

Mikko Numminen

Torninosturin värähtelyn simulointi FEM-mallin avulla

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Insinöörityö

11.4.2018

Tekijä	Mikko Numminen
Otsikko	Torninosturin värähtelyn simulointi FEM-mallin avulla
Sivumäärä	43 sivua
Aika	11.4.2018
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Kone- ja tuotantotekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotesuunnittelu
Ohjaaja	Yliopettaja Jyrki Kullaa
<p>Insinööriyössä tutkittiin torninosturin värähtelyominaisuuksia. Työssä tehtiin kaksi FEM-mallia Abaqus CAE -ohjelmistolla. Ensimmäinen malli (palkkimalli) esitti todellista rakennetta, jolla tehtiin kokeellisia mittauksia. Palkkimalli tuotti mittausdataa, johon lisättiin mitausvirhettä. Toinen FEM-malli (sauvamalli), joka esitti saman rakenteen simulointimallia, sisälsi mallinnusvirhettä. Työn tavoitteena oli kehitettyjen FEM-mallien avulla estimoida vasteita koko rakenteen alueella.</p> <p>Palkkimalliin sijoitettiin määrättyjen ominaismuotojen perusteella 54 kiihtyvyyss- sekä venymäanturia, joista saatiin kohinaista mittausdataa yhteensä 3.9 MB. Suuren datavolyymin vuoksi anturituloksia ei ole esitetty työssä. Värähtelyanalyysiksi valittiin Dynamic Implicit anturitietojen tulkitsemista varten.</p> <p>Satunnaisherätettä käytettäessä puomin päässä olevan pisteen kiihtyvyyksissä ja siirtymissä ei havaittu merkittäviä eroja FEM-mallien ja analyysien välillä. Näiden värähtelyjen transientti-aika riittää vakiotilan saavuttamiseksi. Sen sijaan mahdollisten matalampitaajuuksien värähtelyjen kohdalla havainnointiaika ei riitä vakiotilan saavuttamiseksi. Molemmat mallit antoivat x- ja z-komponenteille suunnilleen samanlaiset siirtymäarvot, mutta y-komponentille sauvamalli antoi noin kaksinkertaiset arvot palkkimalliin verrattuna.</p> <p>Laskentatyön rajoittamiseksi valittu aikainkrementti riitti luotettaviin tuloksiin moodiin 79 asti, eli 15,7 Hz:iin asti. Työssä esitettyjen 100 moodin tarkkaan tarkasteluun olisi tarvittu lyhyempi aikainkrementti.</p>	
Avainsanat	Abaqus, värähtelyanalyysi, ominaismuoto, aikainkrementti, transientti-aika, ominaistajuus, torninosturi

Author	Mikko Numminen
Title	Vibration Simulation of a Tower Crane with a FEM-model
Number of Pages	43 pages
Date	11 April 2018
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Mechanical Engineering
Professional Major	Product Design
Instructor	Jyrki Kullaa, Principal Lecturer
<p>This Bachelor's thesis studied the vibrational behavior of a tower crane. In this thesis, two FEM-models were created using the Abaqus CAE -program. The first model (beam-model) represented an actual structure and it was used for experimental measuring. The beam model produced measuring data where a measuring error was added. The second FEM-model (truss-model) was used for a simulation model of the same structure, including modelling errors. The goal was to estimate reactions with these two FEM-models on the whole structure area.</p> <p>In the beam-model 54, acceleration and strain sensors were added, determined by analyzing the natural mode shapes. Because of large calculation volumes the measurement data is not shown in this study. A dynamic Implicit analysis was used to analyze the sensor results.</p> <p>There was not any notable difference in the acceleration and displacement data at the end point of the jib between the models and analysis when the wind force was used. The transient time of these vibrations is long enough to reach a steady mode. Instead of possible lower frequency vibrations the 100 s observation time is not long enough to reach the steady mode. Both models gave approximately the same displacement values for x- and z-components at the end of the jib, but for the y-component the truss-model gave about two times bigger values than for the beam-model.</p> <p>The time increment used to decrease the calculation work; was short enough to obtain reliable results up to the 79th mode (15,7 Hz). An accurate analysis of all 100 used modes in this study would have required a shorter time increment.</p>	
Keywords	Abaqus, vibration behavior, natural mode shape, time increment, transient time, natural frequency, tower crane

