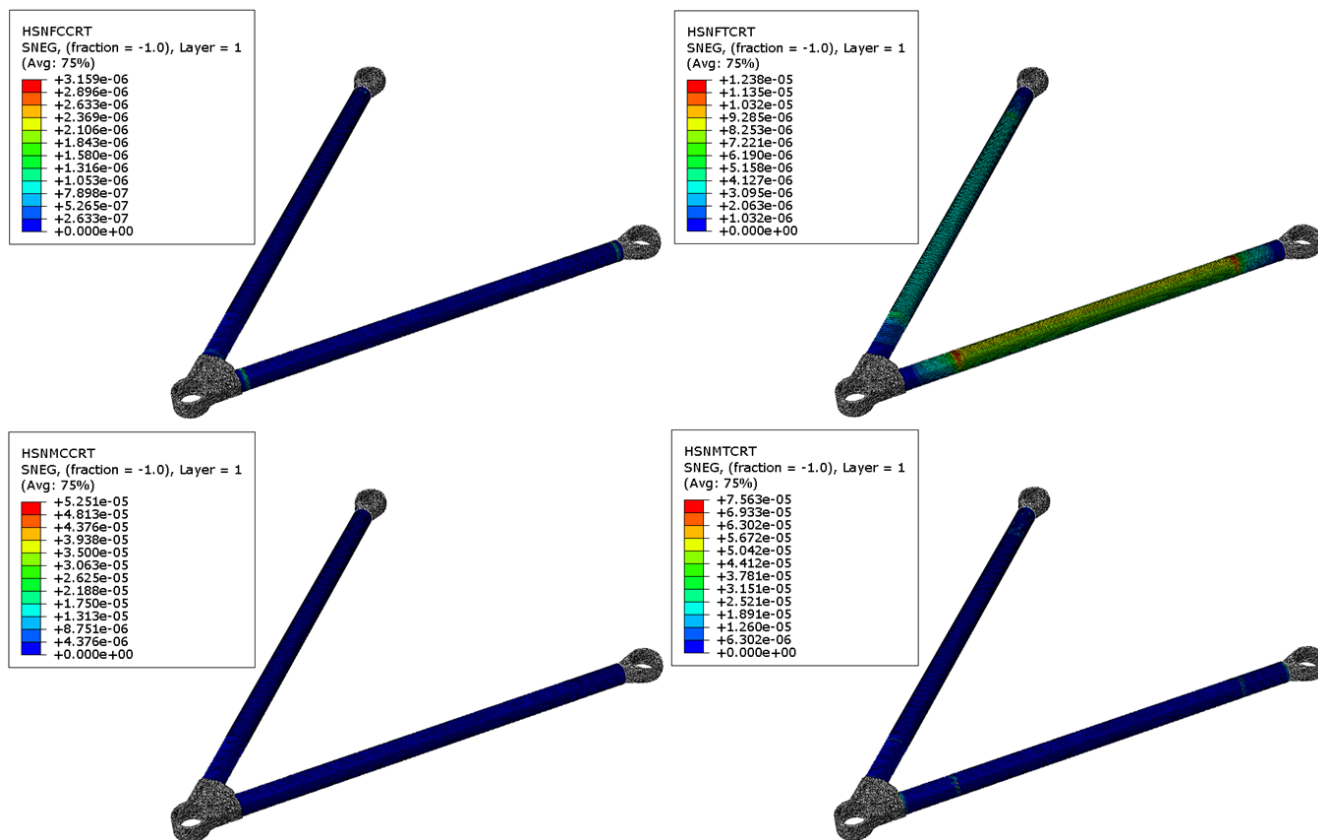
5.3.7. Statičko naprezanje na prednjem gornjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja



Slika 72. Statičko naprezanje na prednjem gornjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja

Najveće naprezanje ne prelazi 255 MPa na elementu.

5.3.8. Naprezanje na gornjim cijevima

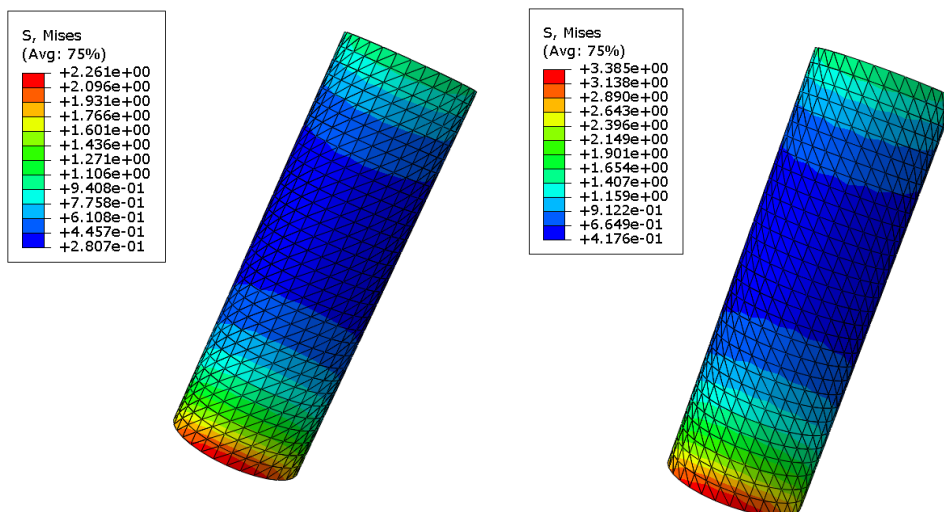


Slika 73. Statičko naprezanje na gornjim cijevima

Iz slike 73. može se vidjeti da su naprezanja na cijevima zanemarivo mala u odnosu na Hashinove kriterije čvrstoće koji su prikazani u tablicama 2. i 3.

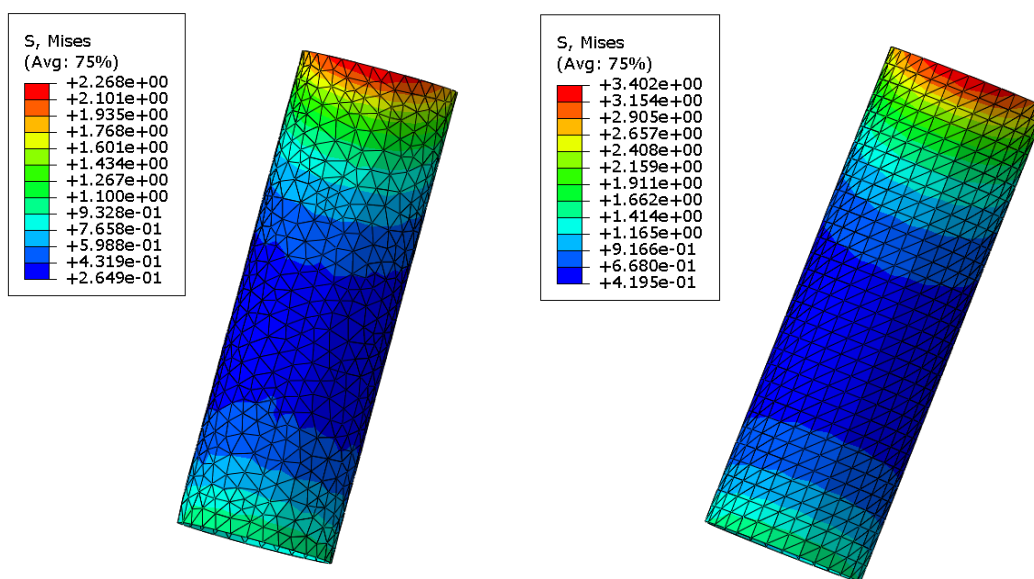
Oznaka HSNFCCRT predstavlja vlačno naprezanje u matrici, HSNFTCRT predstavlja tlačno naprezanje u matrici, HSNMCCRT predstavlja vlačno naprezanje u ojačivaču, a HSNMTCRT predstavlja tlačno naprezanje u ojačivaču.

