

# *UNIVERSITETI HASAN PRISHTINA*

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

STUDIMET MASTER



## TEMA E MASTERIT

**Tema: “ANALIZA DINAMIKE E VINÇIT GJYSMËPORTAL  
ME KAPACITET BARTËS PREJ 6.3 TON”**

**Mentori:**

*Prof. Dr. Ilir Doci*

**Kandidati:**

*Albert Isufi*

**Prishtinë, 2018**



**PËRMBAJTJA**

1.	Hyrje	3
2.	Kapitulli I ..... Dinamika teorike e vinçit të repartit	5
3.	Kapitulli II .... Karakteristikat teknike të vinçit gjysmëportal të repartit	14
4.	Kapitulli III ... Llogaritjet statike të vinçit gjysmëportal	16
5.	Kapitulli IV .... Modelimi i pjesëve të vinçit me softverin Inventor	24
6.	Kapitulli V ..... Analiza e forcave dhe momenteve të pjesëve kryesore të vinçit gjatë ngritjes së ngarkesës	29
7.	Kapitulli VI .... Analiza e forcave dhe momenteve të pjesëve kryesore të vinçit gjatë lëshimit të ngarkesës	43
8.	Kapitulli VII .... Analiza e sforcimeve, deformimeve dhe zhvendosjeve të pjesëve kryesore të vinçit gjatë proceseve të punës	47
9.	Përfundimi ..... 59	
10.	Literatura ..... 61	

## HYRJE

Në këtë punim kemi marrë për analizë vinçin gjysmëportal i prodhuar nga firma "SAMO" nga Italia i cili është i montuar në repartin e Konstruksioneve metalike të IMK-së në Ferizaj në vitin 2016. Tipi i vinçit M4483, të dhënat teknike janë marrë nga manualët dhe shënimet e prodhuesit Samo: peshëngritja, shpejtësia e ngritjes së peshës, shpejtësia e karrocës, shpejtësia e vinçit, dimensionet e trarëve kryesor, dimensionet e rrotëve, etj, janë të paraqitura edhe në literaturë.

Shënimet tjera për realizimin e punimit të temës janë marrë me matjet e realizuara në vinç siq janë: dimensionet e konstruksionit metalik (trarët e bazamentit, trarët anësorë dhe trarët e sipërm), dimensionet e karrocës dhe binarëve të karrocës, dimensionet e binarëve, dimensionet e mekanizmit të ngritjes (makaratë, çengeli, litari, tamburi), hapësira punuese, lartësia e ngritjes. Për analizë sa më të detajizuar të vinçit, do të modelohet i tërë vinçi me anë të softverit për modelim Autodesk Inventor, ndërsa simulimet dhe përfitimet e rezultateve do të bëhen me anë të softverit SimWise 4D.

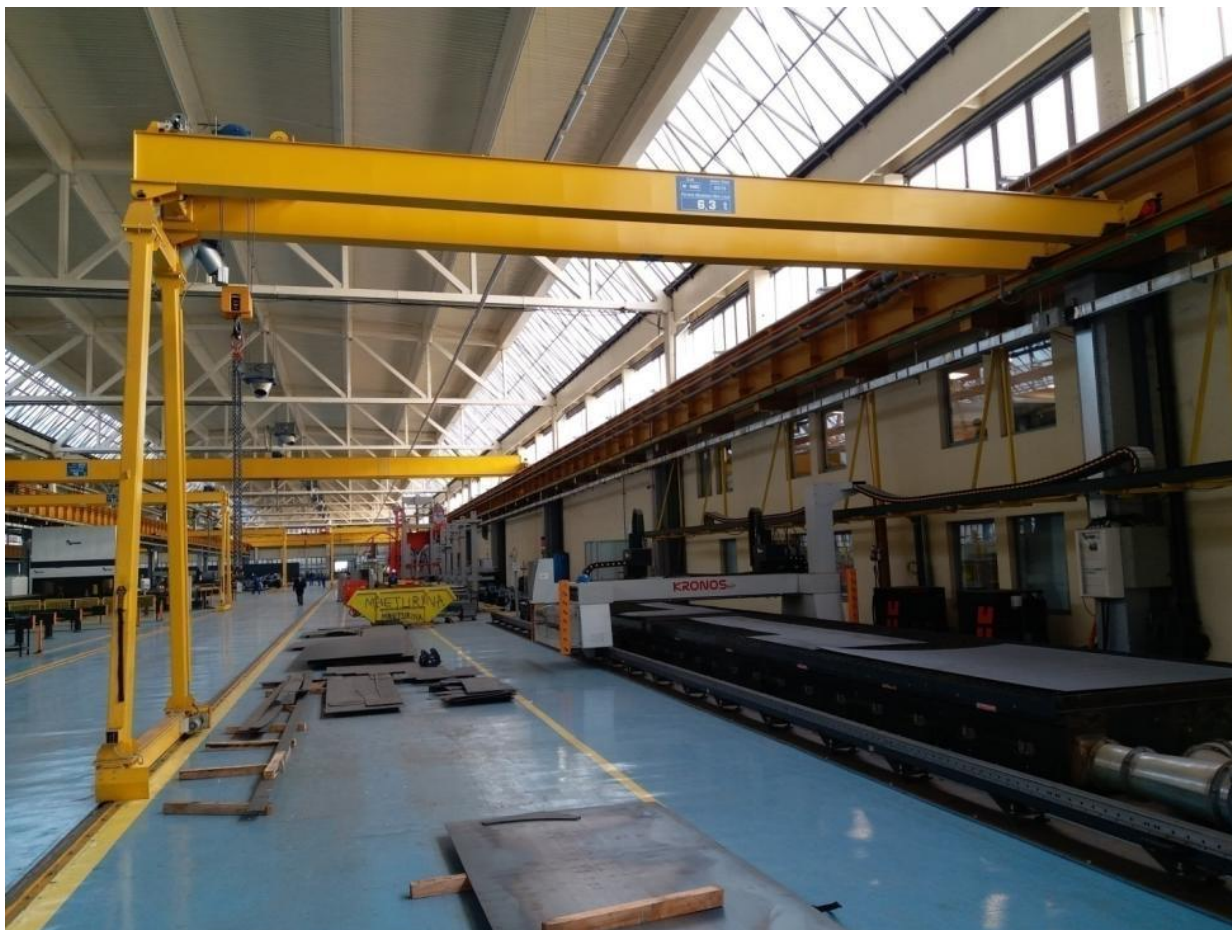


Fig. 1. Vinçi gjysmëportal i shqyrtuar në punim

## Identifikimi dhe përshkrimi i problemit

Me ndihmën e softverit *SimWise 4d* do të bëhet simulimi i vinçit të modeluar paraprakisht. Ky softver është i avansuar për analiza dinamike të sistemeve makinerike dhe jep mundësi për hulumtim të mirëfilltë shkencor për këtë lloj të vinçit nga aspekti i analizës dinamike.

Rezultatet e fituara do të jepen në formë të grafikëve ku paraqitet shpërndarja e forcave, momenteve, sforcimeve, deformimeve dhe zhvendosjeve si dhe në formë të shpërndarjes sipërfaqësore të parametrave të sforcimeve dhe deformimeve.

### *Në analizën dinamike të vinçit gjysmëportal do të analizohen:*

1. - Analiza e litarëve gjatë ngritjes së ngarkesës maksimale
1. - Analiza e litarëve gjatë lëvizjes së karrocës me ngarkes maksimale
2. - Analiza e litarëve gjatë lëvizjes drejtëvizore të vinçit gjysmëportal me ngarkesë maksimale
3. - Forca në dy mbështetësit anësor gjatë ngritjes së ngarkesës
4. - Forca në dy mbështetësit gjatë lëvizjes së karrocës me ngarkes maksimale
5. - Forca në dy mbështetësit gjatë lëvizjes drejtëvizore të vinçit gjysmëportal me ngarkesë maksimale
6. - Sforcimet në dy trarët e sipërm të vinçit gjatë ngritjes së ngarkesës maksimale
7. - Sforcimet në dy trarët e sipërm të vinçit gjatë lëvizjes së karrocës me ngarkesë dhe
8. - Sforcimet e dy trarëve të sipërm gjatë lëvizjes drejtëvizore të vinçit me ngarkesë maksimale.
9. Me realizimin e kësaj analize do të kemi një pasqyrë më të qartë në lidhje me veprimin e ngarkesave dinamike në trarët, ndemjet që paraqiten, lëkundjet në vinç në pjesët e caktuara të tij, si dhe veprimi i këtyre forcave në binarët e vinçit.

## Qëllimi i hulumtimit

Qëllimi i hulumtimit është analiza dinamike e vinçit gjysmeportal të repartit me ngarkesë maksimale dhe në lartësi maksimale, me aplikimin e softverëve të modelimit dhe simulimit. Me realizimin e kësaj analize do të kemi një pasqyrë të qartë në lidhje me veprimin e ngarkesave dinamike në vinç, ndemjet që paraqiten, lëkundjet në vinç në pjesët e caktuara të tij, si dhe veprimi i këtyre forcave në pjesët kryesore të vinçit. Pasi ky lloj i vinçit nuk është analizuar në aspektin dinamik tek ne, ky do të jetë kontributi kryesor i këtij punimi.

## KAPITULLI I

### 1. DINAMIKA TEORIKE E VINÇIT TË REPARTIT

#### 1.1 BAZAT TEORIKE TË ANALIZËS DINAMIKE TË VINÇIT GJYSËMPORTAL

Pas analizës së proceseve punuese reale të vinçave të hulumtuar, duhet të zgjidhet skema llogaritëse e cila mund të thjeshtohet me marrjen në shqyrtim të parametrave të ndryshëm. Pastaj rekomandohet përvetësimi i modelit përfundimtar, verifikimi i tij me eksperimente dhe përpunimi llogaritës. Vinçi gjysmëportal (si dhe vinçat në përgjithësi) dallohen me renditjen e veçantë të tërësive (i karakterizojnë masat përkatëse, ngurtësitë dhe shuarjet), prandaj nga aspekti i analizës dinamike mund të vërtetohet se vinçi posedon numër pafundësisht të madh të shkallëve të lirisë. Mekanizmat e vinçave, si dhe konstruksioni bartës elastik paraqesin sistemin e përbërë oscilues që i nënshtrohet lëvizjeve oscilatore në rrafshin vërtikal.[2], [10].

Në hulumtimet e gjertanishme, influencimet më të shpeshta të shqyrtuara janë ligjshmëritë e ndryshimit të forcave ngasëse, elasticiteti i strukturës bartëse të vinçit në rrafshin vertikal dhe mënyra e diskretizimit (thjeshtimit) të saj, shuarja e lëkundjeve elastike të litarit, të strukturës bartëse dhe elementeve të mekanizmave ngasës.

Me zhvillimin dhe aplikimin e teknikës llogaritëse dhe mbështetjes softverike në analizën statike dhe dinamike të sjelljes së vinçit, është mundësuar shqyrtimi i sistemeve shumë të komplikuar me numër shumë të madh të faktorëve influencues [2], [4].

Megjithatë, është e domosdoshme që të bëhen disa thjeshtime. Këso qasje mund të kemi atëherë kur madhësitë e veçanta kanë influencë të vogël në problemin e analizuar, si dhe kur influenca e nxjerrur nga këto madhësi gjithashtu është e vogël. Duhet gjithashtu të dihet që me futjen e numrit më të madh të madhësive të cilat analizohen në model, nuk fitohen gjithnjë të dhënat mbi sjelljen reale të vinçit [10].

Rezultatet e fituara gjatë studimit të gjendjes dinamike të vinçit ndikojnë në formimin e vlerave të koeficientëve dinamik të cilët përfaqësohen në rregullat për projektimin e vinçave. Zhvillimi bashkëkohorë i vinçave kërkon rritjen e ngarkesave dhe shpejtësive punuese me qëllim të produktivitetit sa më të madh. Zhvillimi i kompjuterëve ka ndikuar shumë në zgjidhjen e problemeve dinamike. Modelimi i konstruksionit si fazë e domosdoshme, me shfrytëzimin e kompjuterit ka një rendësi të madhe. Hulumtimet eksperimentale paraqesin verifikimin e rëndësishëm të parashtrimeve teorike, prandaj zhvillimi i teknikës matëse është faktor i pashmangshëm.

## 1.2. KRIJIMI I MODELIT MATEMATIKOR TË VINÇIT

Modelet matematikore e aproksimojnë strukturën e vinçit duke e diskretizuar vinçin në elementë të thjeshtë që mund të analizohen me anë të ekuacioneve diferenciale. Këta elementë mund të jenë trupa të thjeshtë gjeometrik me masë, susta elastike, masa të koncentruara, trupa ku masa neglizhohet, etj. Për zgjidhjen e ekuacioneve diferenciale mund të përdoren metodat numerike matematikore si dhe kompjuterët. Shkalla e diskretizimit të vinçit duhet të jetë deri në atë masë që të mos ndryshojë gjendjen reale të vinçit, duke përfshirë pjesët e vinçit dhe lidhjet në mes tyre.

Krijimi i modelit matematikor mund të bëhet sipas këtyre kriterëve [12]:

- zgjedhja e llojit të modelit matematikor ose skemës ekuivalente të mekanizmave të vinçit,
- përcaktimi i masave të elementëve dhe ngurtësisë së lidhjeve,
- përcaktimimi madhësisë dhe karakterit të ndryshimit të ngarkesave të jashtme të cilat veprojnë në sistem,
- vendosja e ekuacioneve diferenciale të lëvizjes së masave të sistemit,
- sjellja e forcave elastike dhe momenteve në pjesët përbërëse të mekanizmit.

Llojet e modeleve matematikore mund të jenë [10]:

- Modelet matematikore të sistemeve të ngurta,
- Modeli matematikor i sistemit elastik me aplikimin e matricës së transmetimit,
- Modeli matematikor i sistemit elastik me aplikimin e metodave numerike për zgjidhjen e problemit,
- Modeli matematikor i sistemit elastik me aplikimin e matricave të elementëve të veçantë që e përshkruajnë në tri dimensione.

Ngarkesat dinamike punuese janë më të rëndësishmet dhe kanë karakter oscilues.

Zhvillimi i kompjuterëve ka ndikuar shumë në zgjidhjen e problemeve dinamike. Modelimi i konstruksionit si fazë e domosdoshme, me shfrytëzimin e kompjuterit ka një rendësi të madhe [2]. Hulumtimet eksperimentale paraqesin verifikimin e rëndësishëm të parashtrimeve teorike, prandaj zhvillimi i teknikës matëse është faktor i pashmangshëm

Vinçi gjysmëportal është vendosur në një platformë ngarkim-shkarkimi. Përshkrimet e sistemeve të tilla mund të përdoren në procesin e projektimit të sistemeve të kontrollit e cila na lejon për të kompensuar lëkundjet. Transformimet homogjene dhe koordinatat e bashkuara janë përdorur për të përshkruar sjelljen e sistemit. Ekuacionet e lëvizjes janë përfituar duke përdorur ekuacionet e Lagranzhit të rendit të dytë [2]. Në teori janë të pranishme poashtu edhe rezultatet e llogaritjeve numerike.

Analizat dinamike e sistemeve të montuara janë kryesisht të vështira sepse duhen marrë parasysh fenomenet e lëkundjes së ngarkesës. Ngarkesa shkakëton lëvizje shtesë në bazë (platformë) dhe në këtë mënyrë ka shtytje të fuqishme në sistem të cilat do të mirren parasysh në proceset e projektimit, jo vetëm në analizat e sforcimeve apo tensionit por edhe në projektimin e lëvizjes dhe të sistemit të kontrollit.

Në teori transformimet homogjene dhe koordinatat e bashkuara janë përdorur për të përshkruar analizat dinamike të vinçit gjysmëportal. Ekuacionet e lëvizjes janë formuluar duke përdorur ekuacionet e Lagranzhit të rendit të dytë.

### 1.3 MODELI MATEMATIKOR

Vinçi gjysmëportal fig. 2. është konsideruar si sistem me 12 shkallë lirie. Korniza  $\{F\}$  është trajtuar si trup i ngurtë (6 shkallë lirie) i lidhur me platformën  $\{D\}$  përmes bazës me susta të amortizuara. Edhe ngarkesa poashtu është trajtuar si trup i ngurtë në lidhje me platformën  $\{D\}$ . Ngarkesa është e lidhur me kornizën me anë të katër litarve elastikë [1].

Është supozuar se lëvizja e platformës është njohur.



Rrjedhimisht pozicioni i sistemit koordinativ  $\{D\}$  në lidhjet me sistemet e koordinative globale  $\{0\}$  është njohur.

Pozicioni i sistemit koordinativ  $\{D\}$  në lidhje me  $\{0\}$  është përcaktuar nga:

$$\left. \begin{aligned} x^{(D)} &= x^{(D)}(t) \\ y^{(D)} &= y^{(D)}(t) \\ z^{(D)} &= z^{(D)}(t) \end{aligned} \right\} \text{koordinatat e origjinës së sistemit koordinativ } \{D\} \text{ në } \{0\}. \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \Psi^{(D)} &= \Psi^{(D)}(t) \\ \theta^{(D)} &= \theta^{(D)}(t) \\ \varphi^{(D)} &= \varphi^{(D)}(t) \end{aligned} \right\} \text{Këndet Euler (1) të cilat përshkruan ndonjë orientim të mundëshëm} \\ \text{të } \{D\} \text{ në } \{0\}. \quad (2)$$

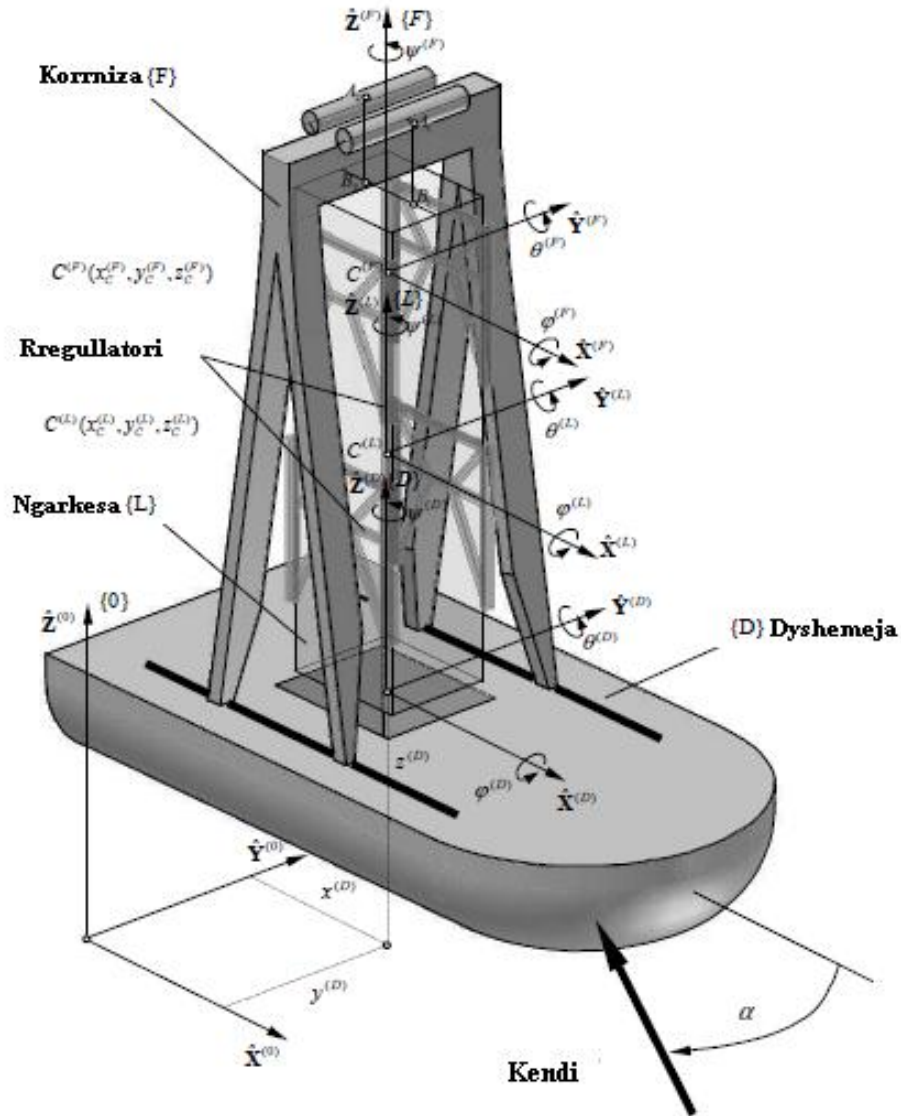


Fig. 2. Modeli i vinçit gjysmëportal.

Lëvizja e kornizës  $\{F\}$  dhe ngarkesës  $\{L\}$  në lidhje me platformën  $\{D\}$  janë përshkruar nga parametrat e pavarur të cilat janë komponentet e vektorëve.

(3)

$$q^{(F)} = \left[ x^{(F)} \ y^{(F)} \ z^{(F)} \ \psi^{(F)} \ \theta^{(F)} \ \phi^{(F)} \right]^T,$$

(4)

$$q^{(L)} = \left[ x^{(L)} \ y^{(L)} \ z^{(L)} \ \psi^{(L)} \ \theta^{(L)} \ \phi^{(L)} \right]^T.$$

Është supozuar se korniza  $\{F\}$  është e lidhur me platformën me anë të bazës me susta të amortizuara me vlera të mëdha të ngurtësisë dhe koeficientin e zbutjes së dridhjeve.

Këndet  $(\phi, \varphi^{(F)}, \theta^{(F)}, \Psi^{(F)}, \varphi^{(L)}, \theta^{(L)}, \Psi^{(L)})$  janë të vogla dhe matricat transformuese nga sistemi koordinativ  $\{F\}$  dhe  $\{L\}$  tek  $\{D\}$  mund të paraqitet në formën lineare [3 dhe 4].

(5)

$$B^{(F)} = \begin{bmatrix} 1 & -\psi^{(F)} & \theta^{(F)} & x^{(F)} \\ \psi^{(F)} & 1 & -\varphi^{(F)} & y^{(F)} \\ -\theta^{(F)} & \varphi^{(F)} & 1 & z^{(F)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$B^{(L)} = \begin{bmatrix} 1 & -\psi^{(L)} & \theta^{(L)} & x^{(L)} \\ \psi^{(L)} & 1 & -\varphi^{(L)} & y^{(L)} \\ -\theta^{(L)} & \varphi^{(L)} & 1 & z^{(L)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \tag{6}$$

Matricat transformuese nga sistemet lokale koordinative  $\{F\}$  dhe  $\{L\}$  në sistemet koordinative globale  $\{0\}$  mund të shkruhet në këtë mënyrë.

(7)

$$B^{(F)} = A^{(D)} B^{(F)} (q^{(F)})$$

$$B^{(L)} = A^{(D)} B^{(L)} (q^{(L)}) \tag{8}$$

Ku:

$$A^{(D)}(t) = \begin{bmatrix} c\psi^{(D)} & c\theta^{(D)} & c\psi^{(D)} & s\theta^{(D)} & s\varphi^{(D)} & -s\psi^{(D)} & c\varphi^{(D)} & c\psi^{(D)} & s\theta^{(D)} & c\varphi^{(D)} & +s\psi^{(D)} & s\varphi^{(D)} & x^{(D)} \\ s\psi^{(D)} & c\theta^{(D)} & s\psi^{(D)} & s\theta^{(D)} & s\varphi^{(D)} & +c\psi^{(D)} & c\varphi^{(D)} & s\psi^{(D)} & s\theta^{(D)} & c\varphi^{(D)} & -c\psi^{(D)} & s\varphi^{(D)} & y^{(D)} \\ & -s\theta^{(D)} & & c\theta^{(D)} & s\varphi^{(D)} & & & & & c\theta^{(D)} & c\varphi^{(D)} & & z^{(D)} \\ & 0 & & & & 0 & & & & & 0 & & 1 \end{bmatrix}$$

Ekuacionet e lëvizjes janë përfituar duke përdorur ekuacionet e Langranzhit të rendit të dytë.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_k} - \frac{\partial E}{\partial \varphi_k} + \frac{\partial V}{\partial \varphi_k} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_k} = Q_k, \quad k = 1, \dots, 12,$$

(9)

Ku:  $E$  - është energjia kinetike e sistemit,  $V$  - është energjia potenciale e forcës së gravitetit,  $D$  - është shpërndarja e energjisë së sistemit.  $Q_k$  janë forcat e përgjithësuara jo-potenciale,  $q_k$ ,  $\dot{\varphi}_k$  janë koordinatat përgjithësuara dhe shpejtësitë, përkatësisht - komponentet e vektorëve.