5.3.9. Naprezanje na ljepilu u gornjem sklopu



Slika 74. Naprezanje na ljepilu gornjeg sklopa na vanjskom prihvatu

Na lijevoj strani slike 74. prikazano je ljepilo na prednjem prihvatu cijevi. Najveća naprezanja se nalaze na gornjoj strani lijepljenog spoja, u smjeru prema šasiji.



Slika 75. Naprezanje na ljepilu gornjeg sklopa na unutarnjem prihvatu

Kao i na slici 74., na lijevoj strani slike 75. prikazano je ljepilo na prednjem prihvatu. Kao i u prethodnom slučaju naprezanja su zanemarivo mala.

5.3.10. Zaključak o prikazanim rezultatima provedene statičke analize

Zbog kompleksnosti analize steznog spoja nije bilo moguće provesti analizu steznog spoja na sva tri mjesta istovremeno. Zbog toga su rezultati prikazani zasebno te aproksimativno superponirani.

Iz prikazanih rezultata može se zaključiti da naprezanja u niti jednom elementu ne dolaze iznosom niti blizu dopuštenim napreznjima za pojedine materijale od kojih je izrađen promatrani element.

Faktor sigurnosti na donjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja iznosi:

$$\frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{pv}} = \frac{505}{255} = 1.98 \quad (21)$$

Faktor sigurnosti na donjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja iznosi na elementu s većim napreznjem:

$$\frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{pv}} = \frac{505}{165} = 3.1 \quad (22)$$

Faktor sigurnosti na ljepilu s najvećim napreznjem na donjem sklopu iznosi:

$$\frac{\tau_{dop}}{\tau_{lj}} = \frac{52}{10} = 5.2 \quad (23)$$

Faktor sigurnosti na gornjem vanjskom elementu za prihvat zglobnog ležaja iznosi:

$$\frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{gv}} = \frac{505}{110} = 4.59 \quad (24)$$

Faktor sigurnosti na gornjem unutarnjem elementu za prihvat zglobnog ležaja na elementu s većim napreznjem iznosi:

$$\frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{gv}} = \frac{505}{255} = 1.98 \quad (25)$$

Faktor sigurnosti na ljepilu s najvećim napreznjem na gornjem sklopu iznosi:

$$\frac{\tau_{dop}}{\tau_{lj}} = \frac{52}{3.5} = 14.86 \quad (26)$$

Cijevi izrađene od kompozitnih materijala se promatraju prema Hashinovu kriteriju čvrstoće. Iz rezultata prikazanih vidljivo je da su naprezanja u cijevima zanemarivo mala.

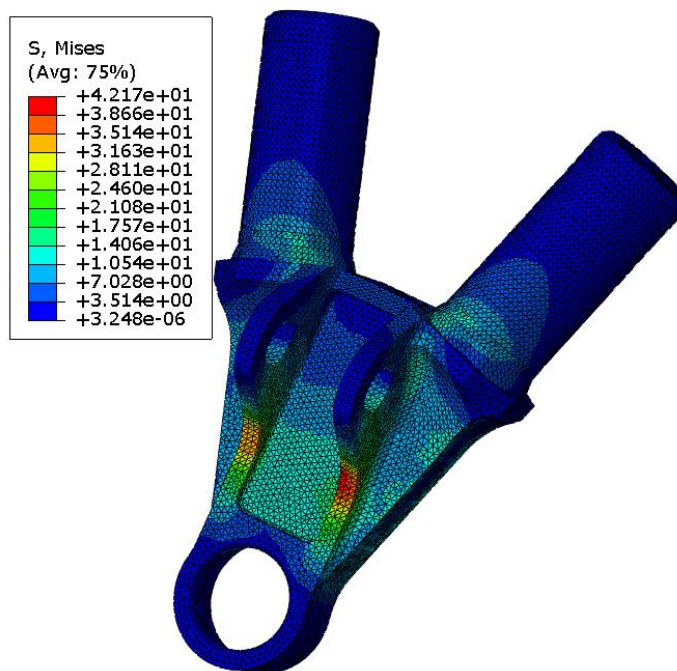
Uzevši u obzir sve prikazane faktore sigurnosti može se zaključiti da svi elementi zadovoljavaju uvjete čvrstoće.

5.4. Naprezanja zbog vožnje na *Skid pad* stazi

Opterećenja korištena u ovoj analizi prikazana su na slikama 43. i 44. Koraci su postavljeni na način da ukupan broj inkremenata u simulaciji odgovara broju podataka koji su dobiveni iz programskog paketa *MSC Adams*. Rezultati dobiveni analizom dinamike pomoću sustava više tijela su zapisani u ovisnosti o veličini koraka koja je bila korištena u simulaciji. Ta izračunata opterećenja definiraju amplitudu opterećenja koje se koristi prilikom analize pomoću konačnih elemenata. U svakom sljedećem koraku rješavač računa naprezanja s iznosom opterećenja koje odgovara tom vremenskom periodu. Kao što se može vidjeti na slikama 43. i 44. simulacija vožnje po *Skid pad* proceduri počinje nakon određenog vremenskog perioda. Dva su razloga za to; prvi je taj što je u analizi sustava više tijela potreban vremenski period za izračunavanje statičke ravnoteže sustava te ne može simulacija započeti u nekom tranzijentnom stanju, a drugi je taj što se na taj način smanjuje mogućnost velikog skoka krutosti u analizi.

Ostatak modela je definiran kao i u slučaju statičke analize.