Energjia kinetike e sistemit, energjia potenciale e forcës së gravitetit dhe derivatet e saj mund të jenë të llogaritura si është paraqitur në (9).

Fig. 3. Paraqet lidhjen e ngarkesës dhe litarëve. Ngritja e ngarkesës është me anë të litarëve. Në modelin matematikor të vinçit gjysmëportal, sistemi i ngritjes është reduktuar në katër litar elastikë.



*Fig. 3. Sistemi i ngritjes së vinçit*

Fig. 5. Paraqet mënyrën e lidhjes së vinçit me dyshemenë. Sistemi është i mbështetur në shinat e ngurtë.



*Fig. 5. Lidhja e vinçit gjysmëportal me dyshemenë.*

Fig. 5. Paraqet modelin e lidhjes elastike të kornizës së këmbëve me dyshemenë (pika  $P^{(k)}$ ),

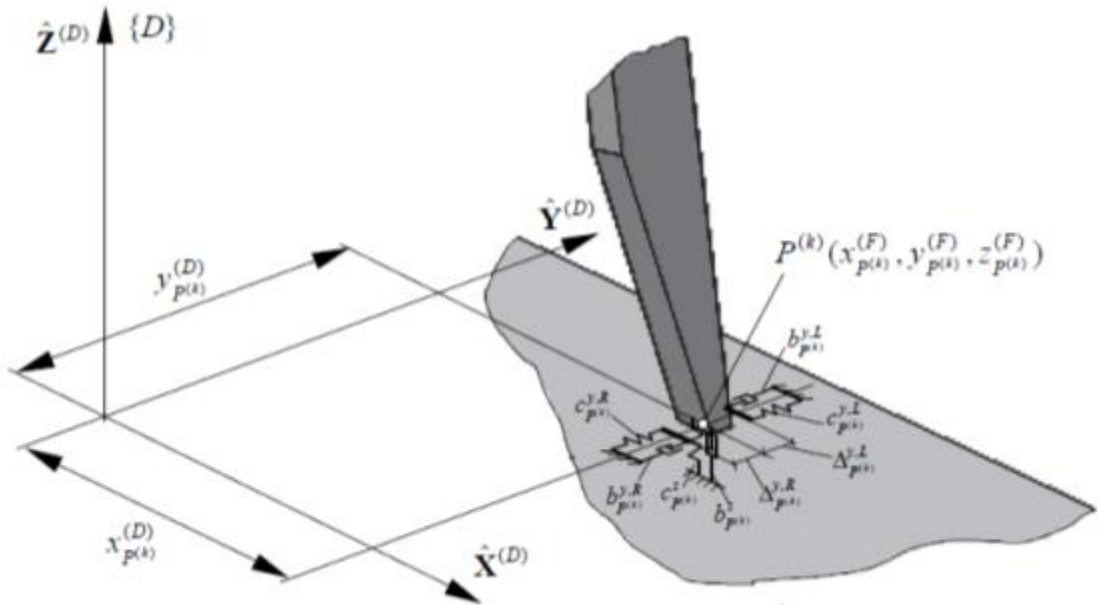


Fig. 6. Lidhja elastike e kornizës me platformën.

Struktura e ekuacioneve të lëvizjes është e ndryshme dhe varet në funksionet e përzgjedhura të lëvizjes së kornizës në drejtimin  $X^{(D)}$ .

A. sistemi i lëvizjes elastikë.  $A \mathfrak{q} = f,$  (10)

B. sistemi i lëvizjes së ngurtë  $A \mathfrak{q} - DF = f,$  (11)

$$D^T \mathfrak{q} = \mathfrak{Q}$$

Ku:

$$q = \begin{bmatrix} q^{(F)} \\ q^{(L)} \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} F_x^1 \\ F_x^4 \end{bmatrix}$$

A është matricë konstante,

$$f = f(t, C, \mathfrak{q}),$$

$\delta = \begin{bmatrix} \delta_1(t) \\ \delta_2(t) \end{bmatrix}$  Është vektori duke e përshkruar zhvendosjen e pikave  $P^{(1)}$  dhe  $P^{(4)}$  në drejtimin  $X^{(D)}$ .

Modeli dinamik i vinçit gjysmëportal konsiderohet se është përshkruar prej 12 (ek. 10) ose 14 (ek. 11) ekuacione diferenciale të zakonshme të rendit të dytë.

Në mënyrë që të integrohen në ekuacionet e lëvizjes është përdorur metoda Runge-Kutta me përmasa vepruese kostante.

Kemi supozime që  $\phi \equiv 0$ ;  $\dot{\phi} \equiv 0$  në ek. 10 dhe ek. 11 vektori  $q$ , forcat kundërvepruese në litar dhe në bazën me susta të amortizuara mund të llogariten. Në këtë rast sistemi është përshkruar nga grupi i ekuacioneve jolineare.

$$F(t, \zeta) = 0 \quad (12)$$

Varësia e  $F$  kundrejt  $T$  është shkakëtuar nga shprehjet e lidhura me bazën e lëvizjeve të dyshemesë. Ekuacionet (12) janë zgjedhur duke përdorur metodën përsëritëse të Njutonit.

## KAPITULLI II

### 2. KARAKTERISTIKAT TEKNIKE TË VINÇIT GJYSMËPORTAL TË REPARTIT M4483

#### 2.1. KARAKTERISTIKAT E VINÇIT: [4]

Ngarkimi i karrocës	- 6.3 ton
Gjatësia lëvizese	- 7 [m]
Gjatësia e urës (hapësira punuese)	- 11.5 [m]
Shpejtësia gjatësore lëvizëse	-10.40 [m/min]
Fuqia hargjuese	- 0.75 [kW]
Shpejtësia e motorit në rrotullime për minut	- 1375 [rrot/min]
Raporti i transmisionit	- 25.06 [i]
Diametri i rrotave	- 200[mm]
Hapsira punuese dhe diametri i rrotave të karrocës	- 2500/3600 [mm]
Tipi i dhëmbzorëve - boshti ortogonal	
Voltazha kryesore	- 400/50 [V/Hz]
Tipi i frenave, elektromagnetike me disk frenues, [4]	

## 2.2. KARAKTERISTIKAT E KARROCËS

Hapsira punuese	- 1200 [mm]
Madhësia e rrotave të karrocës	- 950 [mm]
Diametri i rrotave	- 160 [mm]
Shpejtësia lëvizëse	- 5.20 [m/min]
Fuqia hargjuese	- 0.37 [kW]
Shpejtësia e motorrit	- 1360 [rrot/min]
Tipi i dhëmbëzorit - Boshti paralel	
Raporti i transmisionit	- $i = 41.07$
Tipi i frenave – me disqe elektromagnetike	
Tensioni i rrymës elektrike	- V/Hz -- 400/50, [4]

## 2.3. KARAKTERISTIKAT NGRITËSE TË VINÇIT GJYSMËPORTAL

Tipi – XM316NS4H7A/5	
Prodhuesi – MISIA	
Viti i prodhimit – 2015	
Ngarkesa bartëse	6300 [kg]
Diametri i litarit	10 [mm]
Diametri i tamburit	219 [mm]
Diametri i makarës	243 [mm]
Shpejtësia ngritëse	1,3/4 [m/min]
Fuqia hargjuese	1,5/4,5 [kW], [4]



## **KAPITULLI III**

### **3. LLOGARITJET STATIKE TË VINÇIT GJYSMËPORTAL**

#### **3.1 CAKTIMI I REAKSIONEVE PËR RAMIN E DHËNË.**

Për ramin e dhënë me ngarkesë  $G = 6300$  [kg], dhe nga pika A deri te pika B me gjatësi  $l = 11500$  [m], do të i shtrojmë kushtet e ekuilibrit dhe do të i paraqesim diagramet statike si në vijim.

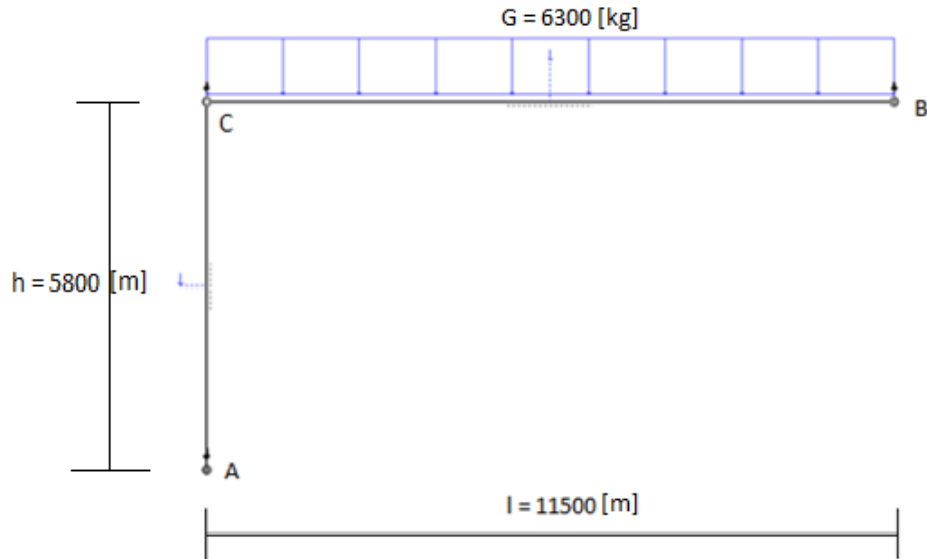


Fig. 3.1. Rami i dhënë

**Kushtet e ekuilibrit:**

$$1. \sum X_i = 0; F_{XA} = 0 \dots (1)$$

$$2. \sum Y_i = 0; F_{YA} + F_{YB} - q \cdot l - G'_{tr} - G'_{ts1} - G'_{ts2} - G'_{ts3} - G_{sht} = 0; \dots (2)$$

$$3. \sum M_A = 0; F_{YB} \cdot l - G'_{ts3} \cdot l - G'_{tr} \cdot l/2 - q \cdot l \cdot l/2 = 0; \dots (3)$$

$$(3) \Rightarrow F_{YB} = G'_{ts3} + G'_{tr}/2 + q \cdot l/2$$

$$F_{YB} = 0.5 + 17.96/2 + 3.1 \cdot 11.5/2$$

$$F_{YB} = 0.5 + 8.98 + 17.82$$

$$F_{YB} = 27.3 \text{ [kN]}$$

$$(2) \Rightarrow F_{YA} = -F_{YB} + q \cdot l + G'_{tr} + G'_{ts1} + G'_{ts2} + G'_{ts3} + G_{sht}$$

$$F_{YA} = -27.3 + 35.65 + 17.96 + 0.94 + 0.735 + 0.5 + 3.4$$

$$F_{YA} = 31.88 \text{ [kN]}$$

$$(1) \Rightarrow F_{XA} = 0$$

**Të dhënat:**

$$G_n = 63 \text{ [kN]}$$

*Pesha e ngarkesës.*

$$G_k = G_{tamb} + G_{EM} + G_{polis} = 4.18 \text{ [kN]}$$

*Pesha e karrocës.*

$$G'_{tr} = G_{tr} + G_{bin} = 17.96 \text{ [kN]}$$

*Pesha e trarëve.*

$$G_{shl} = 3.4 \text{ [kN]}$$

*Pesha e shtyllave.*

$$G'_{ts1} = 0.94 \text{ [kN]}$$

*Pesha e traut sekondar1.*

$$G'_{ts2} = 0.735 \text{ [kN]}$$

*Pesha e traut sekondar2.*

$$G'_{ts3} = 0.5 \text{ [kN]}$$

*Pesha e traut sekondar3.*

Që do të thotë se:

$$G'_n = G_n / 2 = 63 / 2 = 31.5 \text{ kN}$$

$$G_{total} = G'_n + G_k = 31.5 + 4.18 = 35.68 \text{ [kN]}$$

$$q = G_{total} / L = 35.68 / 11.5 = 3.1 \text{ [kN/m]}$$

### 3.2. Llogaritja e forcës në litar

Shumfishiteti i polispastit (raporti i transmisionit të polispastit) të vinçit përcaktohet:

$$i^{po} = \frac{m}{a} = \frac{4}{2} = 2$$

ku janë:

$m = 4$  – numri i degëve të litarit mbi të cilat varet ngarkesa  $Q$ .

$a_t = 2$  – numri i degëve që mbështillet në të njëjtën kohë në tambur.

Për polispastin njësh  $a_t = 1$ , ndërsa për polispastin dysh  $a_t = 2$ .

Koeficienti i punës së dobishme të polispastit përcaktohet:

Për ngritje:

$$\eta_{po}^{ng} = \frac{(1 - \eta^{i_{po}}) \eta^1}{i_{po} (1 - \eta)} = \frac{(1 - 0.98^2) \cdot 0.98^1}{2 \cdot (1 - 0.98)} = \frac{0.0388}{0.04} = 0.97$$

$t = 1$  – numri i makareve devijuuese

Forca në krahun tërheqës të litarit që mbështillet në tambur për rastin kur ngarkesa është në gjendje të qetësisë, është:

$$F_o = \frac{Q}{m} = \frac{G_n}{m} = \frac{100}{4} = 25(kN) \quad A = \pi r^2 \quad (63/4)=15.75/0.97=16.24$$

Forca në krahun tërheqës të tamburit kur ngarkesa ngritet, është:

$$F_{mg} = F_{mak} = \frac{F_o}{\eta_{po}^{ng}} = \frac{25}{0.97} = 25.77(kN)$$

Softueri IQ 100 është paket program i specializuar për analiza statike të trupave dhe sistemit të trupave.

Përmes këtij softueri mund të llogariten reaksionet e lidhjeve, forcat aksiale (N), forcat transfersale (T), momentet në përkulje (M), uljet – spostimet por edhe rastet e epjeve. Përveç vlerave numerike, ky softuer jep edhe diagramet përkatëse.

Një numër të konsiderueshëm të konstruksioneve – sistemeve është e mundur të realizohen përmes këtij softueri.

Mund të thuhet se është i specializuar për konstruksionet me shufra – traje ku mund të ngarkohen me çfarëdo lloji të ngarkesave.

Në vijim kemi paraqitur një pamje të dritarës kryesore të programit IQ 100 me veglat për vizatim – konstruktiv dhe ekzekutime.

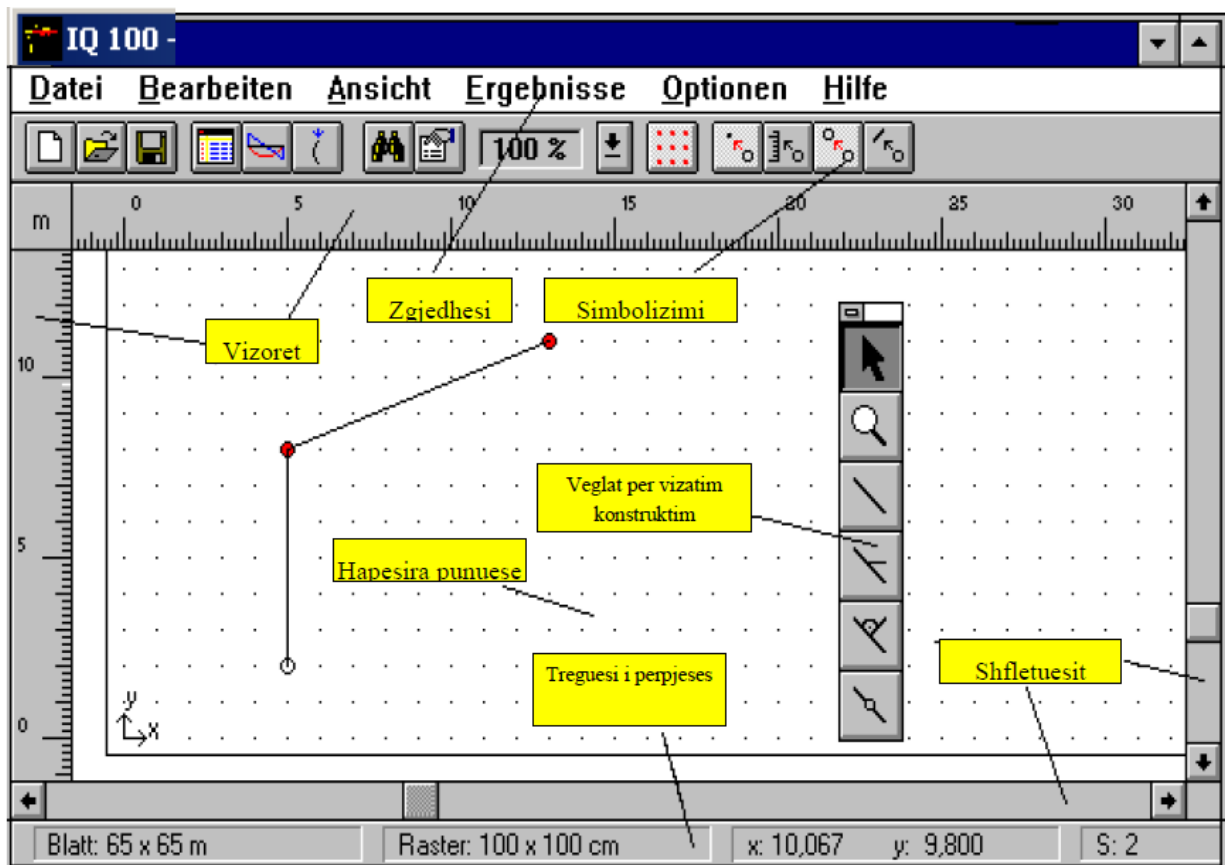
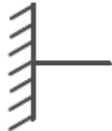

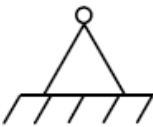



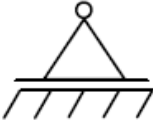













Fig.3.2. Softveri IQ 100

Shumica e llojeve të mbështetëse është e mundur të definohen në softuerin IQ 100, shih tabelën në vijim [15].

Mënyra e përgjithshme e definimit të mbështetëse	Përshkrimi i llojit të mbështetësit	Mënyra e definimit të mbështetëses në IQ100
	<b>Inkastrimi - ngulja</b>	
	<b>I palëvizshëm</b>	
	<b>I palëvizshëm me sustë</b>	
	<b>I lëvizshëm</b>	
	<b>I lëvizshëm me sustë</b>	
	<b>Pika e lirë</b>	
	Tri shufra të lidhura në një çërmierë, një e lirë dy të salduara	
	Shufra të lidhura në një çërmierë, një e lirë dy të salduara dhe sustat	
	<b>Nyja e Gerberit</b>	

Skema statike e rami

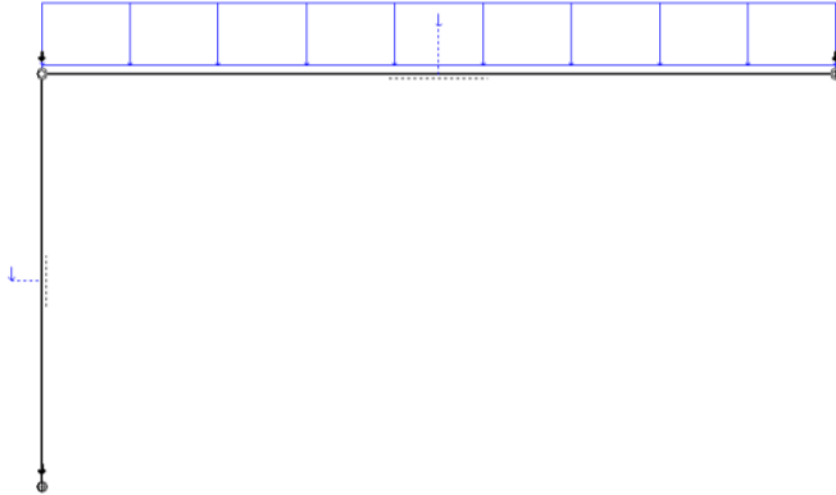


Fig. 3.1. Është paraqitur rami me ngarkesë kontinuele.



mbështetësi i palëvizshëm



mbështetësi i lëvizshëm

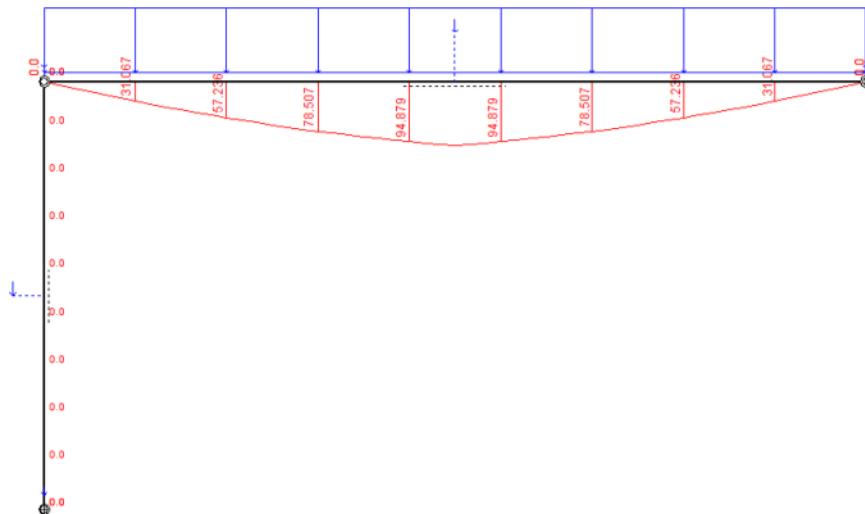


Fig. 3.2. Është paraqitur diagrami i momentit të përkuljes.

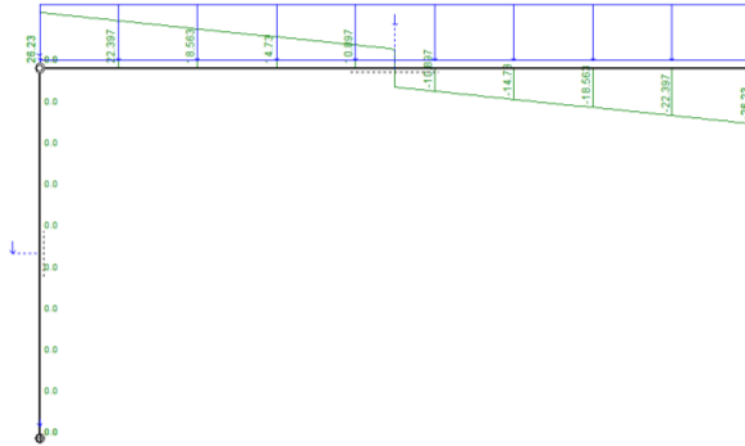


Fig. 3.3. Është dhënë diagrami i forcave transferzale.

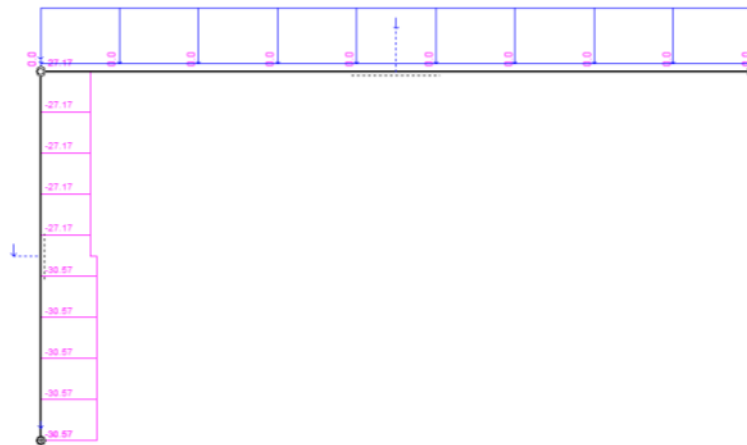


Fig. 3.4. Është treguar diagrami i forcave normale.