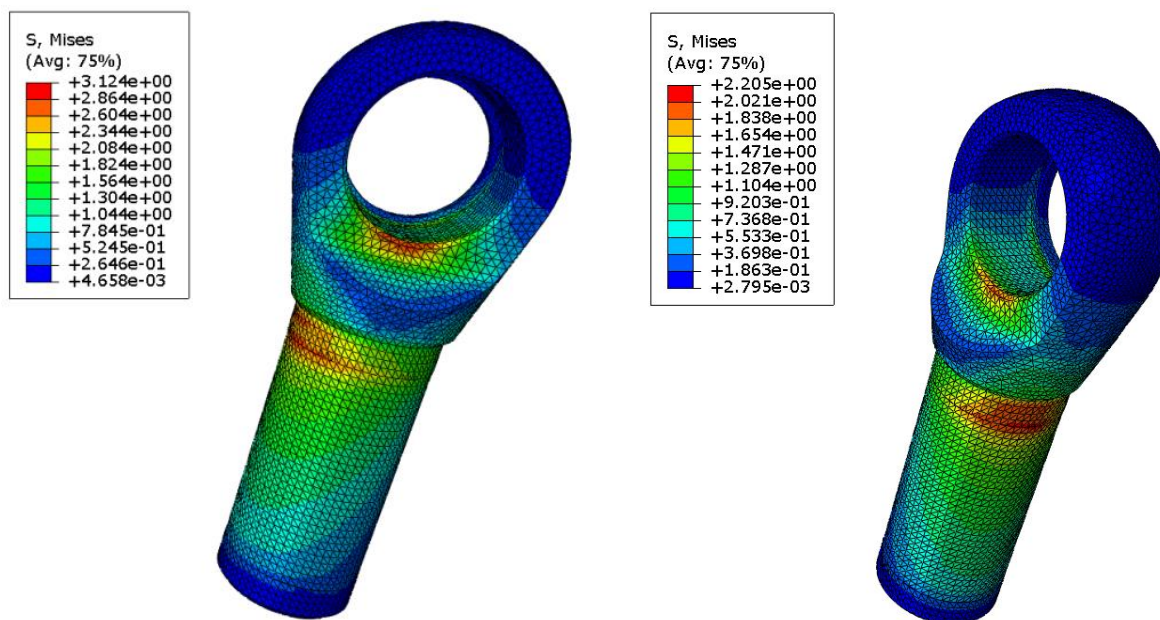
5.4.1. Naprezanja na vanjskom donjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, *Skid pad*



Slika 76. Naprezanja na vanjskom donjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, *Skid pad*

S obzirom na to da su naprezanja na cilindričnom provrtu steznog spoja zanemariva, u ovom potpoglavlju neće se prikazati usporedni iznos naprezanja uslijed steznog spoja i opterećenja koja nastaju kao posljedica vožnje proračunskog modela po *Skid pad* stazi. Naprezanja na cilindričnom spoju ne prelaze iznos od 1.5 MPa, dok se najveća naprezanja javljaju na područjima koji su prikazani na slici 76.

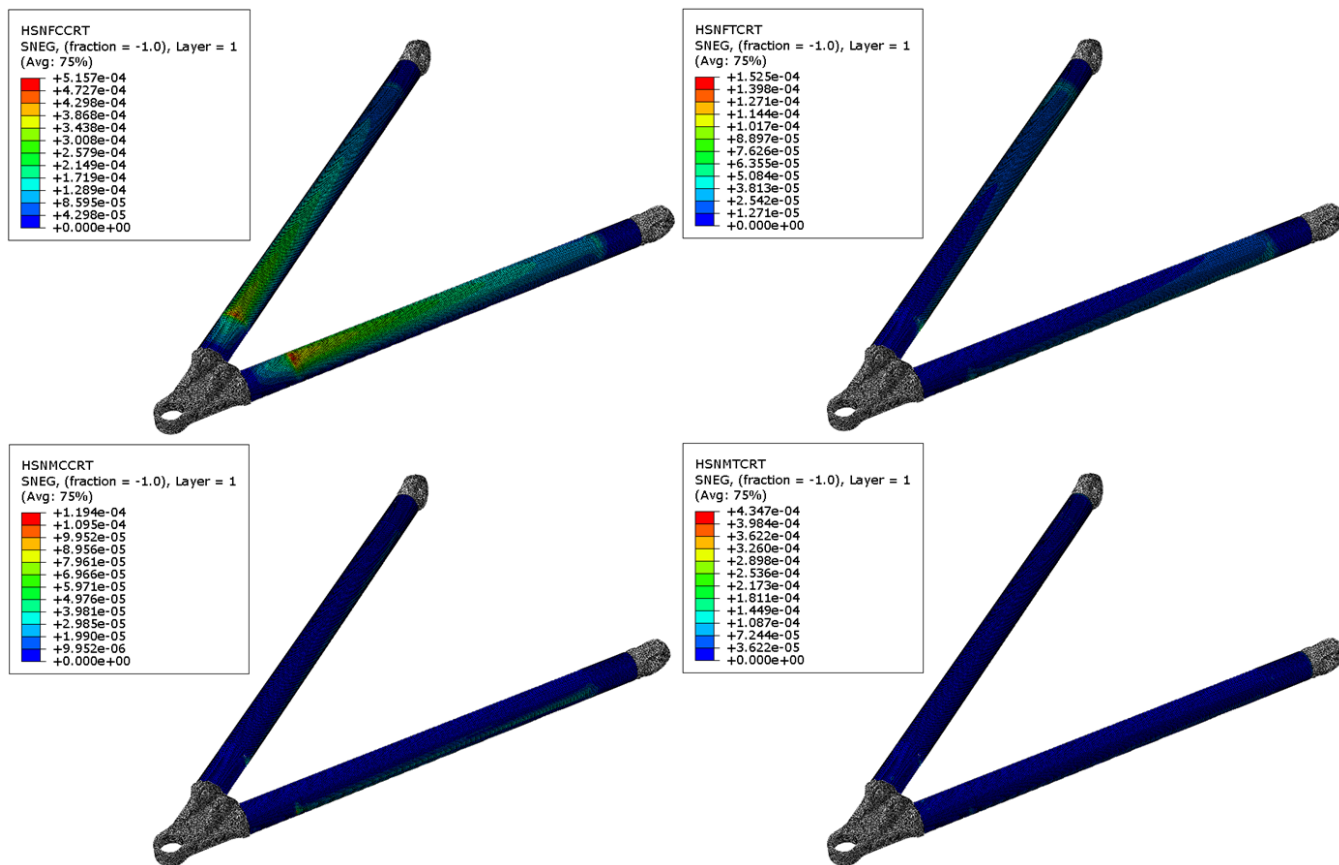
5.4.2. Naprezanja na donjim unutarnjim elementima za prihvat zglobnog ležaja, *Skid pad*



Slika 77. Naprezanja na donjim vanjskim elementima za prihvat zglobnog ležaja, *Skid pad*

Iz slike 77. može se zaključiti da su naprezanja na unutarnjim prihvratima zanemariva na svim presjecima modela. Na lijevoj strani je prikazan prednji prihvat.