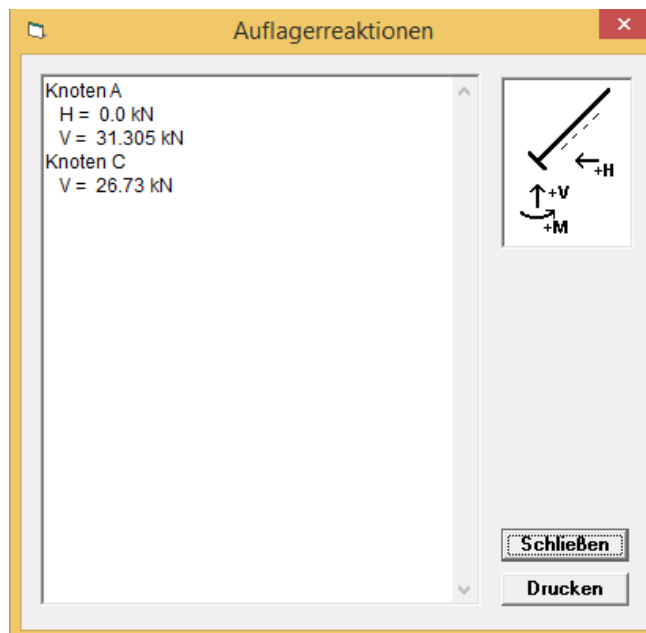


Fig. 3.5. Forcat e reaksionit.

Llogaritja tabelare

STAB 1			
Stelle (absolut)	M [kNm]	Q [kN]	N [kN]
Knoten A	0.0	0.0	-30.57
Knoten B	0.0	0.0	-27.17

STAB 2			
Stelle (absolut)	M [kNm]	Q [kN]	N [kN]
Knoten B	0.0	26.23	0.0
x = 1.15	28.1808	22.78	0.0
x = 2.3	52.394	19.33	0.0
x = 3.45	72.6398	15.88	0.0
x = 4.6	88.918	12.43	0.0
x = 5.75	101.229	8.98	0.0
x = 5.75	101.229	-8.98	0.0
x = 6.9	88.918	-12.43	0.0
x = 8.05	72.6398	-15.88	0.0
x = 9.2	52.394	-19.33	0.0
x = 10.35	28.1808	-22.78	0.0
Knoten C	0.0	-26.23	0.0

Tab. 3.6. Janë treguar momentet, forcat normale dhe transferzale.

## KAPITULLI IV

### 4. MODELIMI I PJESËVE TË VINÇIT ME SOFTVERIN AUTODESK INVENTOR

Në modelimin e vinçit gjysmëportal do të aplikohet metoda e modelimit kompjuterik për arritjen e rezultateve. Për realizimin e këtij modeli mbështetemi në programin Autodesk Inventor 2016 i cili ofronë mundësinë e modelimit të tërësishëm kompjuterik të vinçit. D.m.th në këtë kapitull do të paraqiten modelet e vinçit me dimensione përkatëse të modeluara me softverin Inventor.

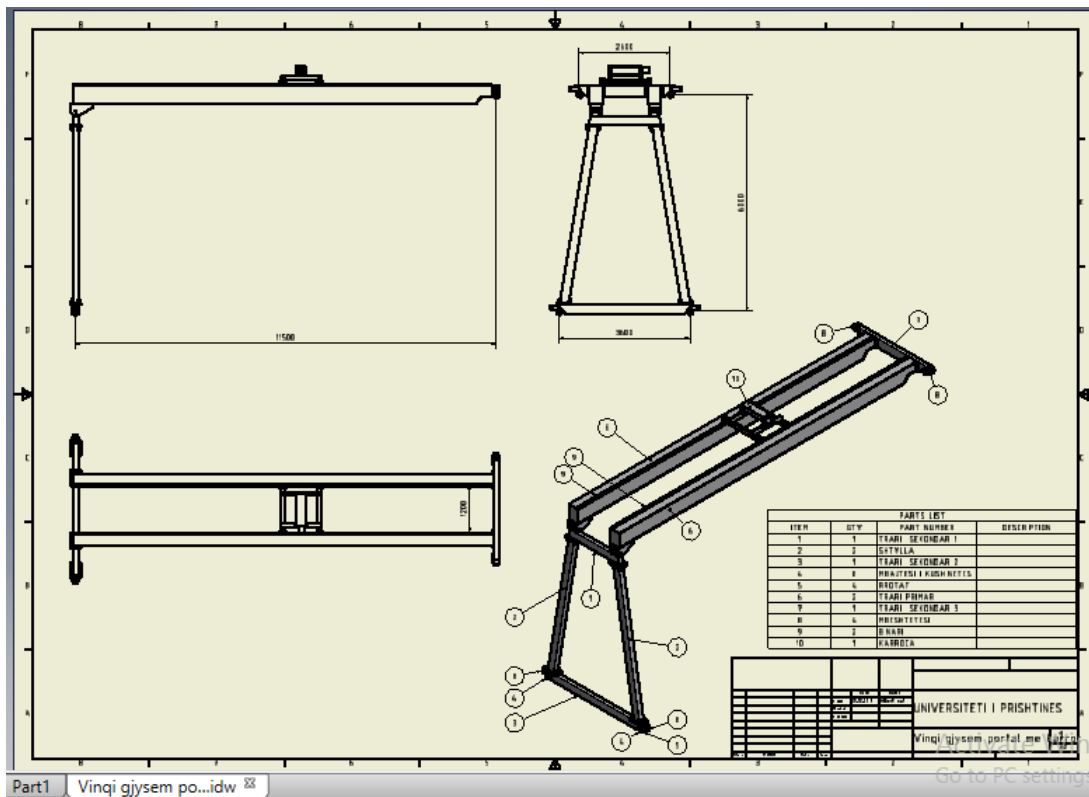


Fig. 4.1. Vinçi gjysmëportal i realizuar në softuerin Inventor 2016.

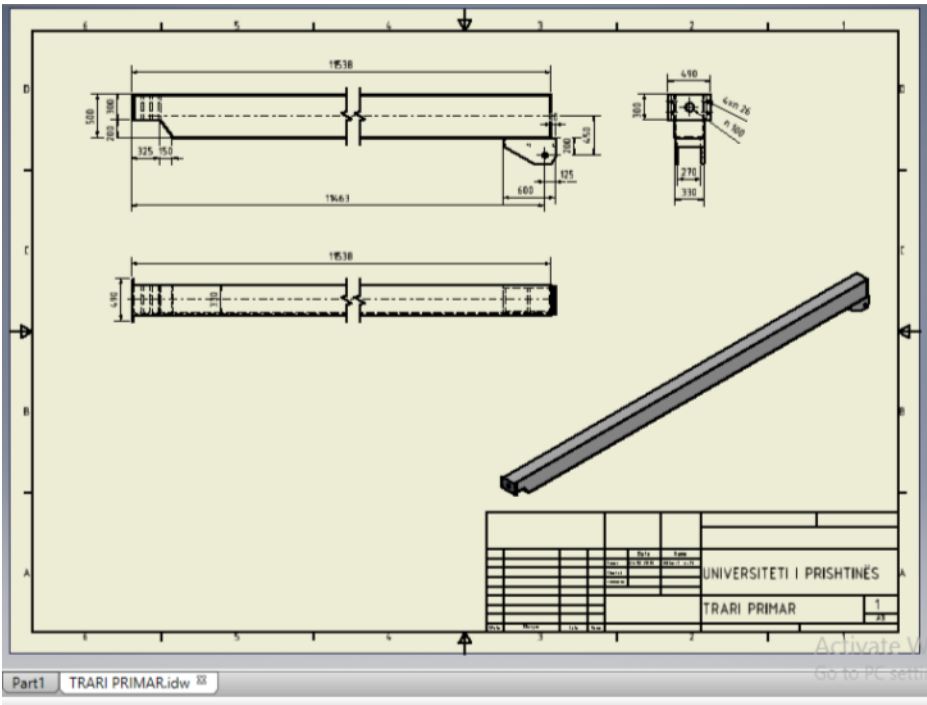


Fig. 4.2. Trau kryesor

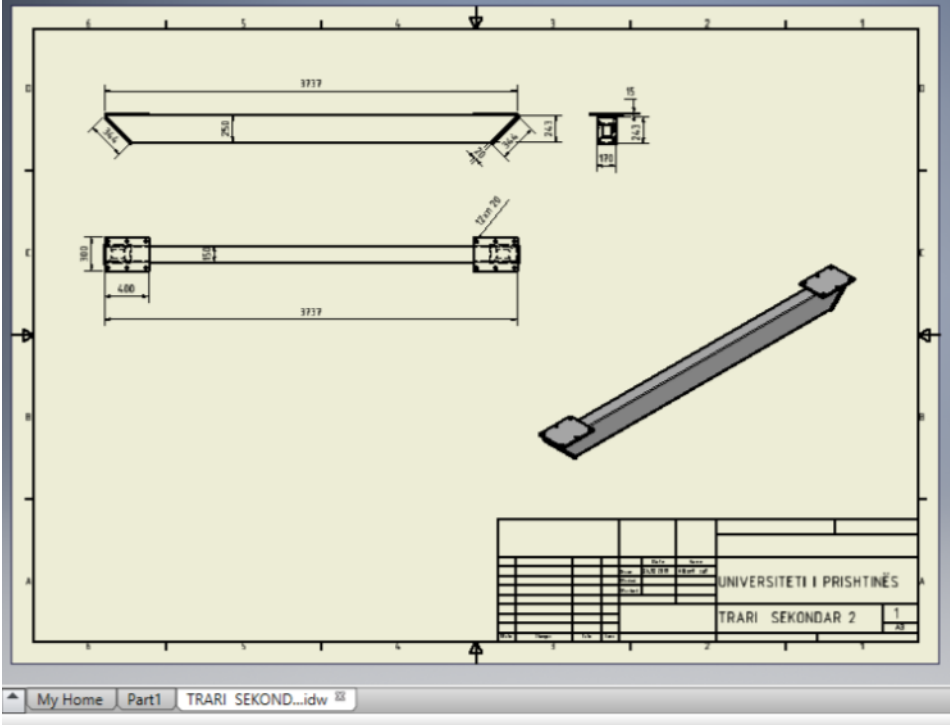


Fig. 4.3. Trau anësor

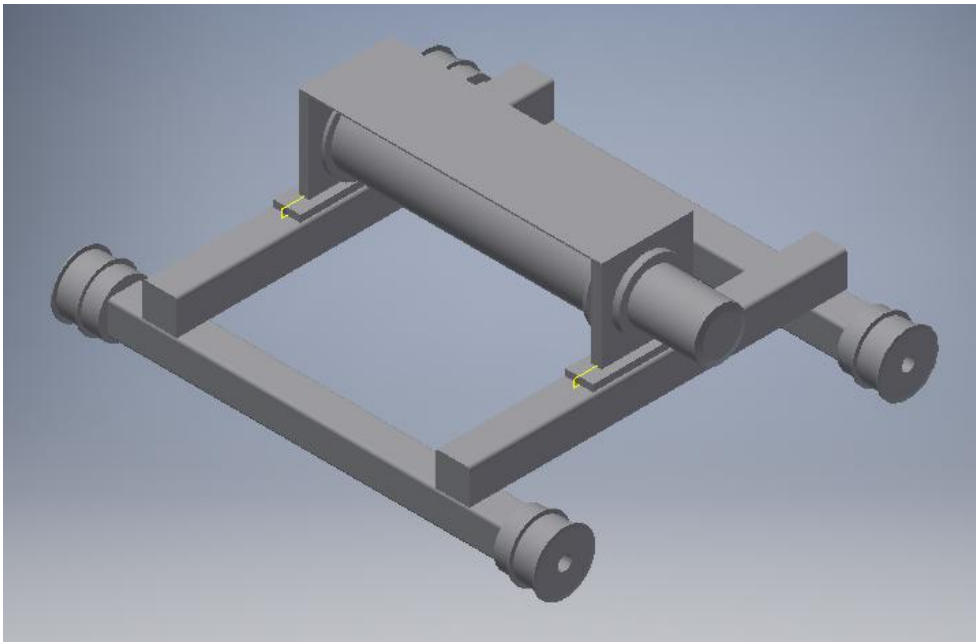


Fig. 4.4. Karroca.

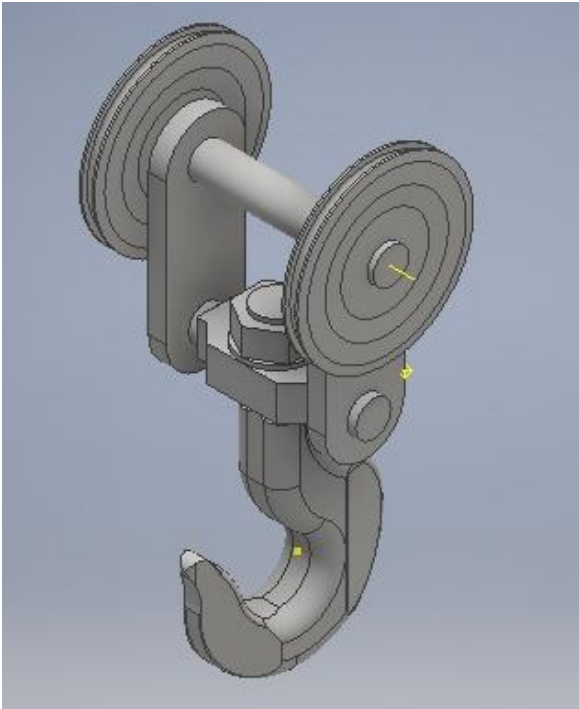
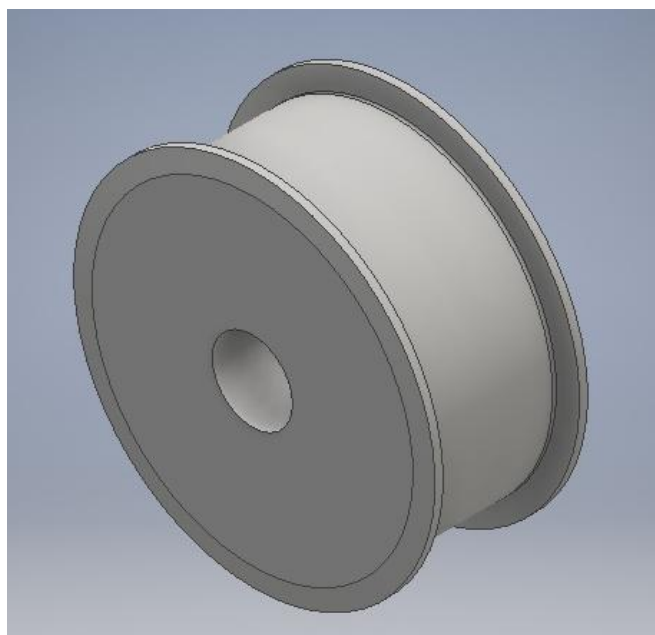
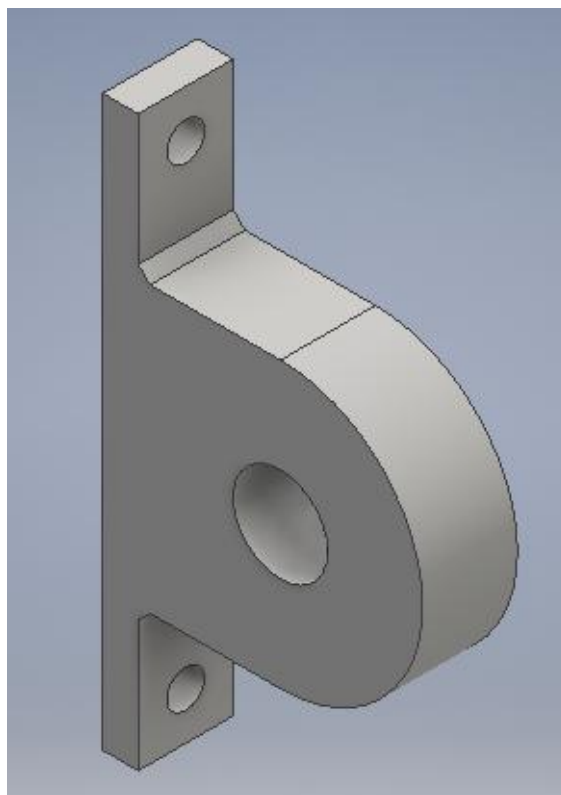


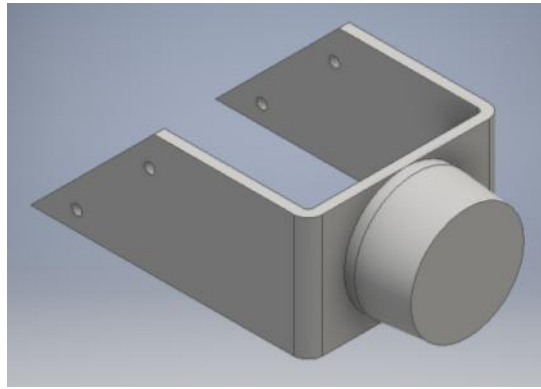
Fig .4.5. Polispasti



*Fig. 4.6. Rrota*



*Fig. 4.7. Mbajtësi i kushinetës*



*Fig. 4.8. Mbështetësi-kufizuesi*

## KAPITULLI V

### 5. ANALIZA E FORCAVE DHE MOMENTEVE TË PJESËVE KRYESORE TË VINÇIT GJATË NGRITJES SË NGARKESËS

#### 5.1. PROCESI I NGRITJES SË NGARKESËS

Procesi i ngritjes së peshës me ngarkesë maksimale 63 [kN]

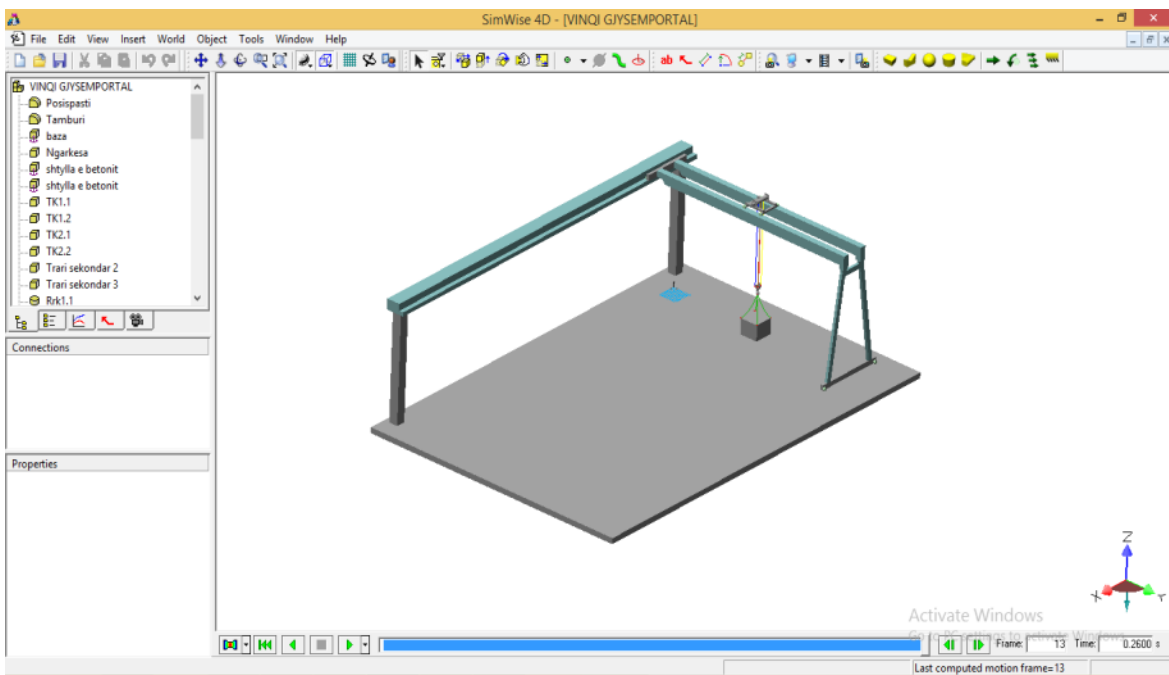


Fig. 5.1. Vinçi gjysmëportal i dizajnuar për simulim në sofverin SimWise 4D.

Analizat e ngritjes së ngarkesës janë bërë me qëllim të fitimit të rezultateve gjatë punës së vinçit. Nga baza teorike, është vlerësuar se procesi i ngritjes është procesi më i vështirë dhe më kompleks në aspektin e studimit dinamik.

Analiza e ngritjes së ngarkesës maksimale  $Q = 63$  [kN] fillon me procesin e ngritjes së ngarkesës nga bazamenti dhe arrinë lartësinë maksimale të ngritjes deri në 4.15 m. Parametrat që do të kërkohen si rezultat janë forcat në litar, forcat në katër rrotat e vinçit gjysmëportal.

Analiza bëhet për shpejtësinë maksimale të ngritjes  $v_{ng} = 0.25$  [m/s]. Ngritja do të simulohet për lartësi nga bazamenti  $h = 0$  deri në lartësi  $h = 4.15$  [m]. Koha e simulimit është:  $t = 15$  [s].

## Forcat në litar ngritës dhe bartës

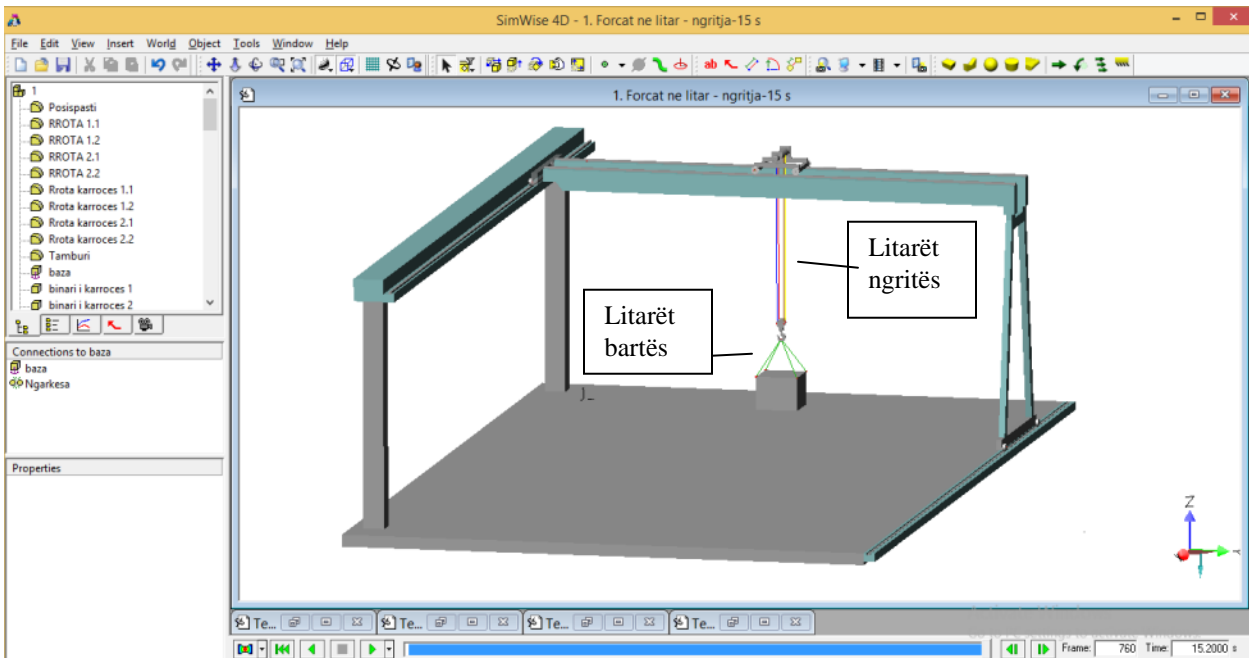


Fig. 5.2. Pamja e degëve të litarit ngritës të vinçit.

### 5.1.1. Forcat në litar ngritës dhe bartës gjatë ngritjes së ngarkesës.

#### *Forca në litar*

Forca në litar do të kërkohet për degët e litarit. Procesi i ngritjes përbëhet në tri faza:

- *Faza e parë*, paraqet procesin kur kemi inicim të mekanizmit së ngritjes, shtrëngim të litarëve bartës por jo ngritje të ngarkesës. Litarët ngritës nuk janë të ngarkuar.
- *Faza e dytë* fillon në intervalin kohor pas përfundimit të fazës së parë. Kemi ngritjen e ngarkesës
- *Faza e tretë* – Kemi ndalimin e ngritjes së ngarkesës në lartësinë maksimale të ngritjes. Më tutje nuk kemi ngritje, por kemi simulim për të analizuar lëkundjet e ngarkesës pa ngritje.



### Analiza e degëve të litarit

Në Fig. 5.3. është dhënë diagrami i forcës së degës së litarit me ngjyrë të zezë  $F_s = F_{ng}$ .

#### Konkluzion

- Faza e parë, zgjatë për kohën  $0 < t < 3.2$  [s]. Litarët ngritës nuk janë të ngarkuar.
- Faza e dytë fillon në intervalin kohor prej 3.22 [s] ku kemi ngritjen e ngarkesës, dhe ngritja mbaron gjatë intervalit kohor 15 [s]. Në këtë proces kemi lëkundje me amplituda të mesatare në pjesën  $3.22 < t < 15$  [s], ndërsa në pjesën në mes  $7 < t < 8$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 10 [Hz]. Në këtë fazë arrihet edhe vlera maksimale e forcës në këtë degë të litarit  $F_{\max}(\text{lit}) \approx 20000$  [N] në kohën  $t = 3.24$  [s]. Nëse e krahasojmë me vlerën statike të fituar në kap.2.9.2, që ishte  $F_s = 16.24$  [kN], raporti në mes të forcës dinamike dhe forcës statike është:

$$\Psi = \frac{F_{s\text{din}}}{F_{s\text{st}}} = \frac{20000}{16240} = 1.24 \text{ [kN]}$$

$\Psi$  – paraqet koeficientin dinamik të litarëve

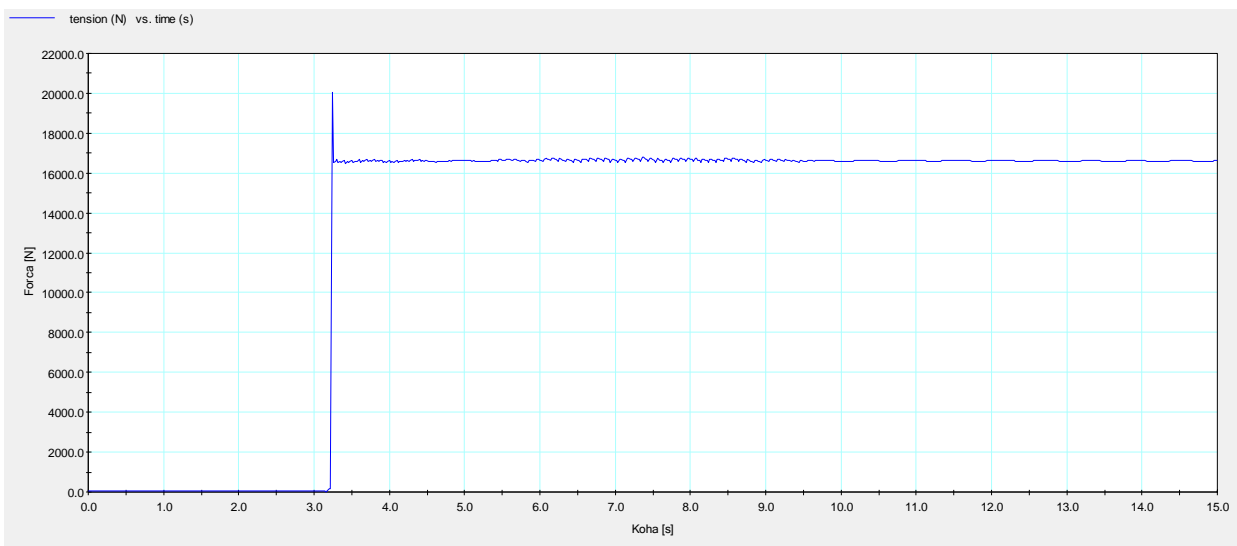


Fig. 5.3. Grafiku i forcës në një degë litari me ngarkes maksimale 63 [kN].

- Faza e tretë – Kemi ngarkesën e ndaluar në lartësi  $h = 4.2$  [m]. Prosesi i simulimit vazhdon deri në  $t = 15$  [s]. Në këtë interval kemi lëkundje më të qeta, me amplituda më të vogla por me më pak frekuenca. Në këtë interval forca në litar është  $F_{\max}(\text{lit}) \approx 16575$  [N] për kohën  $t = 13$  [s], kjo forcë është e përafërt me forcën statike.

Nga diagrami i rezultateve grafike të forcës së degës të litarit me ngjyrë të zezë me ngarkesë maksimale si në fig. 5.1.2. konkludojmë se vlerat mesatare të forcave në litar janë të përafërta me rezultatet e llogaritjeve statike që i kemi paraqitur në kapitullin III. Gjatë simulimit të fazës së dytë vërejmë lëkundje me amplituda të mëdha, me frekuenca të theksuara që paraqet një natyrë të theksuar dinamike të ngarkimit të litarëve që mund të jenë shpjegim i arsyes së lodhjes dhe dëmtimit të litarëve.

### 5.1.2 Forcat në litar ngritës dhe bartës gjatë lëvizjes së karrocës.

Qëllimi i analizës gjatë lëvizjes së karrocës me ngarkesë maksimale  $Q = 63$  [kN] është fitimi i rezultateve që paraqesin sjelljen dinamike të karrocës gjatë lëvizjes drejtvizore. Parametrat e rezultateve që do të kërkohen si rezultat i kësaj analize janë: forca e litarëve, forca e katër mbështetësve të trarëve të sipërm, sforcimet në trarët kryesor të vinçit portal si dhe ngarkimi i konstruksionit metalik që bartë vinçi gjysmëportal.

- Analiza e simulimit gjatë lëvizjes së karrocës me ngarkesë maksimale  $Q = 63$  [kN].
- Analiza është bërë për shpejtësi maksimale të lëvizjes së karrocës të ngarkuar  $v_k = 0.25$  m/s .
- Koha e simulimit është 15 [s].
- Lartësia e ngarkesës është  $h = 1.35$  [m]

#### *Forca në litar*

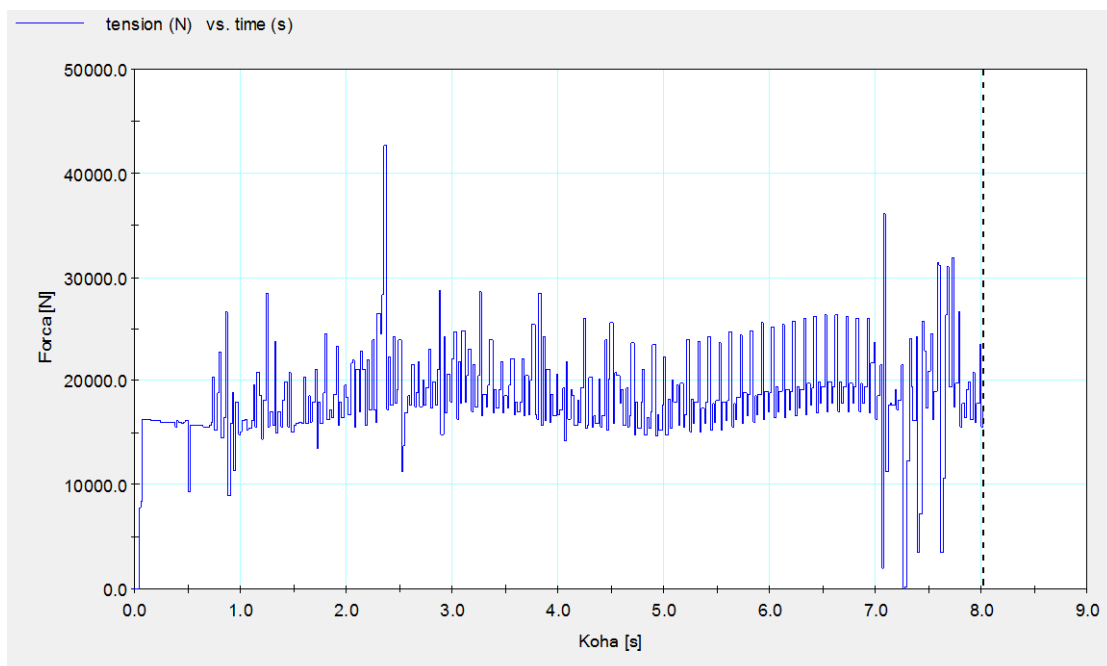


Fig. 5.1.2. Grafiku i forcës në një degë litari me ngarkesë maksimale 63 [kN].

**Konkluzion:** Gjatë simulimit të lëvizjes së karrocës me ngarkesë maksimale të vinçit gjysmëportal kemi fituar rezultatet si në diagramin fig. 5.1.2. Konkludojmë se vlerat mesatare të forcës në litar janë të përafërta me rezultatet e llogaritjeve statike si në kapitullin II. Në këtë diagram vlera maksimale e forcës së litarit gjatë lëvizjes së karrocës me ngarkes është  $F_{\max}(\text{lit}) \approx 27500$  [N] në fillim të procesit të lëvizjes, në kohën  $t = 1$  [s].

Konkludojmë se litar i nënshtrohet një force dinamike me amplituda relativisht të larta dhe frekuenca të theksuara që shkaktojnë lodhjen e litarëve dhe mundësinë e dëmtimit të tyre.

### 5.1.3 Forcat në litar ngritës dhe bartës gjatë lëvizjes së vinçit gjysmëportal.

#### Forcat në litar

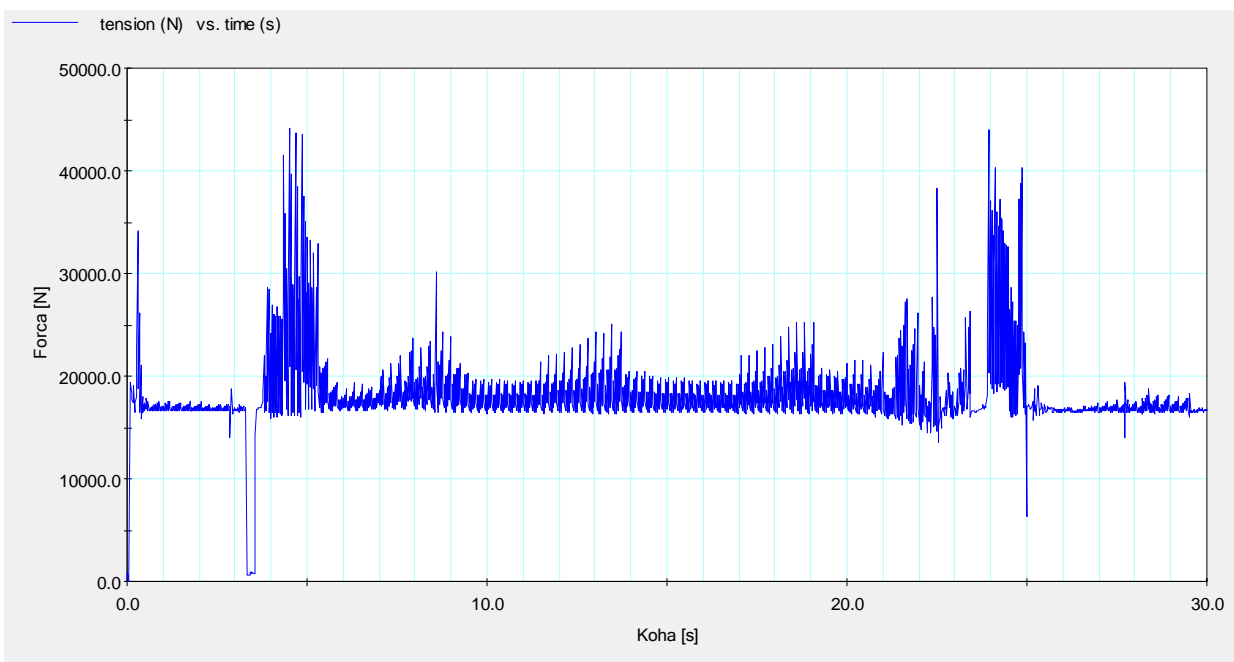


Fig. 5.1.3. Grafiku i forcës në një degë litari me ngarkes maksimale 63 [kN].

Nga diagrami i rezultateve grafike të forcës së degës të litarit me ngjyrë të kaltërt me ngarkesë maksimale  $F_{\text{lit}} = 44138$  [N], si në fig. 5.1.3. konkludojmë se vlerat mesatare të forcave në litar janë të përafërta me rezultatet e llogaritjeve statike që i kemi paraqitur në kapitullin III. Por, gjatë simulimit të fazës së dytë vërejmë lëkundje me amplituda të mëdha, në intervalin kohor në mes  $4 < t < 5$  [s] kemi lëkundje me amplituda  $16400 < A < 44138$  [N] dhe frekuenca

që shkojnë deri në 9 [Hz]. Kjo paraqet një natyrë të theksuar dinamike të ngarkimit të litarëve që mund të jenë spjegim i arsyes së lodhjes dhe dëmtimit të litarëve.

### 5.2.1 Forca në rrotën e vinçit gjatë ngritjes së ngarkesës

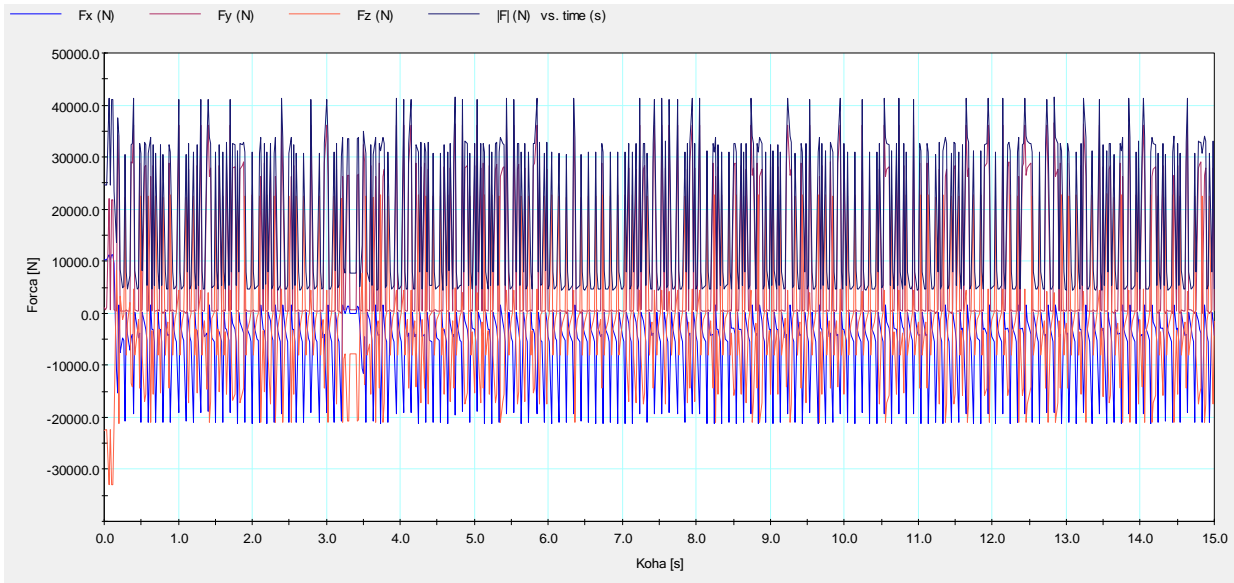


Fig. 5.2.1. Diagrami i rezultateve grafike të forcës në një rrotë të vinçit.

**Konkluzion:** Në diagramin fig. 5.2.1. vërejmë se rezultatet grafike të reaksioneve në rrotën e parë në anën e majtë janë pothuajse të njëjta me vlerën e llogaritur në analizën statike në kapitullin e II ku forca  $F_{Ay} \approx 26.23$  [kN]. Gjatë gjithë intervalit kohor  $1 < t < 15$  [s] vërejmë se kemi forca të njëjta në rrotat e vinçit. Konkludojmë se forcat në rrota i nënshtrohen një force të theksuar dinamike me amplituda relativisht të larta dhe frekuencë të theksuar që shkaktojnë lodhjen e materialit në sipërfaqen e kontaktit. Në diagram janë paraqitur forcat që veprojnë në rrotën e vinçit në akset  $x$ ,  $y$ ,  $z$  si dhe rezultanta e tyre.

Në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] amplitudat mrrijnë vlerën  $5.5 < A < 42.9$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 42.9$  [kN] për  $t=15$  [s]. ndërsa në kohën  $14 < t < 15$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 14 [Hz].

### 5.2.2 Forca në rrotën e vinçit gjatë lëvizjes së karrocës

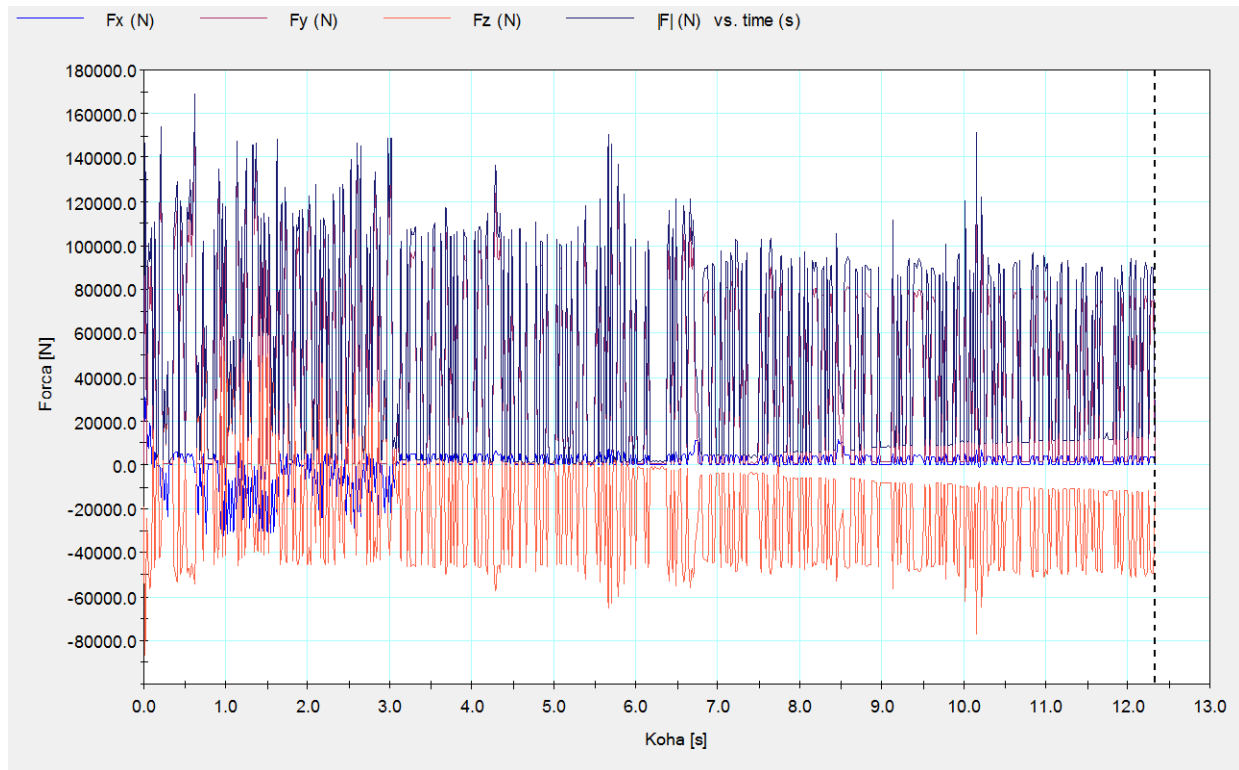


Fig. 5.2.2. Diagrami i rezultateve grafike të forcës në rrotën e vinçit.

**Konkluzion:** Në bazë të diagramit fig. 5.2.2. shihet se në fazën e parë mbështetësi është i ngarkuar me një ngarkes  $F \approx 130000$  [N] kurse në fazën e dytë kemi ngarkesën në mbështetës  $F \approx 900000$  [N]. Në intervalin kohor  $0 < t < 9$  [s] kemi lëvizjen drejtëvizore të vinçit portal ku në sekondën 5.9 [s] kemi një kërcim të diagramit që ndodh përshkak luhatjes me të theksuar të ngarkesës. Prej intervalit kohor  $9 < t < 10$  [s] kemi stabilizim të ngarkesës ku vinçi gjendet në qetësi.

Në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] amplitudat mrrijnë vlerën  $1.5 < A < 17$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 17$  [kN] për  $t=12$  [s]. ndërsa në kohën  $11 < t < 12$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 16 [Hz].

Konkludojmë se forca në mbështetës i nënshtrohet sforcimeve të theksuara dinamike me amplituda relativisht të larta dhe frekuenca të theksuara që shkaktojnë lodhjen e materialit në sipërfaqen e kontaktit.

### 5.2.3 Forca në rrotën e vinçit gjatë lëvizjes së vinçit gjysmëportal

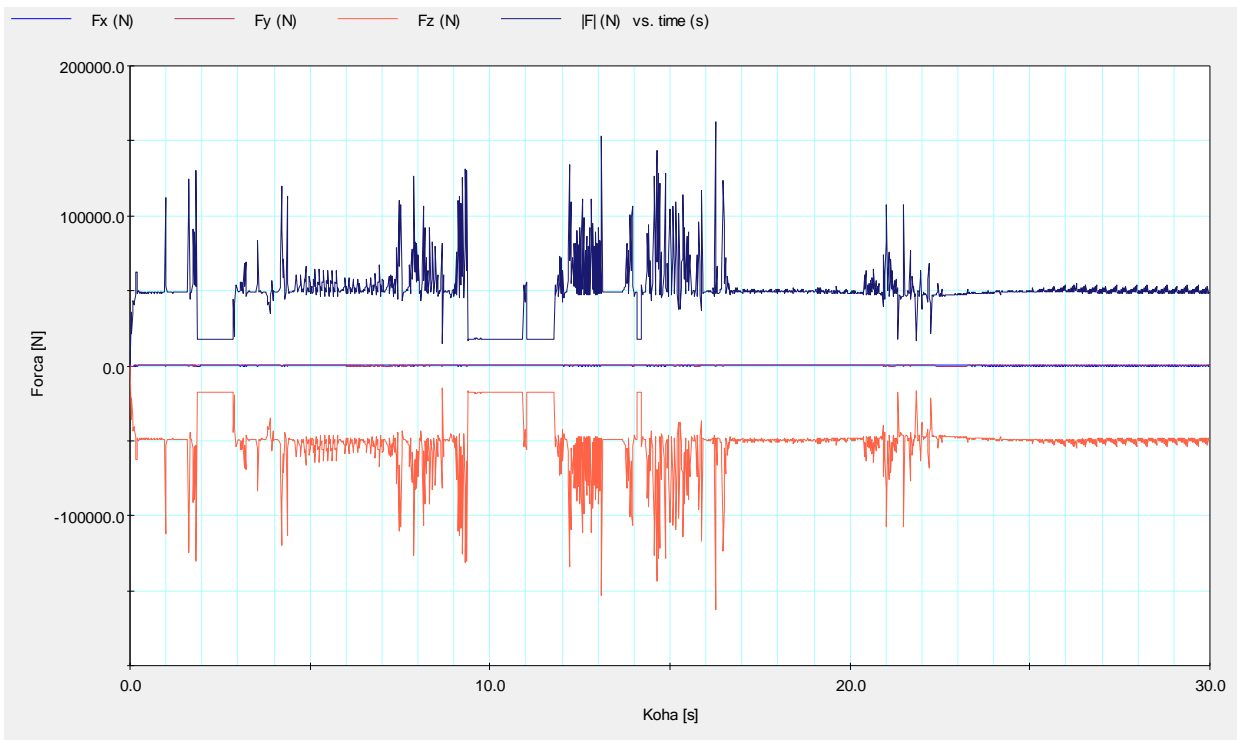


Fig. 5.2.3. Diagrami i forcës për rrotën e vinçit.