5.4.3. Naprezanja na cijevima donjeg sklopa, Skid pad

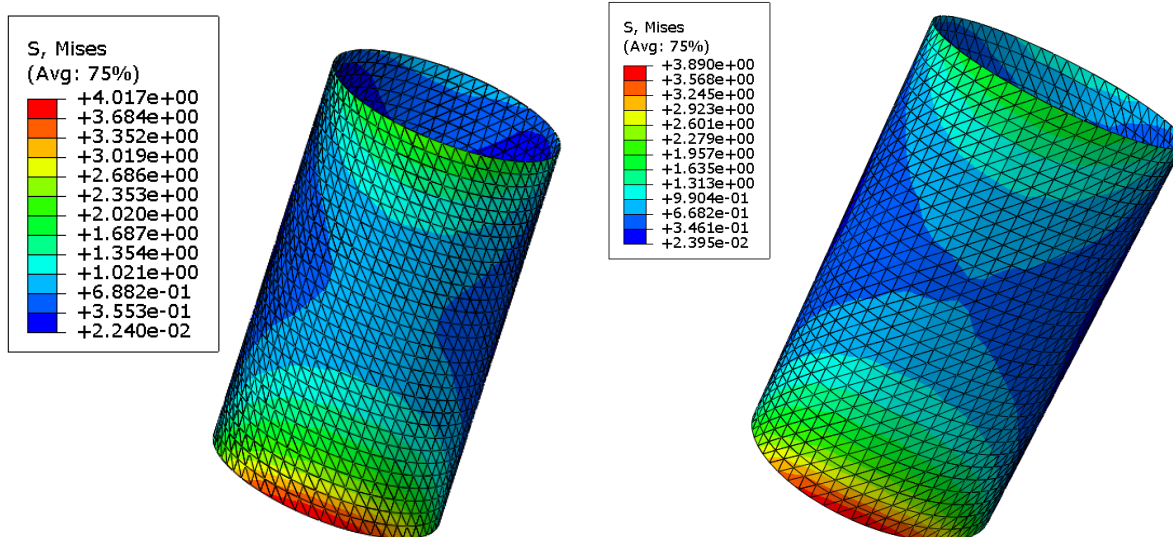


Slika 78. Naprezanja na cijevima donjeg sklopa, Skid pad

Iz slike 78. može se zaključiti da su naprezanja također zanemariva na cijevima sklopa.

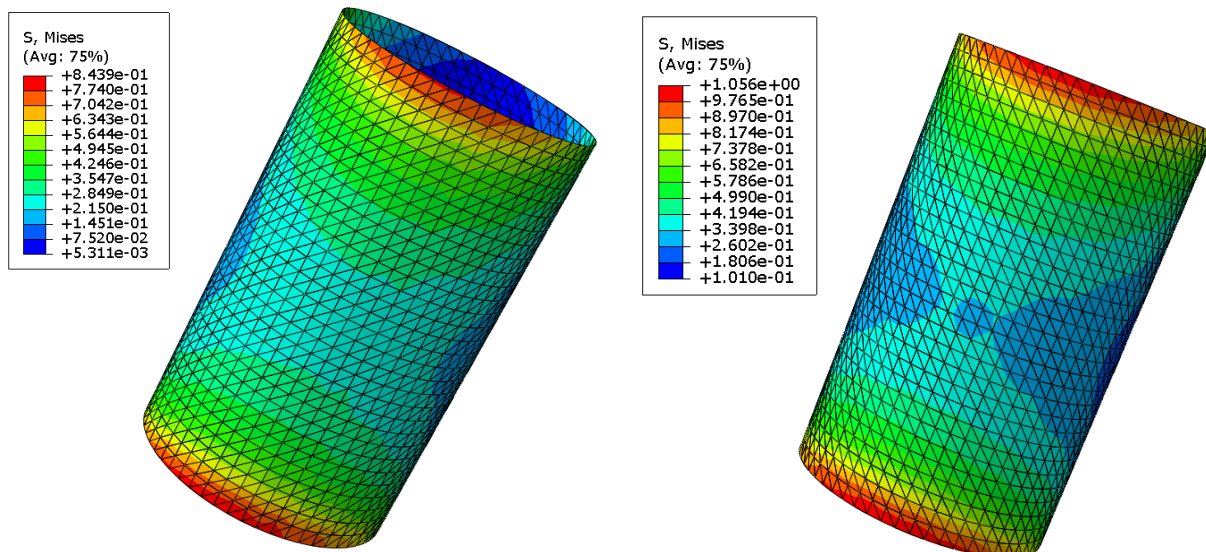
Oznaka HSNFCCRT predstavlja vlačno naprezanje u matrici, HSNFTCRT predstavlja tlačno naprezanje u matrici, HSNMCCRT predstavlja vlačno naprezanje u ojačivaču, a HSNMTCRT predstavlja tlačno naprezanje u ojačivaču.

5.4.4. Naprezanja na modelima ljepila donjeg sklopa, Skid pad



Slika 79. Naprezanja na vanjskim modelima ljepila donjeg sklopa, Skid pad

Na lijevoj strani slike 79. prikazan je prihvat koji se nalazi na prednjoj strani. Može se zaključiti da su naprezanja koja nastaju u ovom slučaju unutar granica dopuštenih naprezanja.



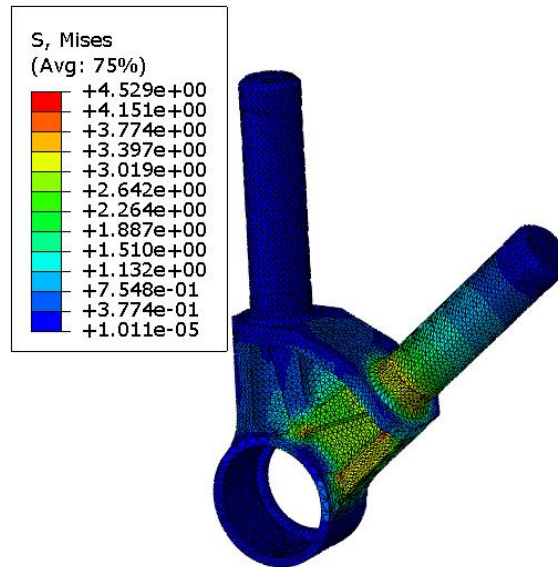
Slika 80. Naprezanja na unutarnjim modelima ljepila donjeg sklopa, Skid pad

Kao i u prethodnom slučaju, lijeva strana slike 80. predstavlja prednji model. Iznosi naprezanja su zanemariva u slučaju unutarnjih spojeva.

5.4.5. Zaključak o naprezanjima na donjem sklopu uslijed simuliranja vožnje na Skid pad proceduri

Iz prikazanih rezultata može se zaključiti da naprezanja nigdje ne prelaze dopuštene iznose te da su faktori sigurnosti razmjerno veliki. Podloga s kojom je provedena simulacija je idealno glatka što znači da nema dodatnih podražaja i opterećenja uslijed nesavršenosti. Zbog toliko faktora koji nisu uzeti u obzir su mala naprezanja zadovoljavajućeg iznosa te nije preporučljivo ulaziti u proces optimizacije zbog dodatne uštede na masi. S obzirom na vrlo mali radijus zakrivljenosti putanje kojom se giba vozilo nije moguće ostvariti velike akceleracije zato što bi za to trebalo kutno ubrzavati vozilo oko njegove vertikalne osi što bi dovelo do gubitka stabilnosti vozila. Zbog ovako malih iznosa naprezanja vrijede faktori sigurnosti iz statičke analize kao najkritičniji slučajevi.