**Konkluzion:** Nga rezultatet e fituara sipas diagramit Fig.5.2.3 vërejmë se gjatë lëvizjes drejtëvizore të vinçit gjysmëportal me ngarkesë maksimale  $Q = 63$  [kN] lëvizjet e ngarkesës kanë qenë mjaft të theksuara. Në intervalit kohor  $0 < t < 20$  [s] kemi lëvizjen drejtëvizore të vinçit me ngarkesë maksimale kurse prej  $20 < t < 30$  [s] kemi stabilizimin e ngarkesës. Rezultati i paraqitur në diagram është përafërsisht i njëjtë me rezultatin e fituar në llogaritjet statike të kapitullit II.

Në intervalin kohor  $12 < t < 17$  [s] amplitudat mrrijnë vlerën  $17.5 < A < 162.9$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 162.9$  [kN] për  $t = 16.3$  [s]. ndërsa në kohën  $14.5 < t < 15.5$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 12 [Hz].

### 5.3 Forcat në katër lidhje gjatë ngritjes së ngarkesës

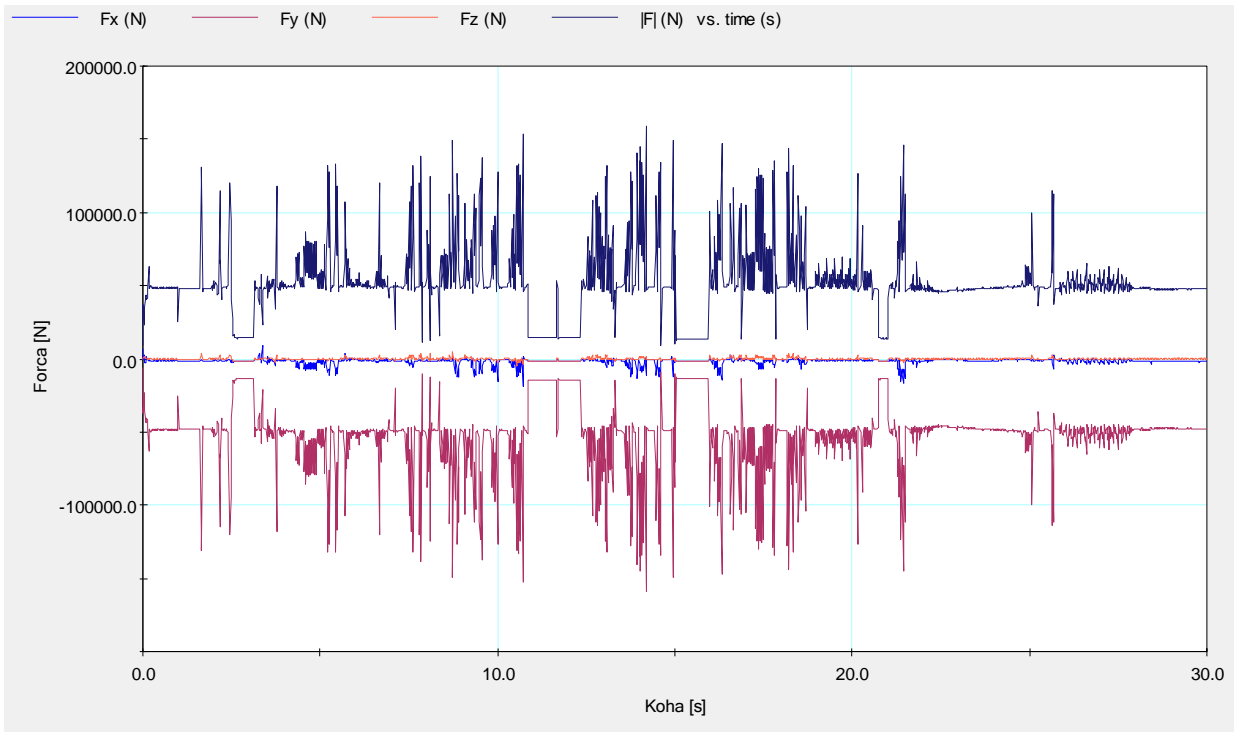


Fig. 5.3.1. Diagrami i forcës në lidhjen e traut me shtyllën.

**Konkluzion:** Në diagramin fig. 5.3.1. vërejmë se në intervalin kohor 2.8 [s] atëherë kur edhe bëhet ngritja e ngarkesës maksimale nga dyshemeja fillon faza fillestare ku mbështetësi është i ngarkuar me një ngarkesë të caktuar  $F \approx 48000$  [N]. Në intervalin kohor  $2.8 < t < 9$  [s] kemi ngritje të ngarkesës nga bazamenti me ç'rast forca e mrrinë vlerën  $F \approx 45000$  [N] që është e përafërt me forcën statike të llogaritur  $F_{Ay} \approx 88$  [kN], në analizën statike të traut të sipërm të vinçit gjysmëportal. Konkludojmë që forca në mbështetësin e parë në anën e majtë është relativisht e lartë që shkakton lodhjen me sipërfaqen e kontaktit.

Në intervalin kohor  $14 < t < 15$  [s] amplitudat mrrijnë vlerën  $112.5 < A < 151.8$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 162.8$  [kN] për  $t=14.3$  [s]. ndërsa në kohën  $16 < t < 17$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 4 [Hz].

### 5.3.1 Forcat në lidhjet e traut me shtyllën gjatë lëvizjes së karrocës.

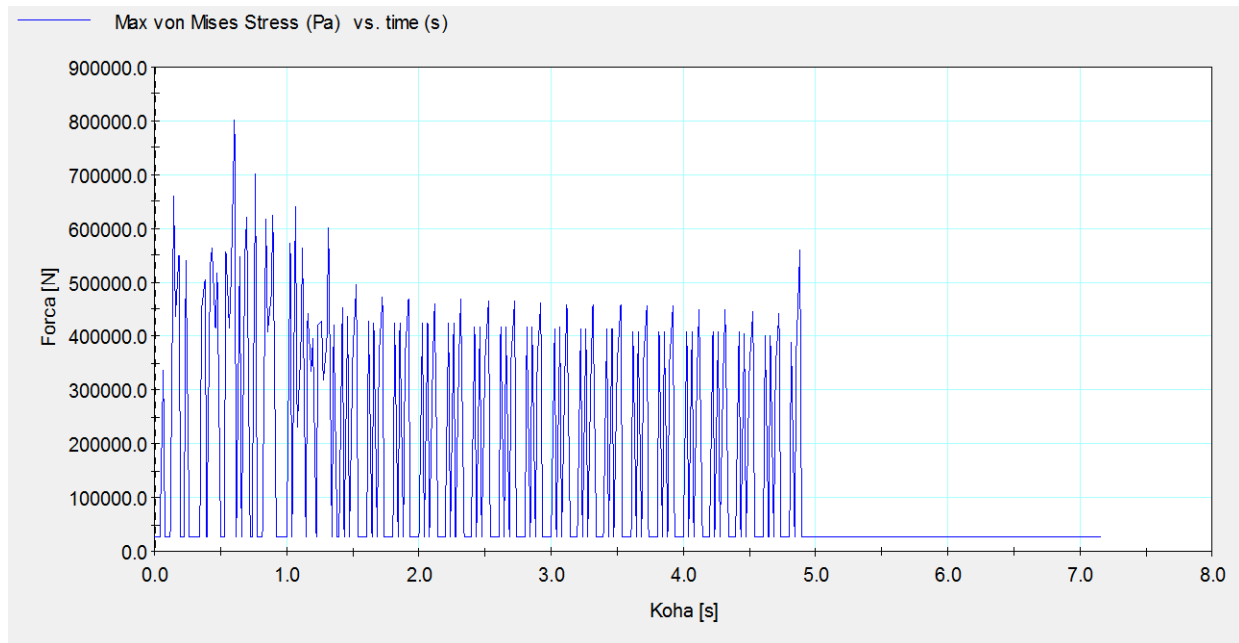


Fig. 5.3.2. Diagrami i forcës në lidhjen e traut me shtyllën.

**Konkluzion:** Në diagramin në fig. 5.3.2; vërejmë se rezultatet grafike të reaksioneve në mbështetësin e parë në anën e majtë janë pothuajse të njëjta me vlerën e llogaritur në analizën statike në kapitullin e II ku forca  $F_{Ay} \approx 88$  [kN]. Në intervalin kohor prej  $1 < t < 4.7$  [s] vërejmë se kemi rënje të forcës për shkak të lëvizjes së karrocës me ngarkes maksimale të vinçit gjysmëportal. Konkludojmë se forcat në mbështetës i nënshtrohen një force të theksuar dinamike me amplituda relativisht të larta dhe frekuencë të theksuar që shkaktojnë lodhjen e materialit në sipërfaqen e kontaktit.

Në intervalin kohor  $0.5 < t < 1.5$  [s] amplitudat mrrijnë vlerën  $2.5 < A < 80$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 80$  [kN] për  $t = 0.7$  [s]. ndërsa në kohën  $3 < t < 4$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 12 [Hz].



### 5.3.2 Forcat në lidhjet e traut me shtyllën gjatë lëvizjes së vinçit gjysmëportal.

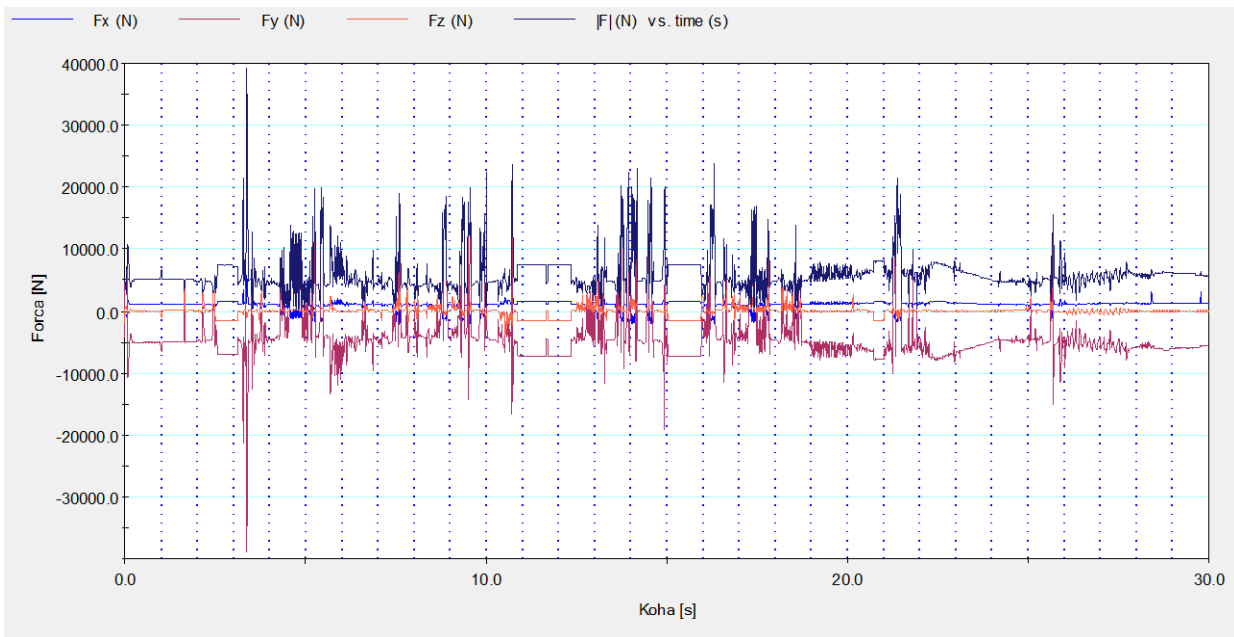


Fig. 5.3.3. Grafiku i forcës në lidhjen e traut me shtyllën.

**Konkluzion:** Në bazë të diagramit në fig. 5.3.3. shihet se në fazën e parë mbështetësi është i ngarkuar me një ngarkesë  $F \approx 44000$  [N] kurse në fazën e dytë kemi ngarkesën në mbështetës  $F \approx 47000$  [N]. Në intervalin kohor  $0 < t < 9$  [s] kemi lëvizjen drejtëvizore të vinçit gjysmëportal ku në sekondën 6.9 [s] kemi një kërcim të diagramit që ndodh përshkak të luhatjes më të theksuar të ngarkesës. Prej intervalit kohor  $9 < t < 10$  [s] kemi stabilizim të ngarkesës ku vinçi gjendet në qetësi. Konkludojmë se forca në mbështetës i nënshtrohet sforcimeve të theksuara dinamike me amplituda relativisht të larta dhe frekuenca të theksuara që shkaktojnë lodhjen e materialit në sipërfaqen e kontaktit.

Në intervalin kohor  $11 < t < 12$  [s] amplitudat marrin vlerën  $1.5 < A < 23.6$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 39.7$  [kN] për  $t = 3.4$  [s]. ndërsa në kohën  $19 < t < 20$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 14 [Hz].

## 5.4 Forcat në katër rrotat e karrocës gjatë ngritjes së ngarkesës

### Forcat në katër rrotat e karrocës

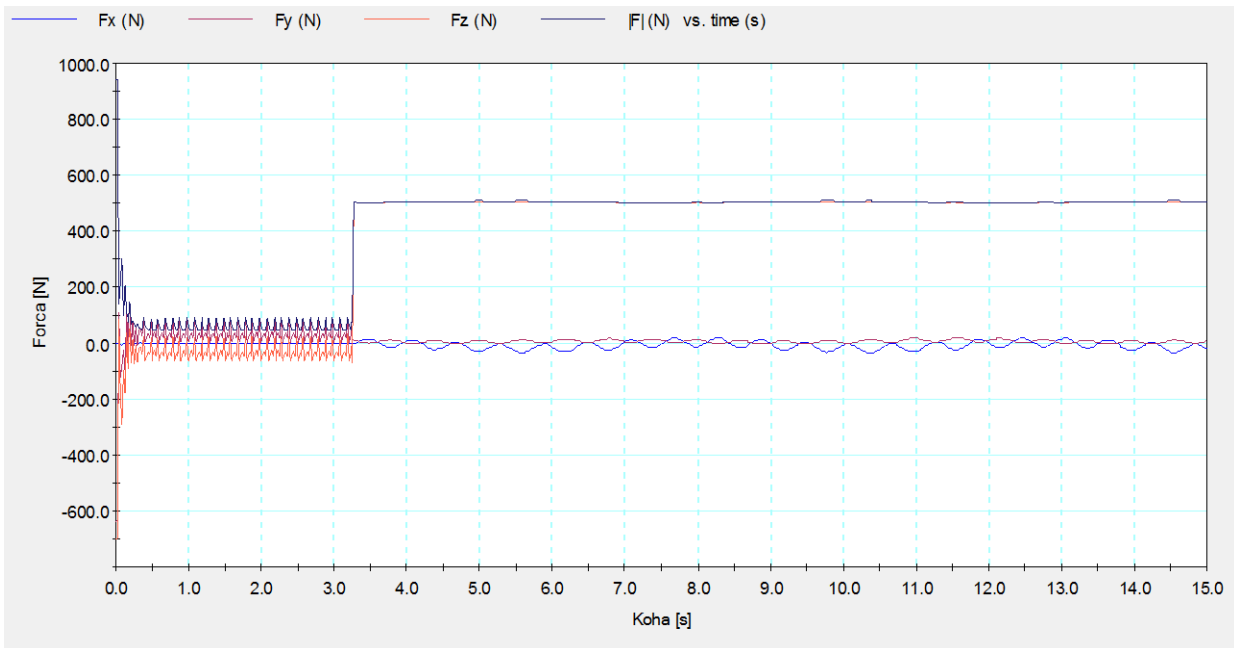


Fig. 5.4.1 Diagrami i forcës në rrotën e karrocës.

**Konkluzion:** Në diagramin fig. 5.4.1. vërejmë se rezultatet grafike të reaksioneve në rrotën e parë në anën e majtë janë pothuajse të njëjta me vlerën e llogaritur në analizën statike në kapitullin e II ku forca  $F_{Ay} \approx 51$  [kN]. Në intervalin kohor prej  $3.3 < t < 15$  [s] vërejmë se kemi forcë konstante të stabilizuar për shkak të ngritjes së ngarkes maksimale të vinçit gjysmëportal. Konkludojmë se forcat në rrota i nënshtrohen një force të theksuar dinamike me amplituda relativisht të larta dhe frekuencë të theksuar që shkaktojnë lodhjen e materialit në sipërfaqen e kontaktit.

Në intervalin kohor  $1 < t < 2$  [s] amplitudat mrrijnë vlerën  $1.5 < A < 43.6$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 51$  [kN] për  $t = 3.3$  [s]. ndërsa në kohën  $2 < t < 3$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 16 [Hz].

### 5.4.1 Forcat në katër rrotat e karrocës gjatë lëvizjes së karrocës.

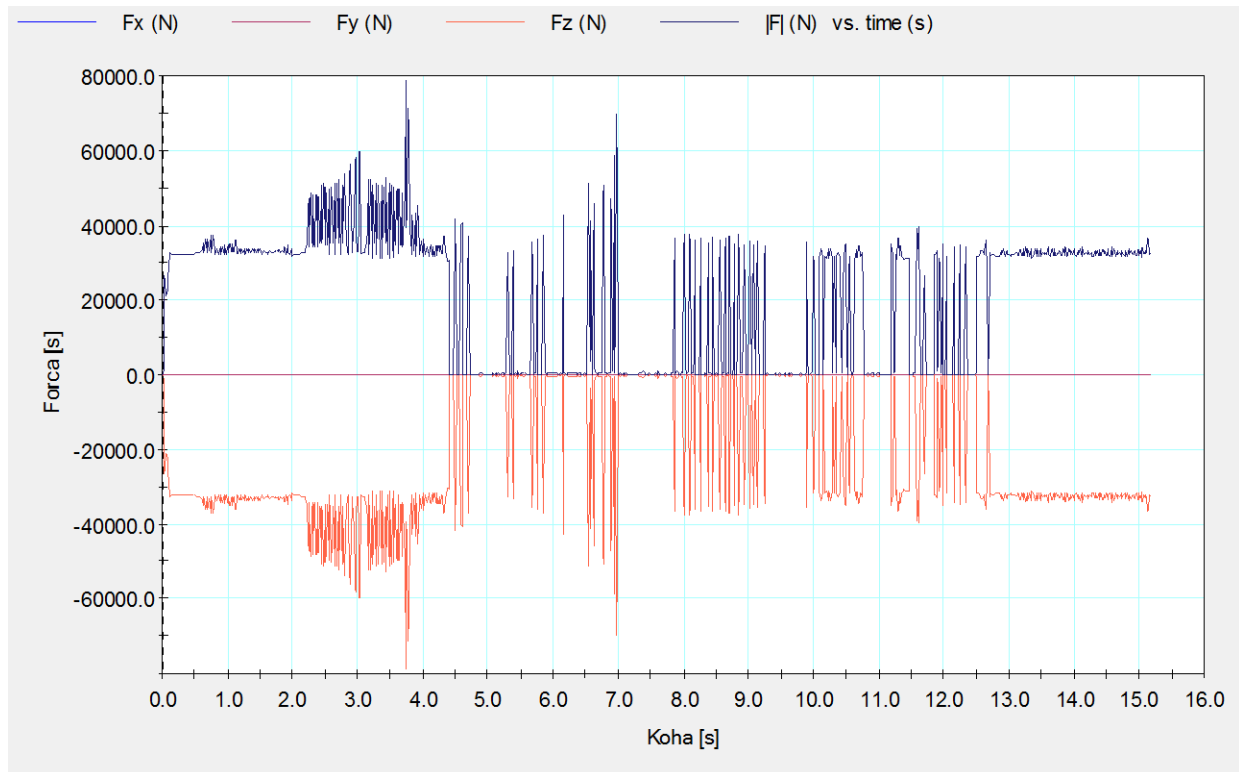


Fig. 5.4.2. Grafiku i forcës në rrotën e karrocës.

**Konkluzion:** Në bazë të diagramit në fig. 5.4.2. shihet se në fazën e parë mbështetësi është i ngarkuar me një ngarkesë  $F \approx 47000$  [N] kurse në fazën e dytë kemi ngarkesën në mbështetës  $F \approx 41000$  [N]. Në intervalin kohor  $0 < t < 9$  [s] kemi lëvizjen drejtëvizore të vinçit gjysmëportat ku në sekondën 6.9 [s] kemi një kërcim të diagramit që ndodh përshkak të luhatjes me të theksuar të ngarkesës. Prej intervalit kohor  $9 < t < 10$  [s] kemi stabilizim të ngarkesës ku vinçi gjendet në qetësi.

Konkludojmë se forca në mbështetës i nënshtrohet sforcimeve të theksuara dinamike me amplituda relativisht të larta dhe frekuenca të theksuara që shkaktojnë lodhjen e materialit në sipërfaqen e kontaktit.

### 5.4.2 Forcat në katër rrotat e karrocës gjatë lëvizjes së vinçit gjysmëportal.

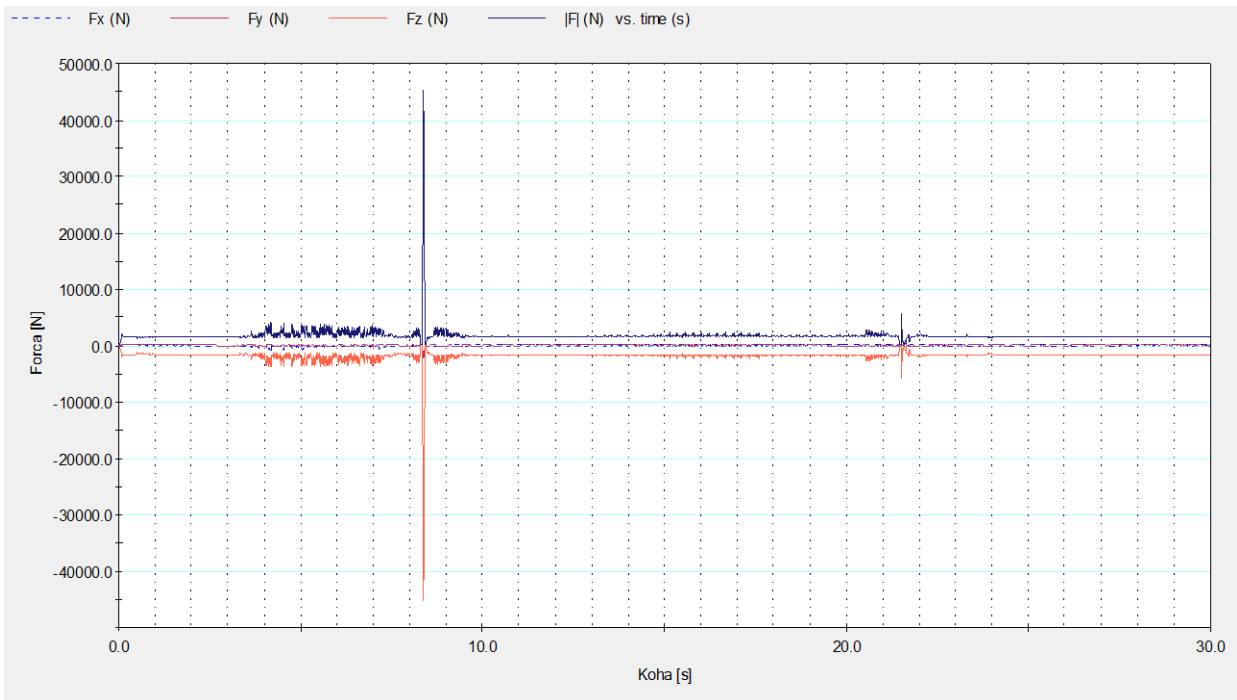


Fig. 5.4.3. Grafiku i forcës në rrotën e karrocës.