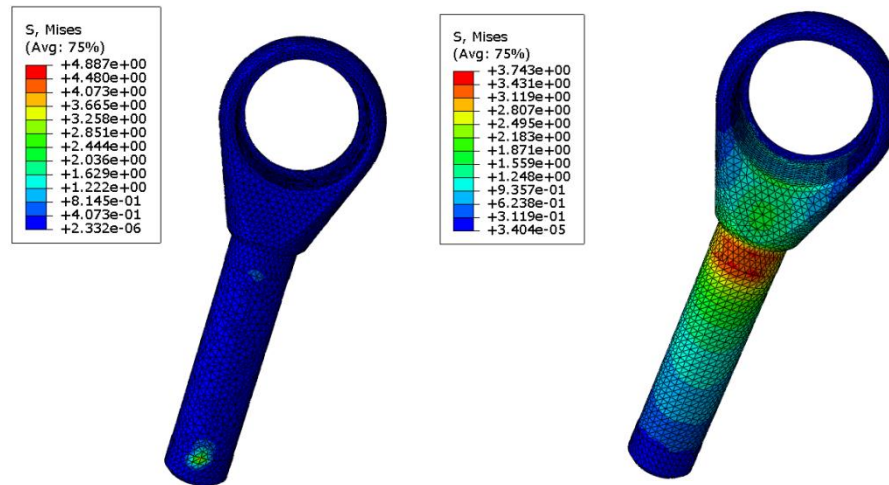
5.4.6. Naprezanja na vanjskom gornjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, *Skid pad*



Slika 81. Naprezanja na vanjskom gornjem elementu za prihvat zglobnog ležaja, *Skid pad*

Kao i u slučaju prikazivanja naprezanja uslijed vožnje po *Skid pad* proceduri na donjoj vilici i u slučaju gornjeg sklopa prikazana su naprezanja koja nastaju uslijed vožnje po zadanoj proceduri. Naprezanja na cilindričnom provrtu su zanemariva uslijed vožnje te je ukupan iznos naprezanja na tom području jednak naprezanju uslijed steznog spoja. Također, iz slike se može zaključiti da su naprezanja zanemariva u odnosu na dopušteno naprezanje materijala od kojeg je element izrađen.

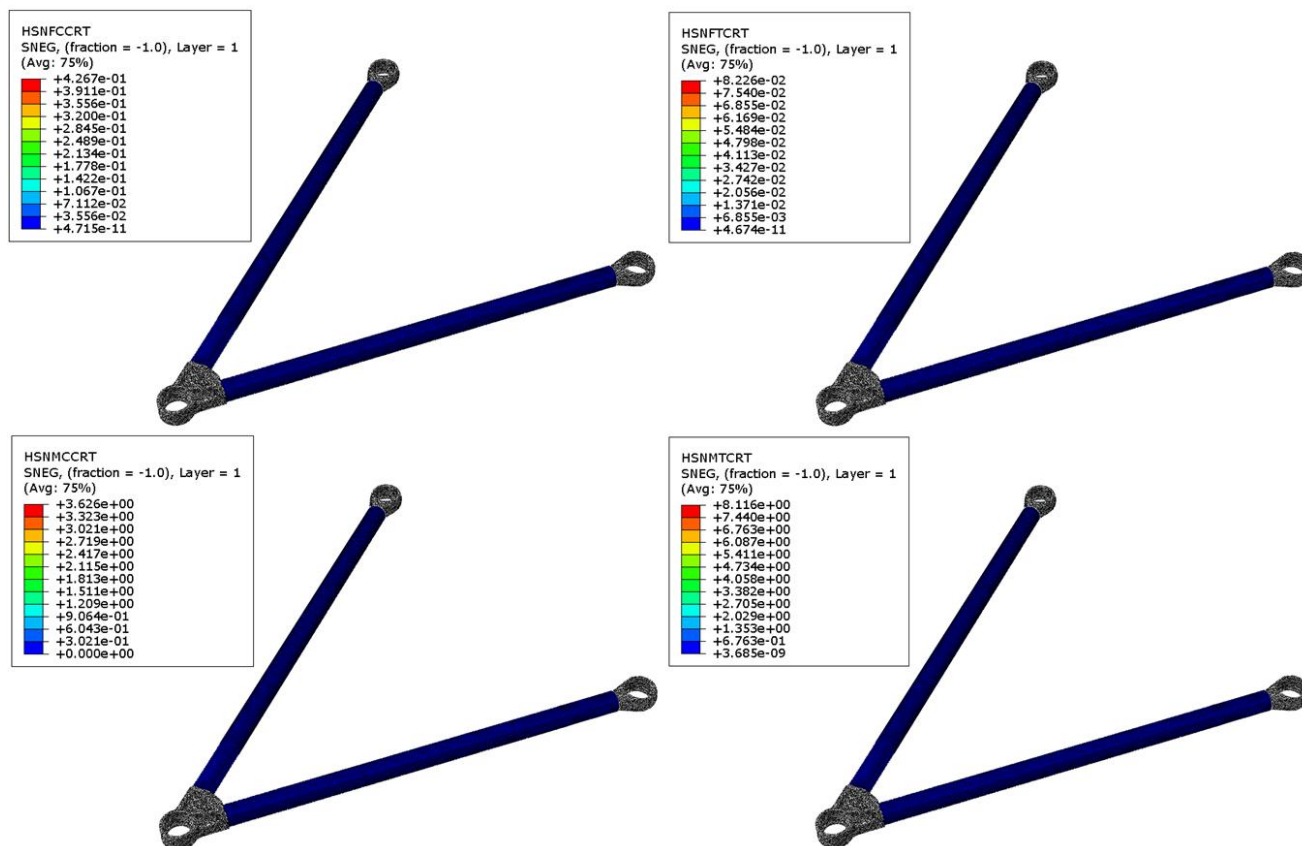
5.4.7. Naprezanja na gornjim unutarnjim elementima za prihvat zglobnog ležaja, Skid pad



Slika 82. Naprezanja na gornjim unutarnjim elementima za prihvat zglobnog ležaja, *Skid pad*

Na lijevoj strani slike 82. prikazan je prednji prihvat. Kao i u potpoglavlju 5.3.6 i u ovom potpoglavlju se ne prikazuju naprezanja uslijed steznog spoja iz istog razloga. Može se zaključiti da su ostala naprezanja zanemarivo mala u odnosu na čvrstoću materijala.