**Konkluzion:** Nga rezultatet e fituara sipas diagramit në fig. 5.4.3; vërejmë se gjatë lëvizjes drejtëvizore të vinçit gjysmëportal me ngarkesë maksimale  $Q = 63$  [kN] lëvizjet e ngarkesës kanë qenë mjaft të theksuara. Në intervalit kohor  $0 < t < 9$  [s] kemi lëvizjen drejtëvizore të vinçit me ngarkesë maksimale kurse prej  $10 < t < 14$  [s] kemi stabilizimin e ngarkesës. Rezultati i paraqitur në diagram është përafërsisht i njëjtë me rezultatin e fituar në llogaritjet statike të kapitullit II.

Në intervalin kohor  $3 < t < 4$  [s] amplitudat mrrijnë vlerën  $11.2 < A < 45.6$  [kN]. Forca maksimale është  $F_{max} = 46$  [kN] për  $t = 8.3$  [s], ndërsa në kohën  $5 < t < 6$  [s] kemi lëkundje me mjaft frekuenca që shkojnë deri në 13 [Hz].

## KAPITULLI VI

### 6. ANALIZA E FORCAVE DHE MOMENTEVE TË PJESËVE KRYESORE TË VINÇIT GJATË LËSHIMIT TË NGARKESËS

#### 6.1 PROCESI I LËSHIMIT TË NGARKESËS

Procesi i lëshimit të peshës me ngarkesë maksimale 63 [kN]

Analizat e lëshimit të ngarkesës janë bërë me qëllim të fitimit të rezultateve gjatë punës së vinçit. Nga bazat teorike, është vlerësuar se procesi i lëshimit është më i lehtë se sa ngritja dhe më pak kompleks në aspektin e studimit dinamik.

Analiza e lëshimit të ngarkesës maksimale  $Q= 63$  [kN] fillon me procesin e lëshimit të ngarkesës nga lartësia e caktuar dhe arrin deri në bazament. Parametrat që do të kërkohen si rezultat janë forcat në litar, forcat në katër rrotat e vinçit gjysmëportal.

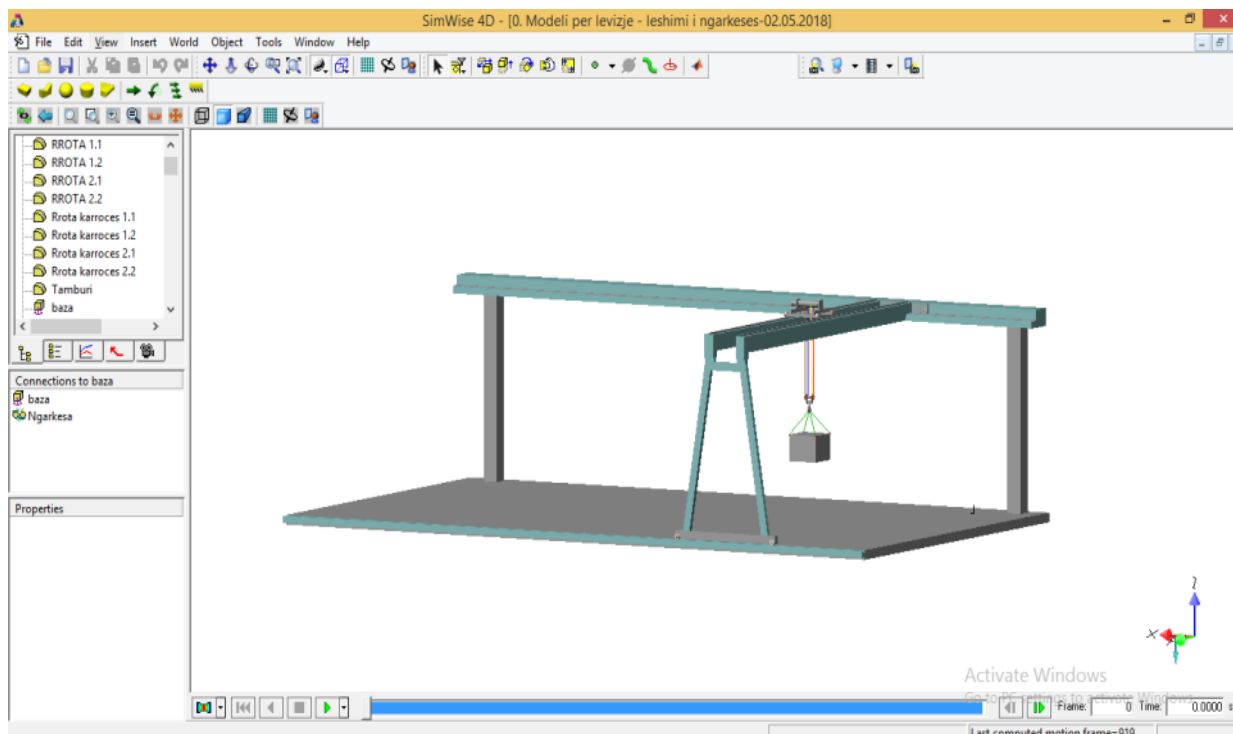


Fig. 6. Lëshimi i ngarkesës.

### 6.1.1. Forca në litar lëshimi i ngarkesës

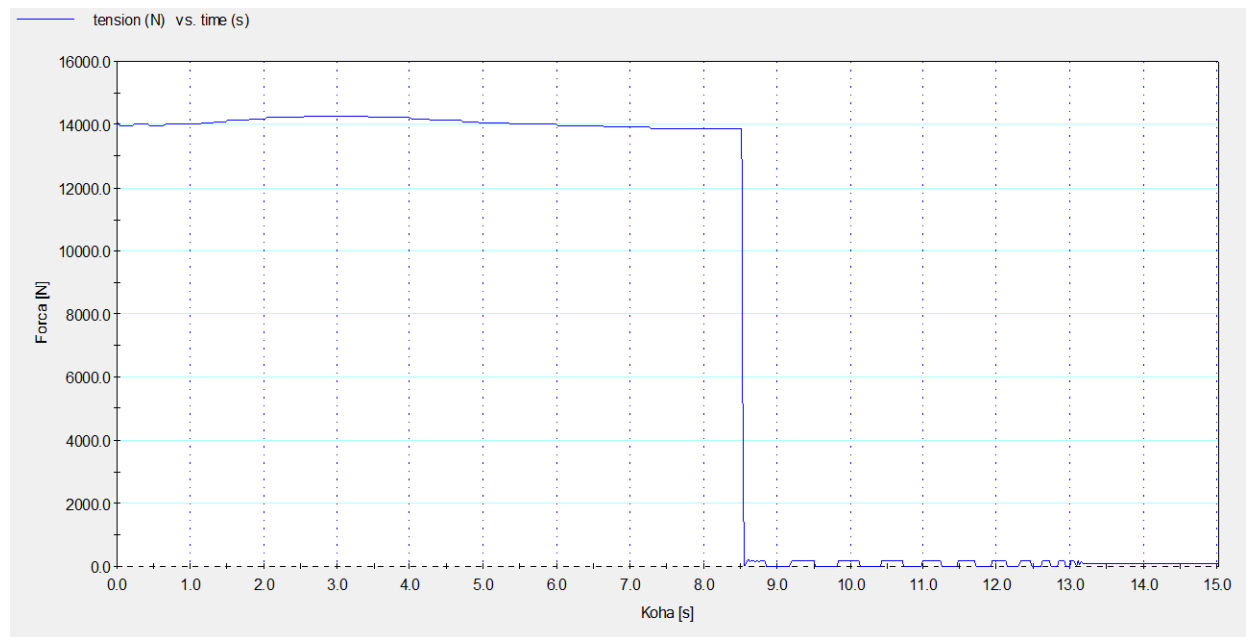


Fig. 6.2. Grafiku i forcës së litarit gjatë lëshimit të ngarkesës.

Nga e dhëna grafike që paraqitet gjatë simulimit të lëshimit të ngarkesës, vërehet se litar është i ngarkuar me forcë 14 [kN] dhe ndërprehet kur ngarkesa bie në dyshe, edhe siç shihet nga grafiku kemi ndërprerje të menjëherëshme.

### 6.1.2. Forca në rrotat e karrocës lëshimi i ngarkesës

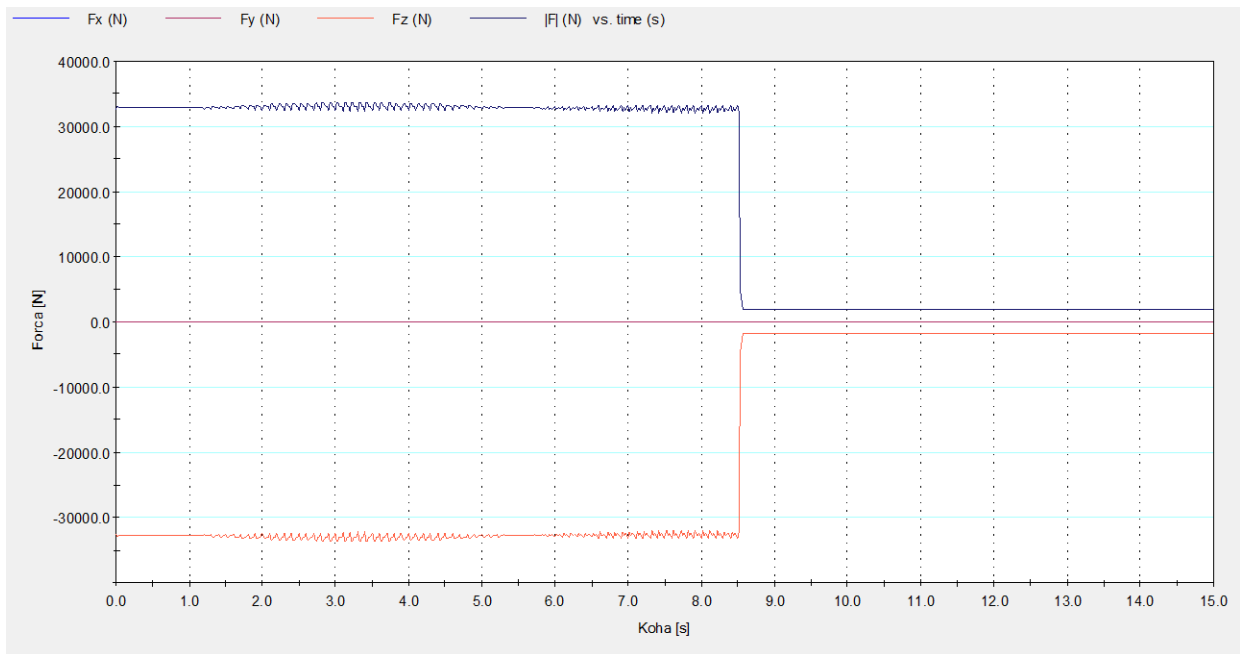


Fig. 6.3. Grafiku i forcës së rrotës të karrocës gjatë lëshimit të ngarkesës.

Nga e dhëna grafike që paraqitet gjatë simulimit të lëshimit të ngarkesës, vërejmë se ngarkesa në rrota është e ngarkuar me forcë 32 [kN] dhe ndërprehet kur ngarkesa bie në dyshe, edhe siç shihet nga grafiku kemi ndërprerje të menjëherëshme por kemi një ngarkesë të peshës vetiakte të vet karrocës.

### 6.1.3. Forca në rrotat e vinçit lëshimi i ngarkesës

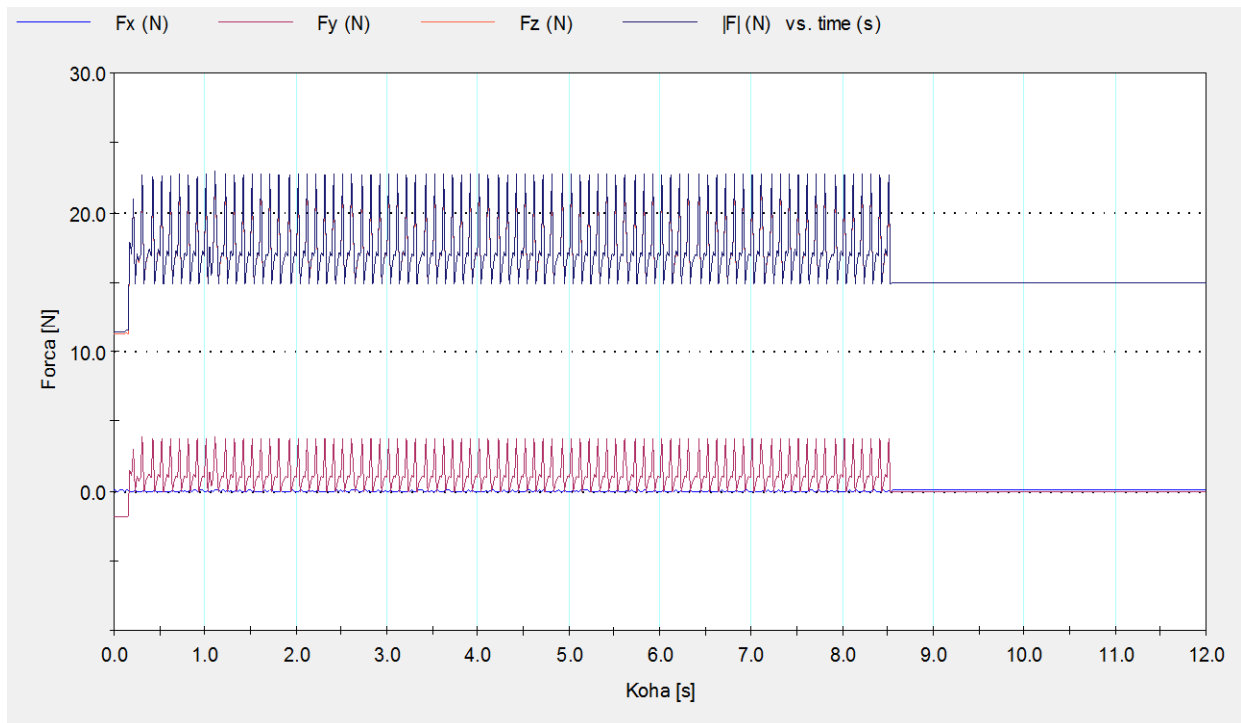


Fig. 6.4. Grafiku i forcës së rrotës të vinçit gjatë lëshimit të ngarkesës.

Nga grafiku shihet se gjatë simulimit të lëshimit të ngarkesës, vërejmë se ngarkesa në rrota është e ngarkuar me forcë 32 [kN] dhe ndërprehet kur ngarkesa bie në dysheme, edhe siç shihet nga grafiku kemi ndërprerje të menjëherëshme por kemi një ngarkesë të peshës së vet vinçit gjysmëportal.

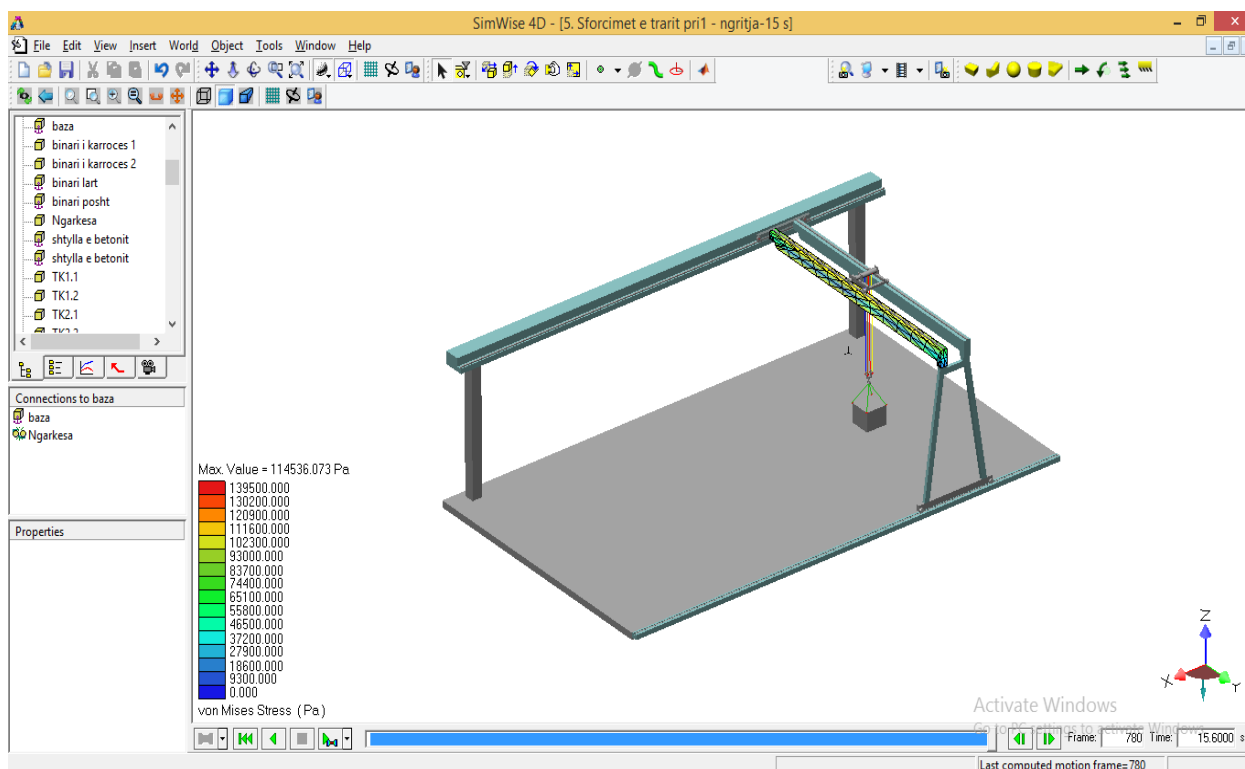


## KAPITULLI VII

### 7. ANALIZA E SFORCIMEVE, DEFORMIMEVE DHE ZHVENDOSJEVE TË PJESËVE KRYESORE TË VINÇIT GJATË PROCESEVE TË PUNËS

Parametrat që do të kërkohen si rezultat janë sforcimet në dy trarët e sipërm, anësor dhe në trarët mbi binarët e vinçit gjysmë portal.

#### 7.1.1 Sforcimet e traut të sipërm gjatë ngritjes së ngarkesës



*Fig.7.1. Sforcimi i traut të parë gjatë ngritjes së ngarkesës maksimale të vinçit gjysmë portal.*

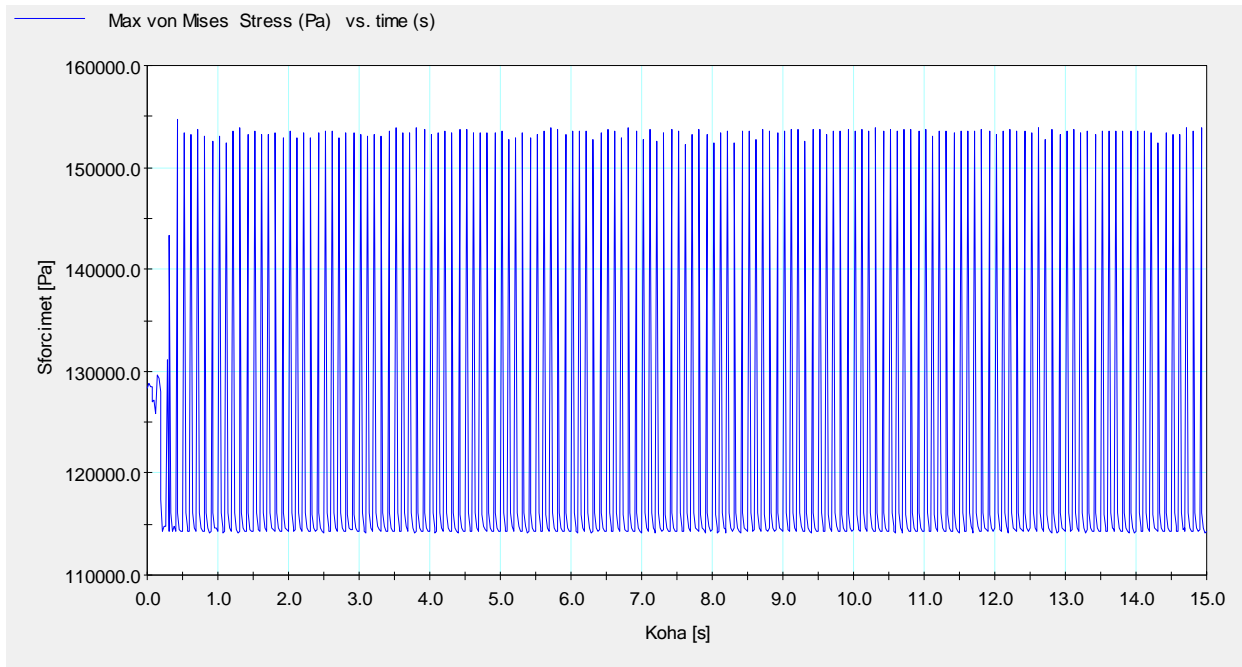


Fig. 7.1.1 Grafiku i sforcimeve në traun e parë të vinçit gjysmëportal.

**Konkluzion:** Sipas diagramit fig. 7.1. shihet se në fazën e parë në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] ngarkesa është në dysheme, ndërsa prej intervalit kohor  $1 < t < 2$  [s] kemi shtrëngimin e litarëve, ndërsa në fazën e dytë në intervalin kohor  $2 < t < 9$  [s] kemi ngritjen e ngarkesës ku vlera mesatare e sforcimeve është  $\sigma \approx 135000$  [Pa]. Vlera maksimale e cila është arritur gjatë ngritjes së ngarkesës maksimale është  $\sigma = 154000$  [Pa]. Nga rezultatet e diagramit fig. 7.1.1. mund të konkludojmë se trau i parë i nënshtrohet lëkundjeve të theksuara me amplituda relativisht të larta. Këto sforcime shkaktojnë lodhjen e materialit të traut të parë të vinçit gjysmëportal dhe mundësi të paraqitjes së dëmtimeve të traut.