5.4.8. Naprezanja na cijevima gornjeg sklopa, Skid pad

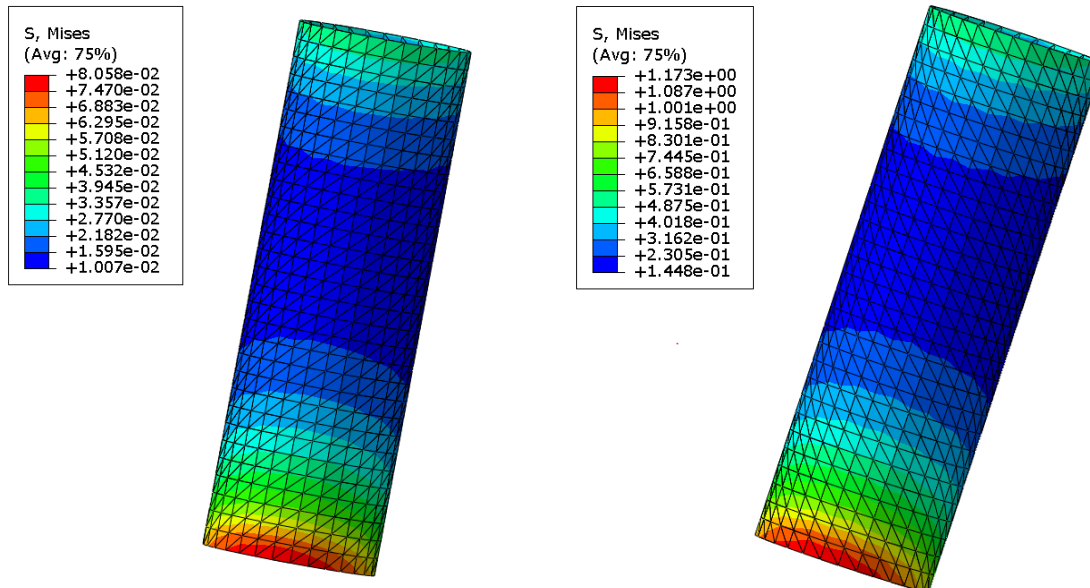


Slika 83. Naprezanja na cijevima gornjeg sklopa, Skid pad

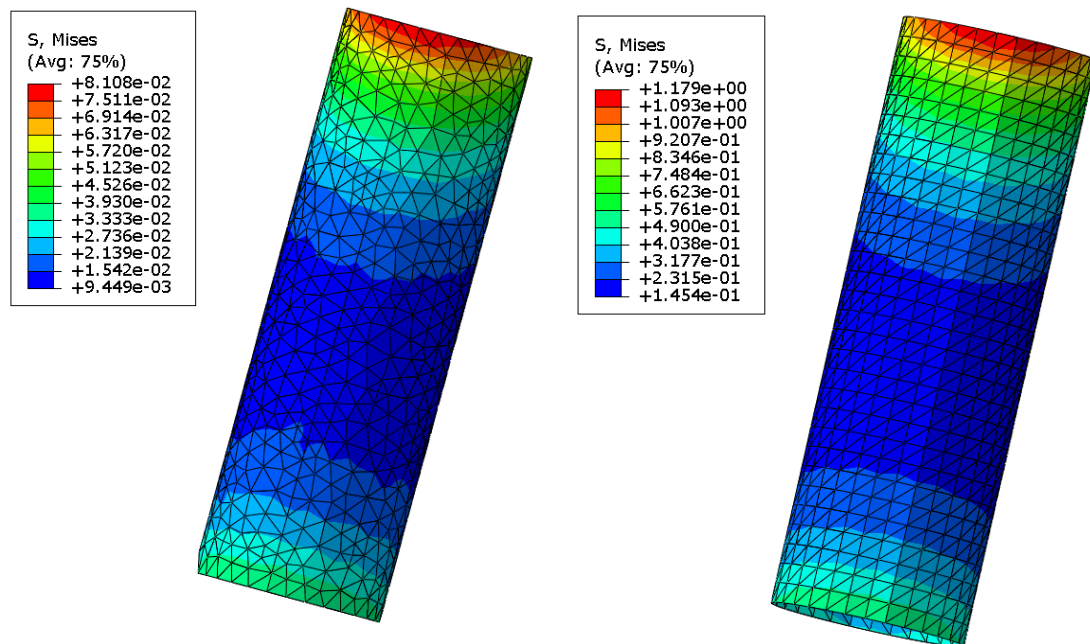
Na lijevoj strani na slici 83. prikazana je prednja cijev u sklopu. Iz slike se može zaključiti da su naprezanja zanemarivog iznosa u odnosu na dopušteno naprezanje materijala.

Oznaka HSNFCCRT predstavlja vlačno naprezanje u matrici, HSNFTCRT predstavlja tlačno naprezanje u matrici, HSNMCCRT predstavlja vlačno naprezanje u ojačivaču, a HSNMTCRT predstavlja tlačno naprezanje u ojačivaču.

5.4.9. Naprezanja na modelima ljepila gornjeg sklopa, Skid pad



Slika 84. Naprezanja na vanjskim modelima ljepila gornjeg sklopa, Skid pad



Slika 85. Naprezanja na unutarnjim modelima ljepila gornjeg sklopa, Skid pad

Na slikama 85. i 86. na lijevoj strani je prikazan model ljepila koji se u sklopu nalazi na prednjoj strani. Iz slika se može zaključiti da je naprezanje nastalo vožnjom vozila po *Skid pad* proceduri zanemarivo u odnosu na čvrstoću materijala.

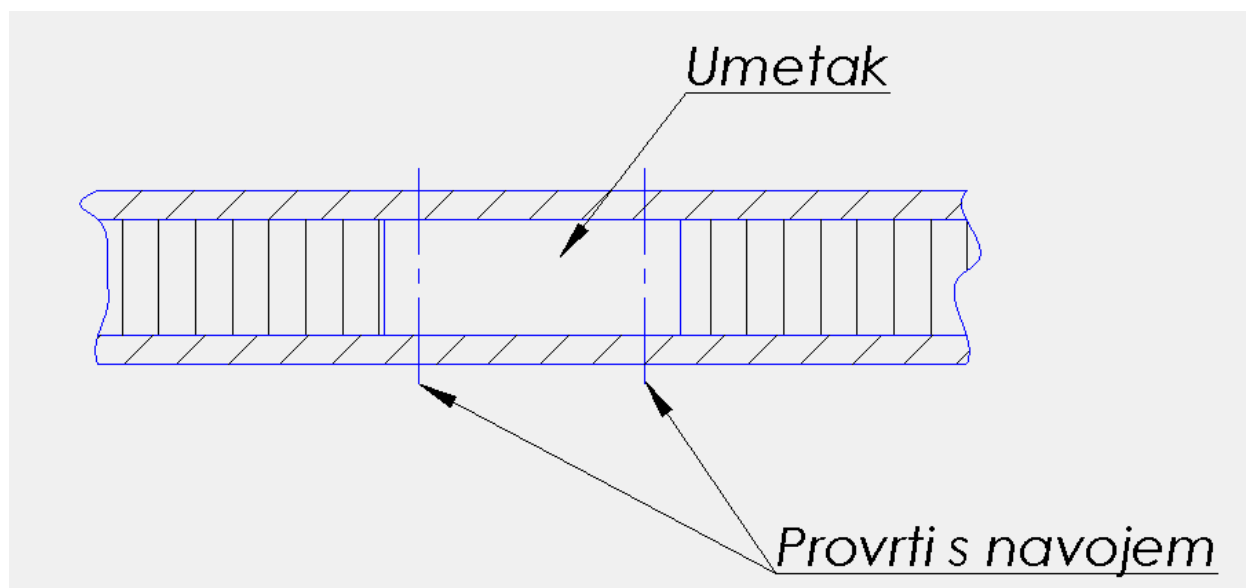
5.4.10. Zaključak o napreznjima na gornjem sklopu uslijed simuliranja vožnje na *Skid pad* proceduri

Prikazani rezultati provedene analize s opterećenjem izračunatim simuliranjem vožnje po *Skid pad* proceduri može se zaključiti da su napreznja zanemarivog iznosa u odnosu na čvrstoću pripadajućih materijala. Dodatan faktor koji u ovom slučaju treba uzeti u obzir je krutost sustava. Velikim smanjenjem dimenzija elemenata bi se narušila krutost sklopa. Smanjenjem krutosti sklopa postoji opasnost od havarije zbog izvijanja te se narušava kinematika ovjesa. Kinematika ovjesa je točno proračunata kako bi se ostvarilo što bolje vođenje kotača po podlozi. Dobro vođenje kotača po podlozi podrazumijeva da je kotač u što je većoj mogućoj mjeri okomit na podlogu. Dodatnim smanjenjem dimenzija krutost sklopa bi se značajno smanjila i došlo bi do gubitka performansa u mjeri koja se ne može nadoknaditi smanjenjem mase koje bi se ostvarilo tim smanjenjem dimenzija.