### 7.1.2 Sforcimet e traut të sipërm gjatë lëvizjes së karrocës

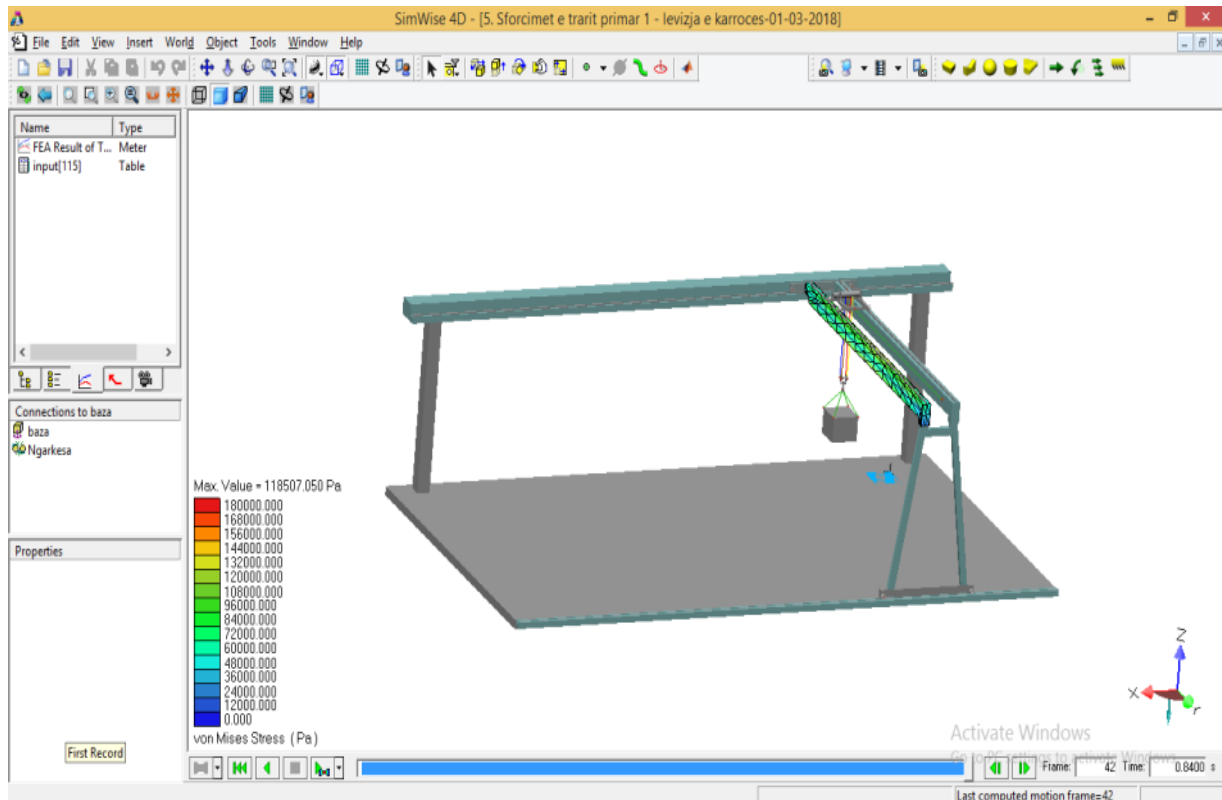


Fig. 7.1.2. Sforcimi i traut të sipërm.

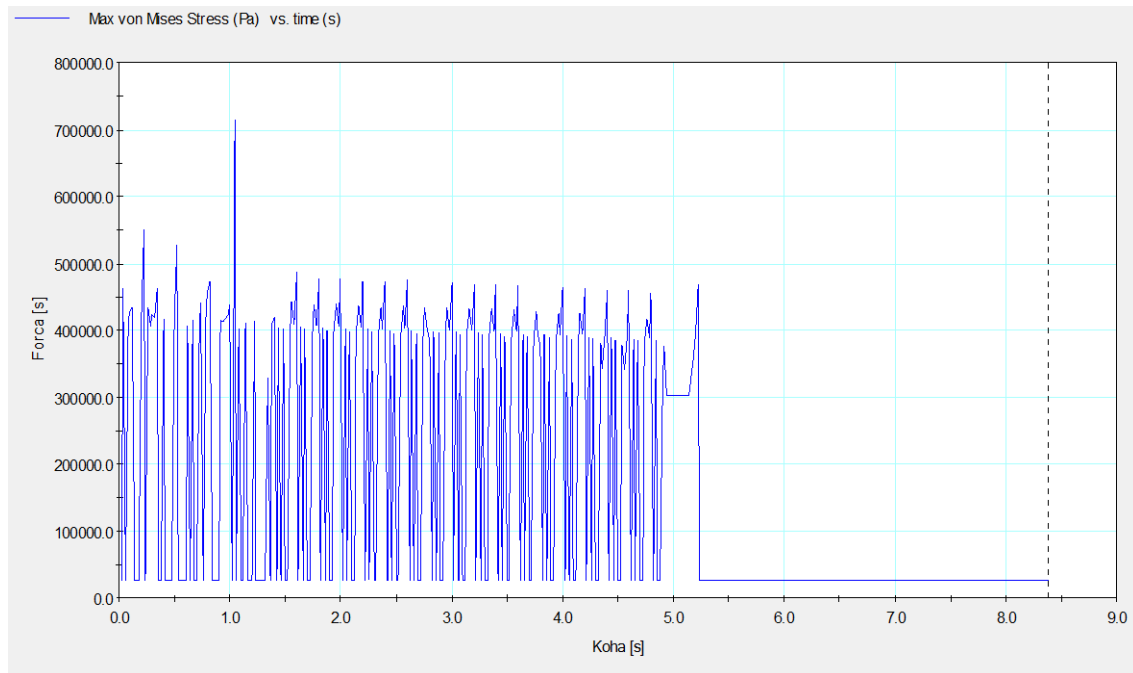


Fig. 7.1.2.1. Grafiku i sforcimeve në traun e parë të vinçit gjysmëportal.

**Konkluzion:** Duke u bazuar në rezultatet grafike të paraqitura në diagramin fig. 7.1.2.1. shihet se në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s], në fazën e parë kemi lëkundje të theksuara të ngarkesës e cila gjendet në lartësi  $h = 1.35$  [m] nga bazamenti ku vlerat mesatare e sforcimeve arrihen deri në  $\sigma = 250000$  [Pa]. Në fazën e dytë në intervalin kohor  $1 < t < 3$  [s] kemi lëvizjen e karrocës me ngarkesë maksimale ku vlerat e sforcimeve mesatarisht e arrit vlerën  $\sigma = 300000$  [Pa], por në kohën  $t = 1.3$  [s] arrihen vlerat maksimale të sforcimeve  $\sigma_{\max} = 720000$  [Pa]. Në bazë të rezultateve të diagramit fig. 6.1.2. shihet se prej sekondës së 4.5 kemi një tendencë të rënjes së vlerave deri te sekonda 5, mandej kemi rritje të vogël të vlerave të sforcimeve.

Konkludojmë që sforcimet në trarë janë të natyrës dinamike, me amplituda të theksuara që mrrijnë vlerën më të lartë në vlerat  $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 720000 - 115000 = 615000$  [Pa], që paraqet amplitudë relativisht të lartë të lëkundjeve, që ndodh në intervalin  $1.1 < t < 2$  [s]. Frekuencat e sforcimeve në trarë janë gjithashtu të mëdha, dhe mrrijnë në  $\nu = 13$  [Hz] në intervalin  $3 < t < 4$  [s]. Këto lëkundje të theksuara të trarëve shkaktojnë lodhje të materialit në traun e vinçit gjysmëportal dhe mundësi të paraqitjes së dëmtimeve.

### 7.1.3 Sforcimet e traut të sipërm gjatë lëvizjes së vinçit

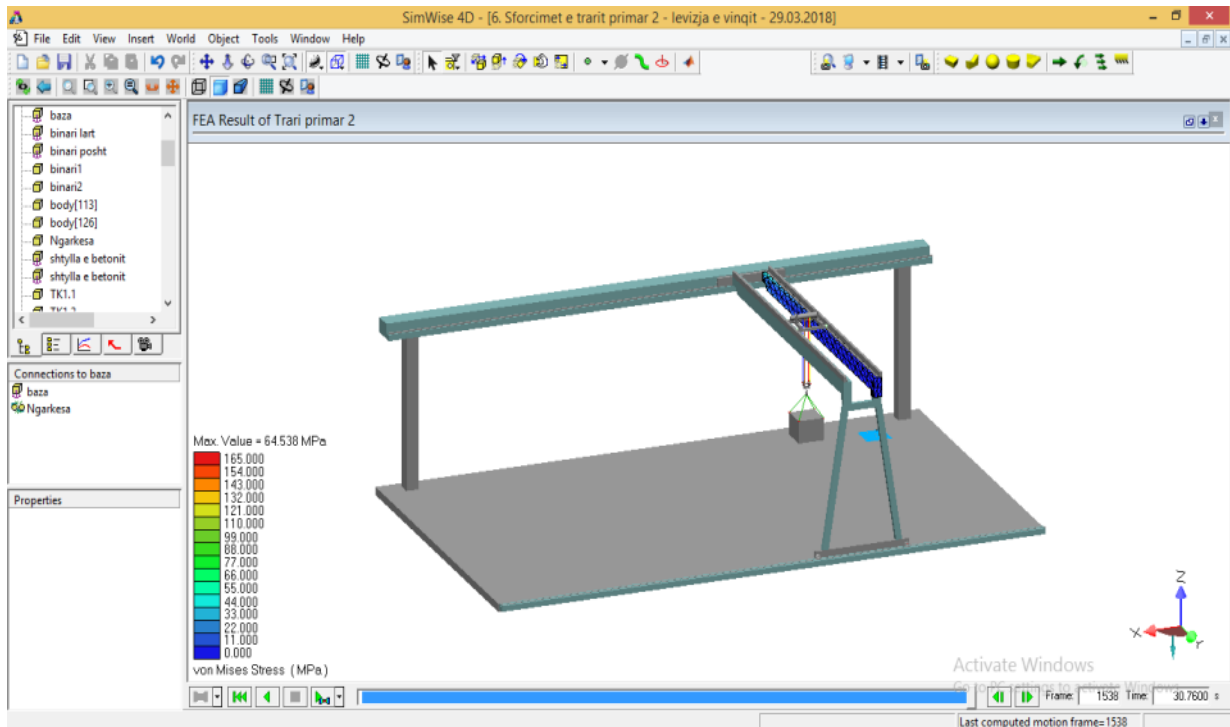


Fig. 7.1.3. Sforcimi i traut të sipërm.

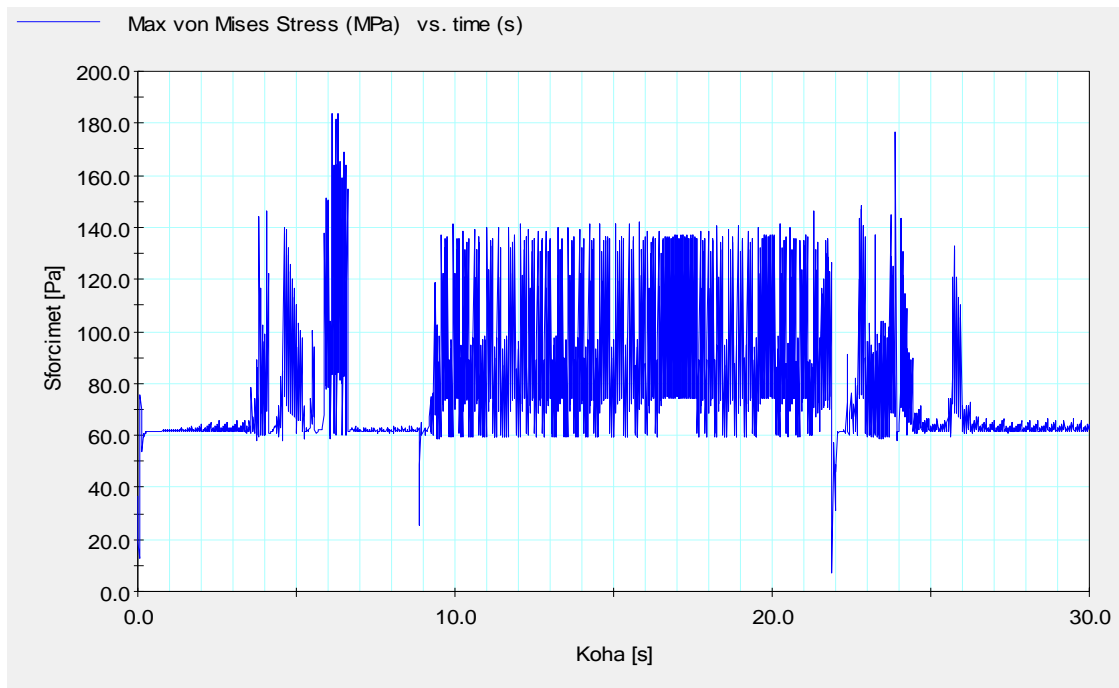


Fig. 7.1.3.1. Grafiku i sforcimeve në traun e parë të vinçit gjysmëportal.

**Konkluzion:** Sipas diagramit fig. 7.1.3 shihet se në fazën e parë në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] ngarkesa është e varur pezull, ndërsa prej intervalit kohor  $1 < t < 3.7$  [s] kemi sforcimin e traut, ndërsa në fazën e dytë në intervalin kohor  $3.7 < t < 7$  [s] kemi lëvizjen e ngarkesës ku vlera mesatare e sforcimeve të traut është  $\sigma \approx 110000$  [Pa]. Vlera maksimale e cila është arritur gjatë lëvizjes horizontale së ngarkesës maksimale është  $\sigma = 182000$  [Pa]. Nga rezultatet e diagramit fig. 6.1.3. mund të konkludojmë se trau i parë i nënshtrohet lëkundjeve të theksuara me amplituda relativisht të larta. Konkludojmë që sforcimet në trarë janë të natyrës dinamike, me amplituda të theksuara që mrrijnë vlerën më të lartë në vlerat  $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 181000 - 115000 = 73000$  [Pa], që paraqet amplitudë relativisht të lartë të lëkundjeve, që ndodh në intervalin  $6 < t < 7$  [s]. Frekuencat e sforcimeve në trarë janë gjithashtu të mëdha, dhe mrrijnë në  $\nu = 9$  [Hz] në intervalin  $10 < t < 11$  [s]. Këto lëkundje të theksuara të trarëve shkaktojnë lodhje të materialit në traun e vinçit gjysmëportal dhe mundësi të paraqitjes së dëmtimeve.

## 7.2. Sforcimet e portës mbajtëse gjatë ngritjes së ngarkesës.

### 7.2.1 Sforcimet e portës mbajtëse

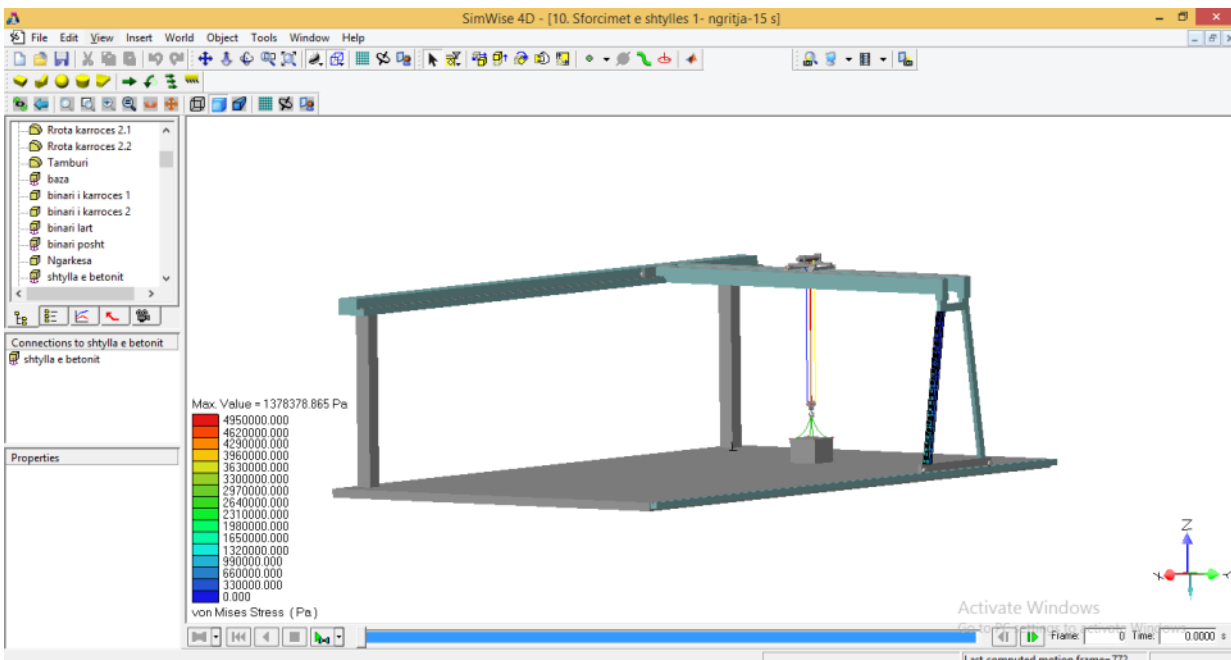


Fig. 7.2.1. Sforcimi i shtyllës vërtikale.

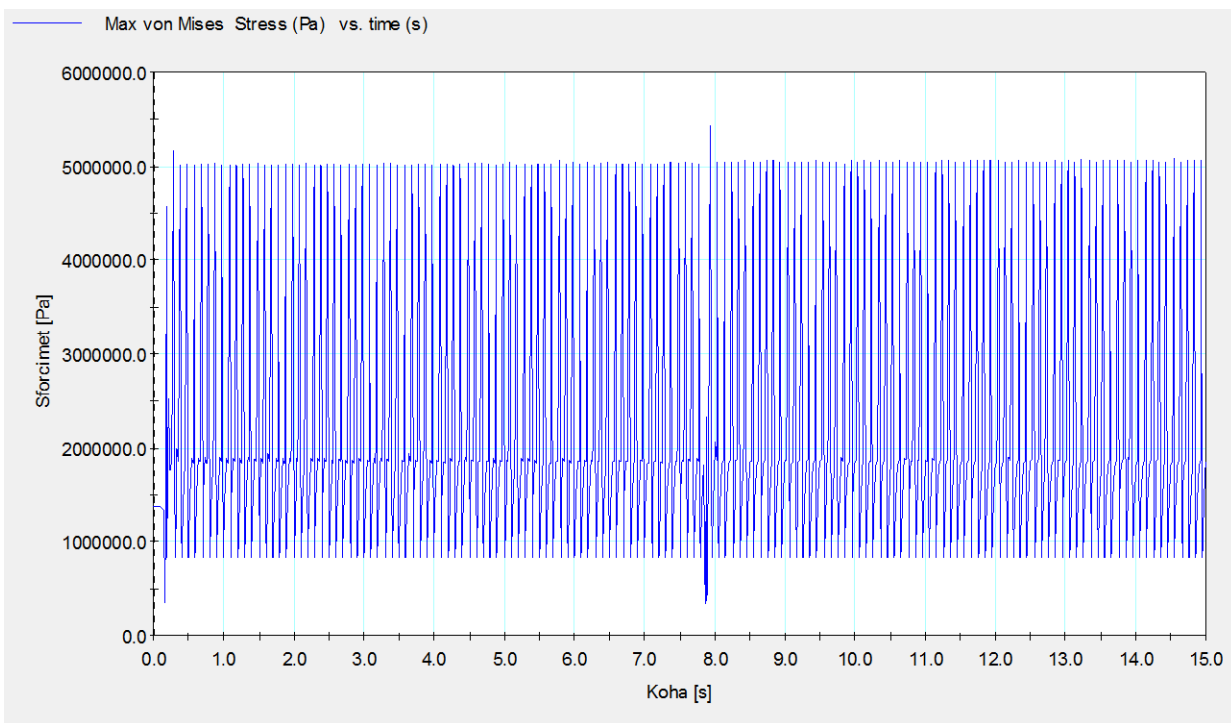


Fig. 7.2.1.2. Grafiku i sforcimeve në traun e parë të vinçit gjysmëportal.

**Konkluzion:** Sipas diagramit fig. 7.2.2 shihet se në fazën e parë në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] ngarkesa është në dysHEME, ndërsa prej intervalit kohor  $1 < t < 2$  [s] kemi sforcimin e shtyllës – portës mbajtëse, ndërsa në fazën e dytë në intervalin kohor  $2 < t < 7.5$  [s] kemi ngritjen e ngarkesës ku vlera mesatare e sforcimeve është  $\sigma \approx 300000$  [Pa]. Vlera maksimale e cila është arritur gjatë ngritjes së ngarkesës maksimale është  $\sigma = 500000$  [Pa].

Konkludojmë që sforcimet në shtyllë – portë mbajtëse janë të natyrës dinamike, me amplituda të theksuara që mrrijnë vlerën më të lartë në vlerat  $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 800000 - 500000 = 300000$  [Pa], që paraqet amplitudë relativisht të lartë të lëkundjeve, që ndodh në intervalin  $6.5 < t < 7.5$  [s]. Frekuencat e sforcimeve janë gjithashtu të mëdha, dhe mrrijnë në  $\nu = 14$  [Hz] në intervalin  $10 < t < 11$  [s]. Këto lëkundje të theksuara shkaktojnë lodhje të materialit në shtyllën – portën mbajtëse të vinçit gjysmëportal dhe mundësi të paraqitjes së dëmtimeve.

### 7.2.2 Sforcimi i portës mbajtëse gjatë lëvizjes së vinçit gjysmëportal

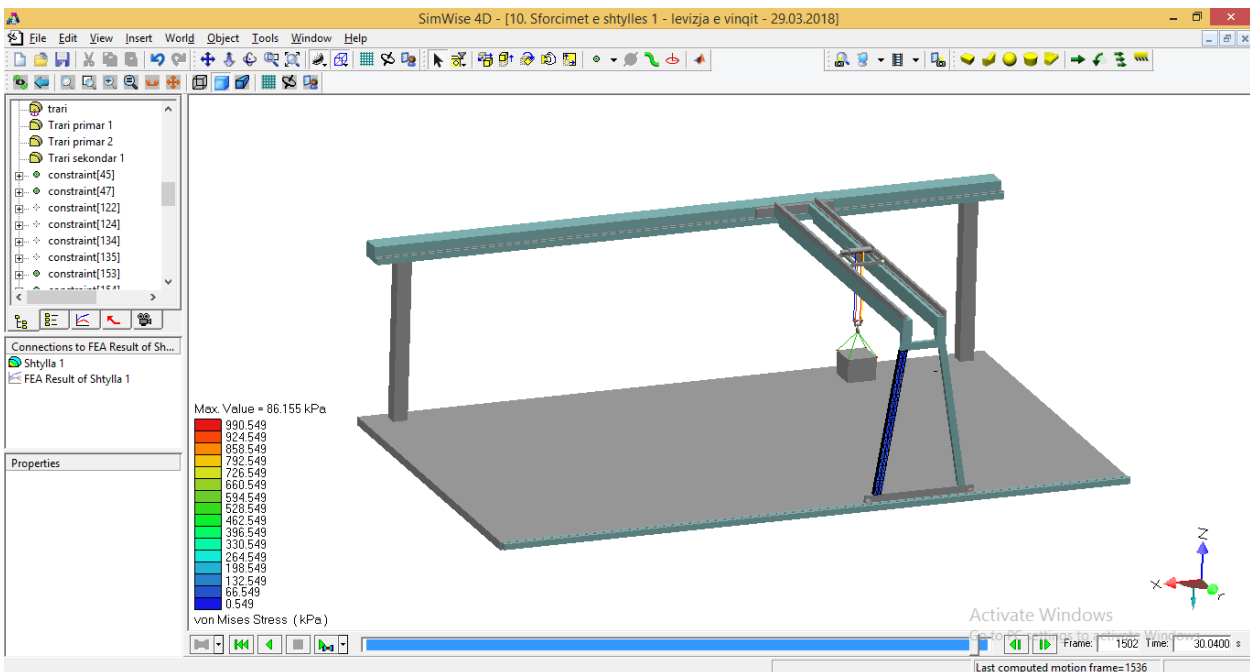


Fig. 7.2.2. Sforcimi i shtyllës vërtikale.