I u slučaju napreznja na gornjem sklopu prilikom vožnje na *Skid pad* stazi vrijede isti zaključci kao i za donji sklop.

5.5. Izvijanje

Osim proračuna na čvrstoću, proveden je i proračun na izvijanje. Kriterij za određivanje kritične sile izvijanja je bio umetak koji se nalazi u šasiji. Šasija vozila je sendvič konstrukcija koja se sastoji od aluminijskih saća koje čine jezgru kompozita, a vanjski slojevi su izrađeni od kompozitnih materijala. Umetak služi za prihvat vijčanih spojeva koji vežu ovjes i ostale elemente za šasiju. Umetci su raspoređeni unutar šasije prema geometrijskim zahtjevima sklopova koji se na njih vežu. Na slici 86. shematski je prikazan primjer umetka s pretjeranim dimenzijama kako bi se pojednostavnio prikaz.



Slika 86. Shematski prikaz umetaka u šasiji

Umetci u šasiji su projektirani da izdrže opterećenje od 10 kN pa je to ujedno i kriterij za kritičnu silu izvijanja na vilicama.

Analiza je provedena u programskom paketu *Abaqus* korištenjem modelom proračuna predefiniranim za provođenje analize na izvijanje. U analizi je korištena dulja donja i dulja gornja cijev zato što je veća duljina podložnija izvijanju. S obzirom na to da se lijepljeni spoj nalazi na unutarnjoj strani cijevi i ima svoju konačnu duljinu pretpostavljen je model izvijanja s uklještenjem na obje strane za koju vrijede jednačbe:

$$F_k = \pi^2 \frac{EI_{min}}{l_0^2}, \quad (27)$$

$$l_0 = 0.5l, \quad (28)$$

gdje je:

F_k – kritična sila izvijanja,

E – Youngov modul elastičnosti,

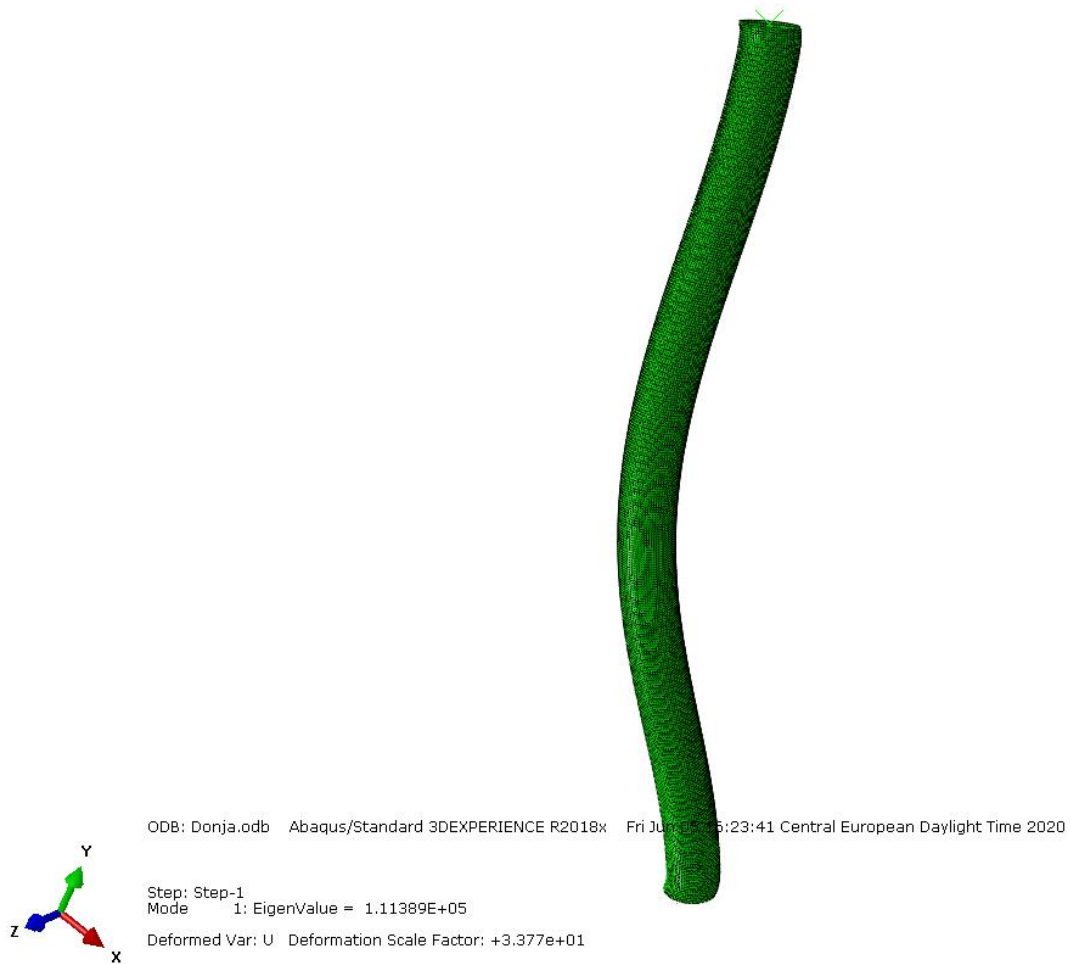
I_{min} – najmanji aksijalni presjek tromosti,

l_0 – slobodna duljina izvijanja,

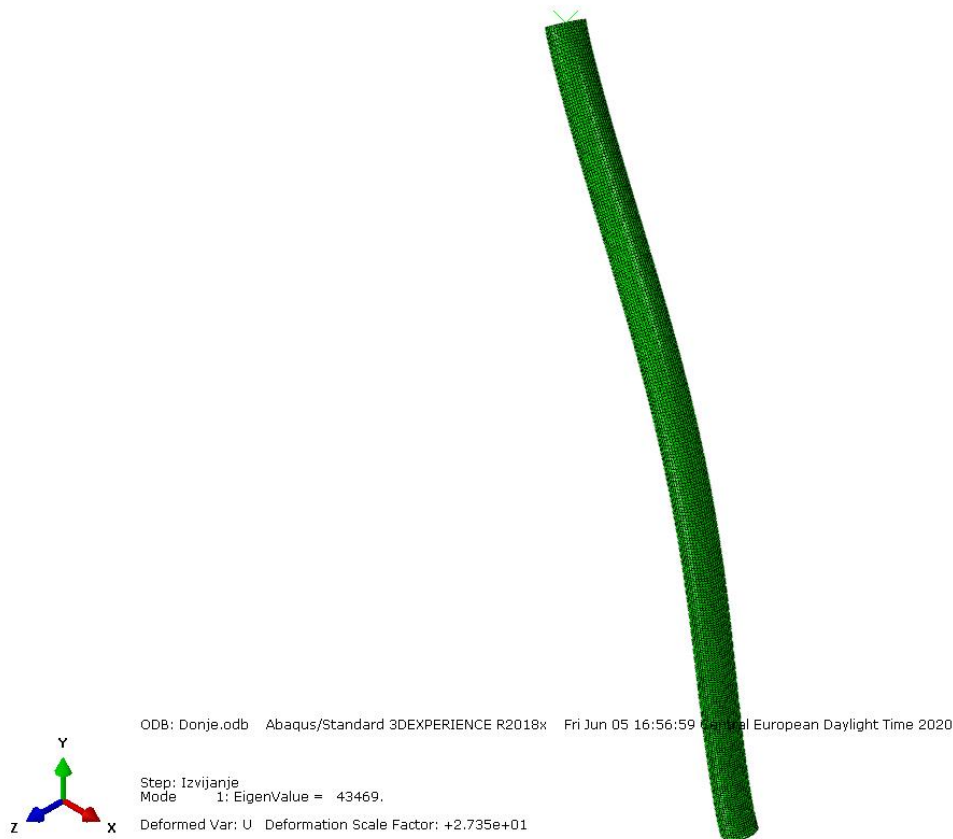
l – duljina cijevi.