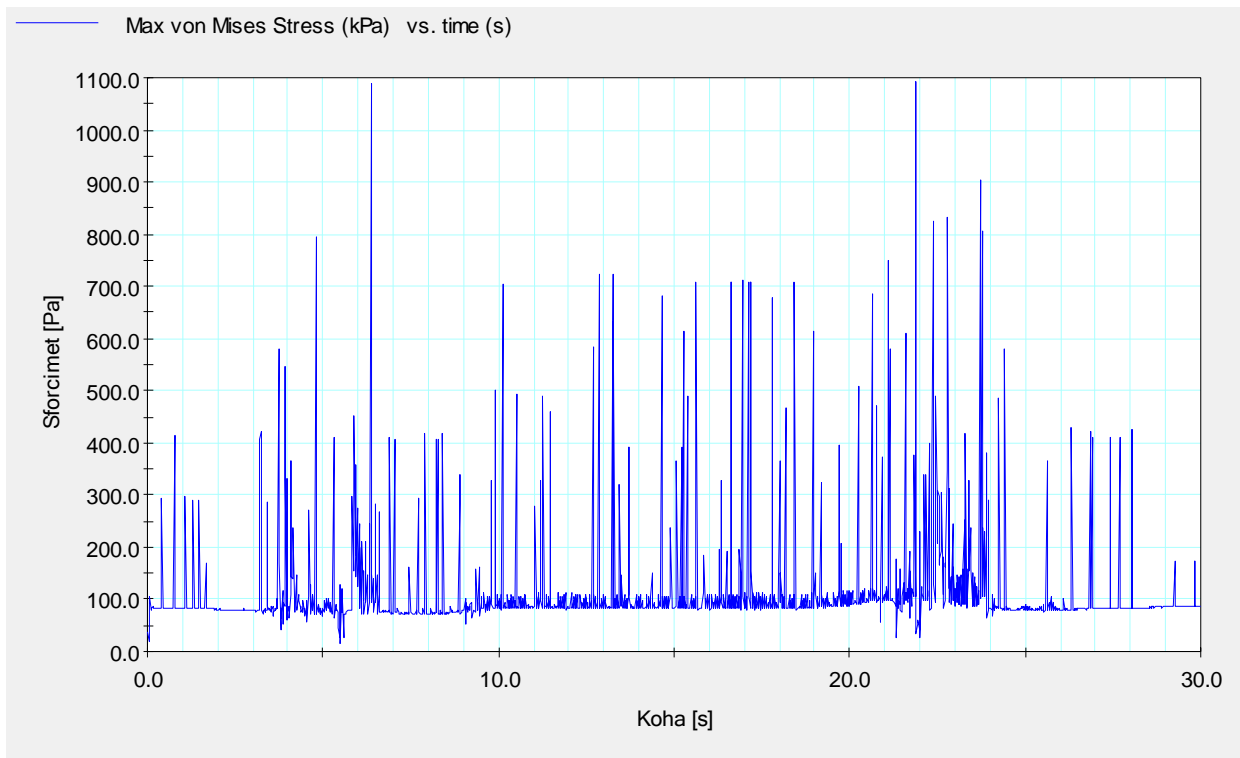


Fig. 7.2.3. Grafiku i sforcimeve në shtyllën e parë të vinçit gjysmëportal.

**Konkluzion:** Sipas diagramit fig. 7.2.3 shihet se në fazën e parë në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] gjatë lëvizjes së vinçit i cili lëvizë bashk me ngarkesë, kemi sforcimin e potës mbajtëse, ndërsa në fazën e dytë në intervalin kohor  $2 < t < 15$  [s] kemi ngritjen e ngarkesës ku vlera mesatare e sforcimeve është  $\sigma \approx 500000$  [Pa]. Vlera maksimale e cila është arritur gjatë lëvizjes së ngarkesës maksimale është  $\sigma = 1100000$  [Pa]. Nga rezultatet e diagramit fig. 7.2.3.

Konkludojmë që sforcimet në portën mbajtëse janë të natyrës dinamike, me amplituda të theksuara që mrrijnë vlerën më të lartë në vlerat  $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 11000000 - 1000000$  [Pa], që paraqet amplitudë relativisht të lartë të lëkundjeve, që ndodh në intervalin  $6 < t < 7$  [s]. Frekuencat e sforcimeve në portën mbajtëse janë gjithashtu të mëdha, dhe mrrijnë në  $\nu = 4$  [Hz] në intervalin  $11 < t < 12$  [s]. Këto lëkundje të theksuara në portën mbajtëse shkaktojnë lodhje të materialit në vinçin gjysmëportal dhe mundësi të paraqitjes së dëmtimeve.

### 7.3 Sforcimet e traut të vendosur në binar (anësor)

#### 7.3.1 Sforcimet e traut të poshtëm në binar gjatë ngritjes së ngarkesës

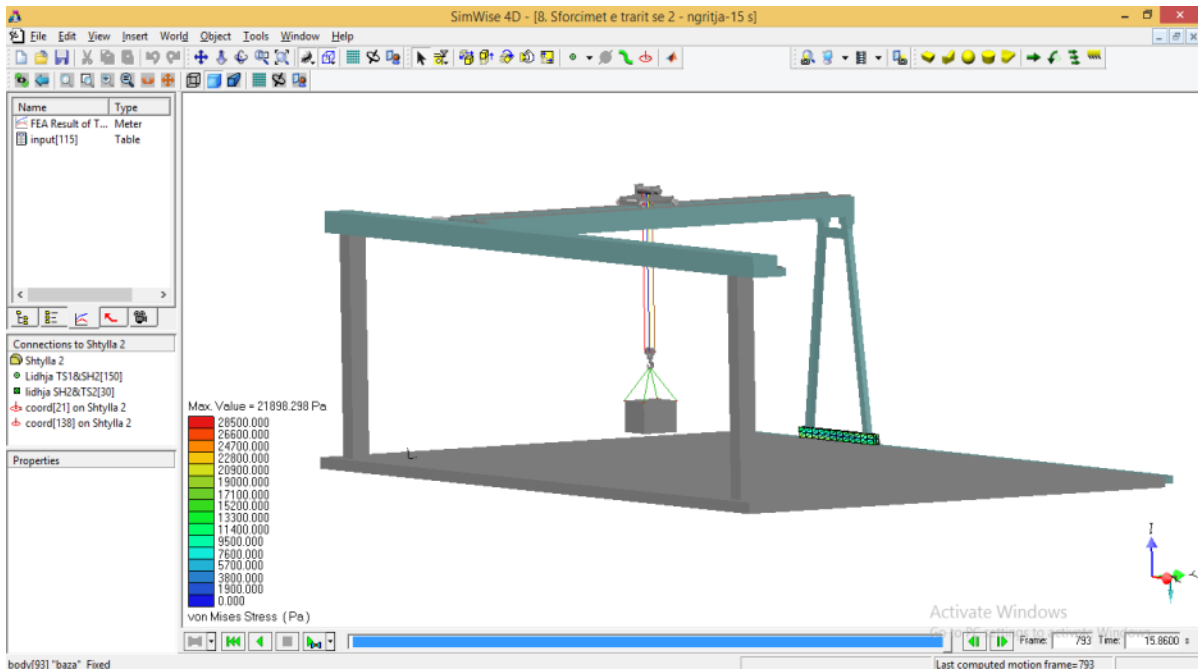


Fig. 7.3.1. Sforcimi i traut mbi binarin e bazamentit.

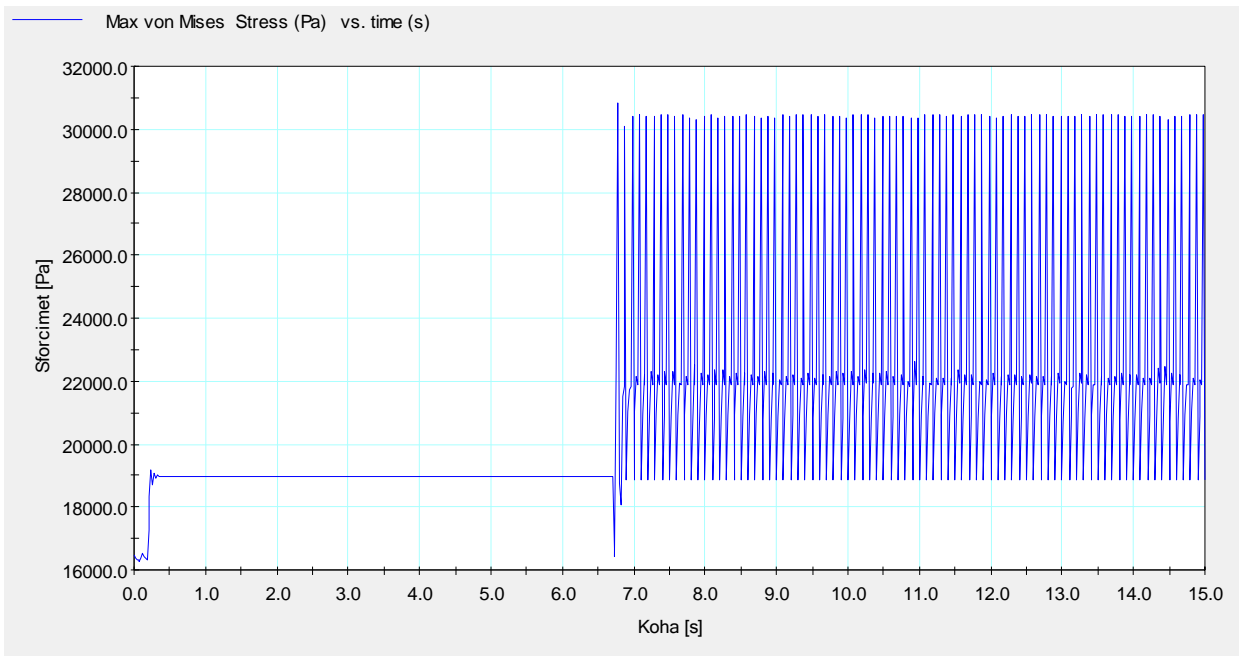


Fig. 7.3.1.2. Grafiku i sforcimeve të traut mbi bazament.

**Konkluzion:** Sipas diagramit fig. 7.3.2 shihet se në fazën e parë në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] ngarkesa është në dysHEME, ndërsa prej intervalit kohor  $1 < t < 6.7$  [s] kemi sforcimin e shtyllës, ndërsa në fazën e dytë në intervalin kohor  $6.7 < t < 15$  [s] kemi ngritjen e ngarkesës ku vlera mesatare e sforcimeve është  $\sigma \approx 2500000$  [Pa]. Vlera maksimale e cila është arritur gjatë ngritjes së ngarkesës maksimale është  $\sigma = 330000$  [Pa].

Konkludojmë që sforcimet në trarë janë të natyrës dinamike, me amplituda të theksuara që mrrijnë vlerën më të lartë në vlerat  $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 33000 - 18500$  [Pa], që paraqet amplitudë relativisht të lartë të lëkundjeve, që ndodh në intervalin  $7 < t < 8$  [s]. Frekuencat e sforcimeve në trarë janë gjithashtu të mëdha, dhe mrrijnë në  $\nu = 11$  [Hz] në intervalin  $11 < t < 12$  [s]. Këto lëkundje të theksuara të trarëve shkaktojnë lodhje të materialit në traun e vinçit gjysmëportal dhe mundësi të paraqitjes së dëmtimeve.

### 7.3.2 Sforcimet e traut të poshtëm në binar gjatë lëvizjes së vinçit

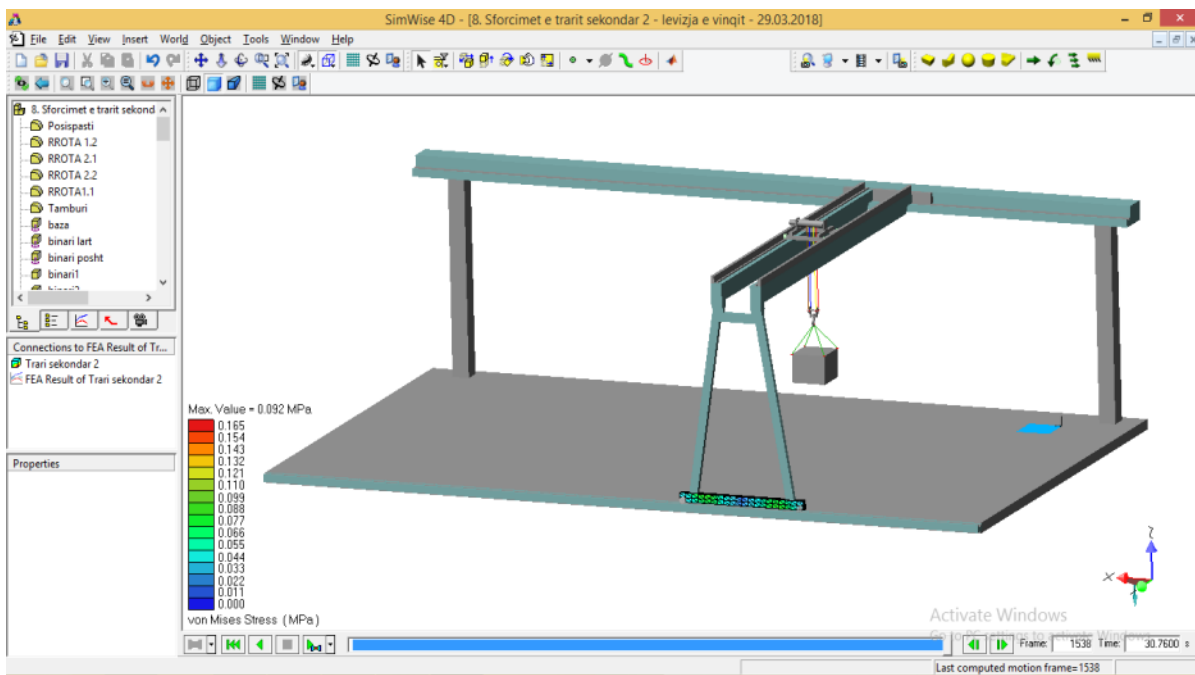


Fig. 7.3.2. Sforcimet e traut të poshtëm mbi binar.

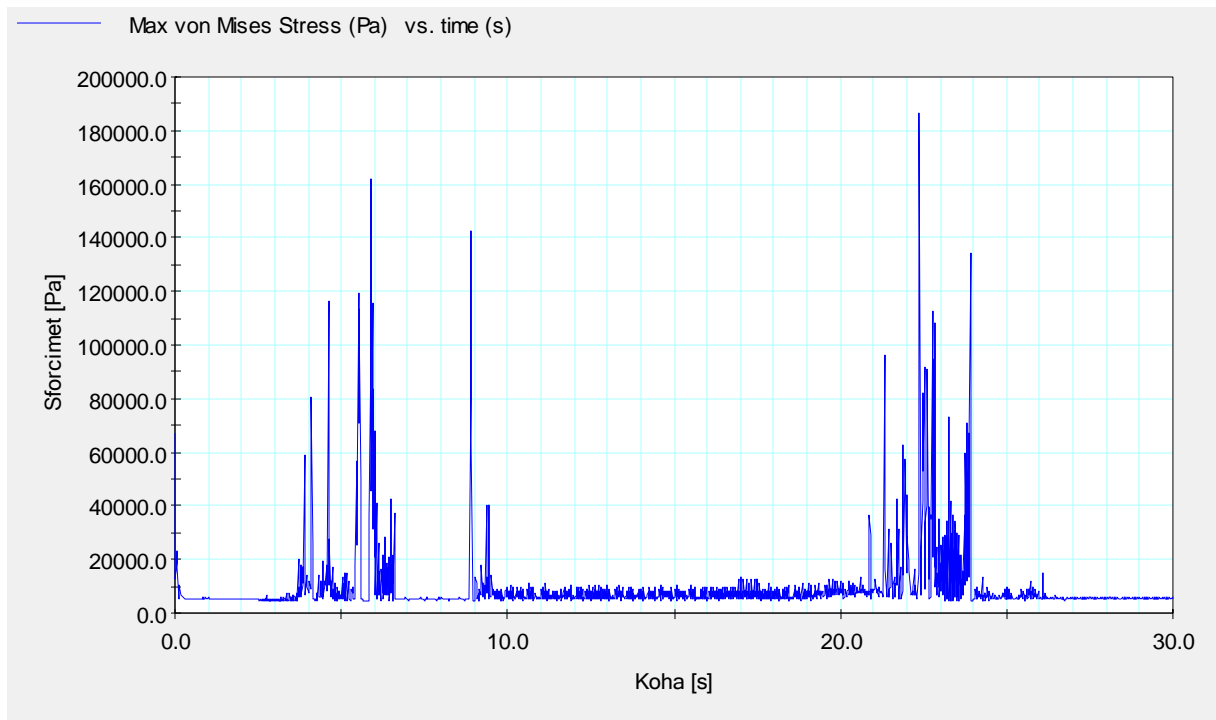


Fig. 7.3.3. Grafiku i sforcimeve të traun të poshtëm mbi bazament.

**Konkluzion:** Sipas diagramit fig. 7.3.3 shihet se në fazën e parë në intervalin kohor  $0 < t < 1$  [s] gjatë lëvizjes së vinçit i cili lëvizë bashkë me ngarkesë, kemi sforcimin e shtyllës, ndërsa në fazën e dytë në intervalin kohor  $2 < t < 9$  [s] kemi ngritjen e ngarkesës ku vlera mesatare e sforcimeve është  $\sigma \approx 700000$  [Pa]. Vlera maksimale e cila është arritur gjatë lëvizjes së ngarkesës maksimale është  $\sigma = 1850000$  [Pa].

Konkludojmë që sforcimet në trarë janë të natyrës dinamike, me amplituda të theksuara që mrrijnë vlerën më të lartë në vlerat  $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 1850000 - 115000$  [Pa], që paraqet amplitudë relativisht të lartë të lëkundjeve, që ndodh në intervalin  $4 < t < 5$  [s]. Frekuencat e sforcimeve në trarë janë gjithashtu të mëdha, dhe mrrijnë në  $\nu = 6$  [Hz] në intervalin  $6 < t < 7$  [s]. Këto lëkundje të theksuara të trarëve shkaktojnë lodhje të materialit në traun e vinçit gjysmëportal dhe mundësi të paraqitjes së dëmtimeve.

## PËRFUNDIM

Në këtë punim kam bërë një studim të sjelljes dinamike të vinçit gjysmëportal me anë të modelimit dhe simulimit kompjuterik gjatë punës së tij. Për ta realizuar këtë punim me temën Analiza dinamike vinçit gjysmëportal kam marrë vinçin M4483 i cili është i montuar në repartin e konstruksioneve metalike në Ferizaj dhe shërben për ngarkim - shkarkim dhe bartje të ngarkesave ët ndryshme si p.sh.: pllaka, profile I, U, L, C dhe ngarkesa të ndryshme.

Për realizimin e analizave dinamike është përdorur softveri aplikativ SimWise 4D për fazën e simulimit dhe fitimit të rezultateve të parametrave dinamik, dhe Autodesk Inventor 2016 në pjesën e modelimit, duke shqyrtuar disa raste të lëvizjes me ngarkesë. Puna është përqëndruar në studimin e sjelljes dinamike të vinçit për ngarkesë maksimale.

*Kjo temë masteri është ndarë në shtatë kapituj kryesorë:*

*Kapitulli I* – është paraqitur bazat teorike të dinamikës së vinçit të repartit.

*Kapitulli II* – janë paraqitur karakteristikat teknike të vinçit gjysmëportal, të dhënat nga prodhuesi.

*Kapitulli III* – kemi paraqitur llogaritjet statike të vinçit gjysmëportal me ndihmen e softwerit IQ100.

*Kapitulli IV* – kemi paraqitur modelimin e pjesëve kryesore të vinçit gjysmëportal me programin kompjuterik Autodesk Inventor 2016 si dhe është bërë dimensionimi i tij.

*Kapitulli V* – kemi paraqitur simulimin e vinçit gjysmëportal gjatë ngritjes së ngarkesës, lëvizjes së karrocës me shpejtësi maksimale si dhe me ngarkesë maksimale si dhe lëvizjen e vinçit. Rezultatet grafike janë bërë me softverin *SimWise 4D*.

Gjatë lëvizjes së karrocës me ngarkes maksimale janë analizuar: forcat e litarëve, forcat e reaksionit në mbështetësin e parë në anën e majtë të vinçit gjysmëportal si dhe sforcimet në traun e parë dhe të dytë të vinçit gjysmëportal gjatë ngritjes së ngarkesës.

*Kapitulli VI* – kemi paraitur analizën e forcave dhe momenteve të vinçit gjysmëportal me shpejtësi maksimale si dhe ngarkesë maksimale. Analizat të cilat janë nxjerrur janë: forcat në litar, forcat në rrotat e karrocës dhe të vinçit gjatë lëshimit të ngarkesës maksimale.

*Kapitulli VII* – kemi paraitur analizën e sforcimeve dhe deformimeve të vinçit gjysmëportal me shpejtësi maksimale si dhe ngarkesë maksimale. Analizat të cilat janë nxjerrur janë: sforcimet e trarëve të sipërm, trareve të poshtëm gjatë lëvizjes së vinçit gjysmëportal me ngarkesë maksimale në të tri rastet e lëvizjes siç janë: lëvizja lart dhe poshtë e ngarkesës, lëvizja e karrocës me ngarkesë maksimale si dhe lëvizja e vinçit gjysmëportal.

Mund të konkludojmë që vinçi gjysmëportal i nënshtrohet forcave me karakter të theksuar dinamik në të gjitha proceset e lëvizjes. Nga rezultatet e forcave në litarë dhe mbështetësve të vinçit gjysmëportal të fituara me simulim, mund të themi se pjesët e studiuara të vinçit mund të mbajnë ngarkesën e dhënë edhe gjatë punës me shpejtësi maksimale, por duhet pasur kujdes në disa raste të forcave dinamike që marrin vlera të mëdha si rezultat i lëkundjeve të ngarkesës.

Këto janë rastet e lëvizjes së karrocës si dhe lëvizjes drejtëvizore të vinçit gjysmëportal. Rekomandohet që ngarkesa maksimale e cila në të tri rastet e lëvizjes së vinçit gjysmëportal duhet të lidhet sigurtë dhe të tentohet të ketë sa më pak lëkundje. Për të realizuar këtë do të preferohej që shpejtësia maksimale të mos aplikohet, në rast të ngarkesës maksimale.

## **FALENDERIM**

Gjatë punimit të kësaj teme e falënderoj familjen, që më motivuan dhe më dhanë një shtytje të pa rezervë për realizimin dhe përfundimin e këtij punim-diplome.

Falënderoj menotrin Prof.dr. Ilir Doçin për përkrahjen në realizimin e kësaj teme.

Po ashtu ua di për nderë edhe miqve që më inkurajuan dhe më ndihmuan në kryerjen e kësaj teme.

## LITERATURA

- [1] A. Urbaś, S. Wojciech, *Transport Problems*, 2008
- [2] Dr.sc. Musli Bajraktari, Dr.sc. Ilir Doçi, *Dinamika e mjeteve transportuese*, 2008, Prishtinë.
- [3] Dr.sc. Ilir Doçi, *Kapituj plotësues ligjëratash dhe ushtrime nga dinamika e mjeteve transportuese*, Prishtinë, 2012.
- [4] Manuali i përdorimit të vinçit **M4483** të prodhuesit **SAMO**.
- [5] Ilir Doçi, *Kontribut i përcaktimit të koeficientit dinamik tek vinçat*, disertacion, Prishtinë, 2006.
- [6] Ilir Doçi, *Trends in optimisation of machines for heavy load lifting using finite element methods and applications*, TMT 2004.
- [7] Ostric Davor, *Dinamika Mosnih Dizalica*, Mašinski Fakultet, Beograd, 1998.
- [8] Georgijevic Milosav, *Dinamika Dizalica-eksperimentalna i modelska analiza*, Zaduzbina Andrejevic, Beograd 1996.
- [9] Shapiro I. Howard, Shapiro P.Jay, Shapiro K. Lawrence, *Cranes and Derricks*, Mc Graw-Hill, New York, 2000.
- [10] European Committee for Standardization, *Cranes-Bridge and gantry cranes*, Brussels, 2000.
- [11] Bajraktari, Musli, *Mjetet Transportuese*, Fakulteti Teknik, Prishtinë, 1986.
- [12] Geca, Ahmet, Dr., *Dinamika*, Universiteti i Prishtinës, Fakulteti i Makinerisë, Prishtinë 2003.
- [13] Dr.sc. Thanas Gaçe, Dr.sc. Ahmet Geca, *Teoria e Lëkundjeve*, Universiteti i Prishtinës, Fakulteti i Makinerisë, Prishtinë 1999.
- [14] Working safely with bridge and gantry cranes, *WorkSafe*, 2008.
- [15] Softuerët Aplikativ, Prishtine, 2014