S obzirom na to da je provedena linearna analiza izvijanja korišten faktor sigurnosti iznosi 3.

Na slikama 87. i 88. prikazani su rezultati provedene analize.



Slika 87. Rezultati provedene analize na izvijanje na donjoj cijevi



Slika 88. Rezultati provedene analize na izvijanje na gornjoj cijevi

Na prikazanim slikama 87. i 88. termin „*EigenValue*“ predstavlja vlastitu vrijednost na kojoj sustav gubi stabilnost, odnosno kritičnu silu izvijanja. Ta vrijednost podijeljena s faktorom sigurnosti mora biti veća od dopuštene sile kako bi uvjet bio zadovoljen. Vrijedi izraz:

$$\frac{\text{Vlastita vrijednost}}{S} \geq 10000. \quad (29)$$

Uvrštavanje dobivenih vrijednosti dobiva se iznos:

$$\frac{1.1389 * 10^5}{3} = 37963.33 > 10000, \quad (30)$$

$$\frac{43469}{3} = 14489.67 > 10000. \quad (31)$$

Iz jednadžbi (24) i (25) se zaključuje da odabrani presjek zadovoljava uvjete krutosti na izvijanje.

6. ZAKLJUČAK

Korištenjem vilica ovjesa koje su izrađene od kompozitnih materijala može se doći do značajne uštede neovješene mase te do uštede ukupne mase vozila. Smanjenjem neovješene mase smanjuje se utjecaj osciliranja neovješene mase, a samim time i na stabilnost vozila u širem rasponu frekvencija, a smanjenjem ukupne mase moguće je ostvariti bolje performanse vozila u sportskom načinu vožnje. Smanjenjem mase smanjuje se centrifugalna sila koja djeluje na auto prilikom vožnje zakrivljenim putanjama, a posljedica toga je da lakše vozilo može istu zakrivljenu putanju proći s većom brzinom nego teže vozilo, što je krajnji cilj prilikom projektiranja sportskog vozila.

Provedeni proračun pokazao je da su u dva kritična režima vožnje faktori sigurnosti iznimno veliki te da dimenzije konstrukcije zadovoljavaju uvjete čvrstoće. U procesu konstruiranja nije se ulazilo u daljnje optimizacije dimenzija presjeka zato što su opterećenja dobivena iz idealiziranih slučajeva – podloga na kojoj je provedena simulacija s modelom vozila je savršeno glatka, nije bilo aproksimacija rupa, prelaska preko prepreka. Proces vožnje je simuliran sa savršenim vozačem koji savršeno prati putanju. Uzeto je u obzir da prilikom vožnje u stvarnim situacijama može doći do nepredvidivih situacija u kojima može doći do nekontroliranog gibanja vozila proklizavanjem nakon gubitka stabilnosti. Sve navedeno su slučajevi gdje bi stvarno naprezanje moglo narasti znatno više od izračunatih vrijednosti – posljedica toga je korištenje dimenzija s izračunatim velikim faktorima sigurnosti. Osim toga, postoje 3 kritična mjesta gdje može doći do havarije sklopa. Kao što je to vidljivo na gornjem sklopu, kritična je stabilnost pri izvijanju. Naprezanja su iznimno mala u svim komponentama zbog toga što je korišten veći presjek cijevi nego je prema čvrstoći potrebno kako bi se zadovoljili svi uvjeti. Na donjem sklopu kritično mjesto je lijepljeni spoj. Naprezanja su relativno mala u cijelom sklopu, uvjet na izvijanje je zadovoljen s višestrukim faktorom sigurnosti dok je faktor sigurnosti na ljepilu relativno nizak. Na prihvatnim elementima na oba sklopa kritično mjesto predstavlja stezni spoj koji uzrokuje velika naprezanja. Naprezanja koja nastaju na prihvatnim elementima uslijed opterećenja su zanemarivo mala.

Uzimajući u obzir sve dosad navedeno u ovom poglavlju, zaključuje se da predložene dimenzije sklopa zadovoljavaju sve uvjete čvrstoće zadane provedenim simulacijama vožnje sustava više tijela vozila te da je fizikalno opravdano korištenje predloženih materijala u svrhu ostvarivanja

što je moguće boljih performansi vozila u sportskom načinu vožnje na natjecanjima Formula student momčadi.

7. LITERATURA

- [1] Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale PA
- [2] William F. Milliken, Douglas L. Milliken, Race Car Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale PA
- [3] Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini, Vehicle Dynamics Modeling and Simulation, 2nd Edition, Springer
- [4] Massimo Guiggiani, The Science of Vehicle Dynamics – Handling, Braking, and Ride of Road and Race cars, Second Edition, Springer
- [5] Hans B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamics, Delft University of Technology, 2005.
- [6] Lulić, Ormuž, Šagi, Motorna Vozila, podloge s predavanja, 2017./2018.
- [7] Tomislav Filetin, Franjo Kovačiček, Janez Indof, Svojstva i primjena materijala, Zagreb, 2011.
- [8] Jurica Sorić, Metoda konačnih elemenata, Zagreb, 2004.
- [9] Ivo Alfirević, Nauka o čvrstoći, Zagreb, 1989.
- [10] Federico Paris, A Study of Failure Criteria of Fibrous Composite Materials, George Washington University, 2001.
- [11] Rodobal catalogue, <https://www.giefferacing.com/repository/RODOBAL2.pdf>
- [12] Loctite catalogue, http://www.industrial-gp.ro/media/22371/loctite_9497_-_en.pdf
- [13] Dan Gleich, Stress Analysis of Structural Bonded Joints, Imperial College, Guildford UK, 2002.
- [14] Analysis of Composite Materials with Abaqus, DS Simulia
- [15] Adams help, MSC Adams
- [16] Bogdan Kraut, Krautov strojarski priručnik, Sajema, Zagreb 2009.
- [17] Karl-Heinz Decker, Elementi strojeva, Golden marketing – tehnička knjiga, Zagreb 2006.
- [18] Abaqus Analysis User's Guide
- [19] Giancarlo Genta, Lorenzo Morello, The Automotive Chassis, Volume 1: Components Design, Springer, 2009.
- [20] MIT Abaqus Users Guide