Sisällys

1	Johdanto	1
2	Torninosturi värähtelevänä järjestelmänä	2
2.1	Nosturin käyttöön liittyvät kuormitustapaukset	2
2.2	Tuulikuorman vaikutukset	3
2.3	Resonanssi	3
2.4	Anturit	3
3	Elementtimenetelmä	4
3.1	Elementtimenetelmän perusteet	4
3.2	Elementtiverkko	5
3.2.1	Elementtiverkko yleisesti	5
3.2.2	Elementtityypit mallinnuksessa	8
3.3	Palkki- ja sauvaelementti	11
4	Abaqus	12
4.1	Rakenteen ideointi ja mallintaminen	12
4.2	Lineaarinen dynamiikka	17
4.2.1	Ominaisvärähdysluvat ja värähtelymuodot	17
4.2.2	Moodien superponointi	19
4.2.3	Vaimennus	20
4.2.4	Ominaistaajuuksien ja -muotojen vertailu	22
4.3	Antureiden asettelu	31
4.4	Värähtelyanalyysi	32
4.4.1	Simuloitavat mallit	32
4.4.2	Aikainkrementti	33
4.4.3	Transienttivaihe	35
4.4.4	Vaikuttavat voimat	36
4.5	Laskennan suorittaminen	36
5	Tulokset	37
6	Yhteenveto	41
	Lähteet	43

1 Johdanto

Värähtelytarkastelut ovat nykyään yhä ajankohtaisempia rakennustekniikassa. Nykyrakentamisessa esimerkiksi torninostureilta vaaditaan koko ajan suurempia ulottumia ja hyötykuormia. Samanaikaisesti nosturirakenteita pyritään keventämään kustannussyistä. Tästä syystä värähtelyilmiöiden tulkitseminen ja niiden vaikutusten arviointi muodostavat yhä tärkeämmän osan suunnittelutyötä.

Tässä insinööriyössä simuloidaan rakenteen värähtelyä, kun rakenteeseen vaikuttaa satunnaisheräte. Rakenteeksi on ideoitu torninosturi, jossa tutkitaan puomin, mastonhuipun sekä puomin kannattimen vasteita tuulelle, joka toimii työssä satunnaisherätteenä. Rakenteeseen sijoitettavien kiihtyvyyksiä ja venymiä mittaavien anturien optimaaliset paikat määritellään lujuusteknillisin laskelmin. Luodun mallin avulla pyritään tarkastelemaan torninosturin värähtelykäyttäytymistä. Työssä käytetään rakenteen analysoimiseen FEM-mallinnusta (Finite Element Method). FEM laskee annetuista lähtöarvoista rakenteen eri osien venymiä ja kiihtyvyyksiä, joista tarkastelussa valitaan rakenteen kannalta kriittiset.

Työn tavoitteena on kehitettyjen FEM-mallien avulla estimoida vasteita koko rakenteen alueella. Työssä tehdään kaksi FEM-mallia. Ensimmäinen vastaa kokeellista mittausta, jossa simuloidaan todellista rakennetta. Simulointi tuottaa mittausdataa, johon lisätään mittausvirhettä. Toinen tehdään samasta rakenteesta, mutta se sisältää mallinnusvirhettä. Tämän mallin ja kohinaisen mittausdatan avulla estimoidaan vastetta koko rakenteen alueella.

2 Torninosturi värähtelevänä järjestelmänä

2.1 Nosturin käyttöön liittyvät kuormitustapaukset

Puomi, vastapainopuomi painoineen ja nosturin köydessä riippuva taakka muodostavat pystysuunnassa värähtelevän järjestelmän. Vaunun sijainti puomilla ja taakan massan muutokset aiheuttavat muutoksia sekä ominaismuodoissa että -taajuuksissa. Herätteen suuruus puolestaan riippuu nostossa ja pysäytyksessä käytettävistä kiihtyvyyksistä ja hidastuvuuksista. Toimittaessa sallituilla kuormitusalueilla syntyvä pystysuuntainen taivutusvärähtely on vaimenevaa eikä sellaisenaan normaalisti aiheuta rakenteille vaaraa. Äärialueilla työskenneltäessä värähtelyn vuoksi kasvava väsymismurtumien riski on otettava huomioon sekä puomin että puomin ja mastonhuipun välisten vetotankojen tai köysien mitoituksessa.

Puomin kierto aiheuttaa nosturirakenteeseen kuormituksia ainakin kahdella eri tavalla. Kiertomomentti saa aikaan vaakatasoisen taivutusjännityksen puomien ja mastonhuipun tyven liitoksiin. Jännitykset ja mahdollinen värähtelyheräte riippuvat kiihdytyksen ja jarrutuksen nopeudesta. Vastapainopuomiosan ominaisvärähdystaajuus on massojen jakautuman vuoksi erilainen kuin itse puomiosan.

Riippuva taakka muodostaa heilurin, jonka ripustuspiste on vaunun kohdalla. Puomin kierto panee liikkeelle tämän heilurin. Heilahdustaajuus vaihtelee laajoissa rajoissa riippuen taakan etäisyydestä puomista. Ripustuspisteen puomiin aiheuttama vaakasuora taivutus ja muodostuvan värähtelevän systeemin ominaisuudet riippuvat sen lisäksi vaunun etäisyydestä mastosta. Nämä molemmat muuttujat tekevät tämän värähtelevän järjestelmän ominaistaajuuden vaihtelualueen oleellisesti suuremmaksi kuin muiden järjestelmien.

Vaunun liikuttaminen pitkin puomia aiheuttaa itsessään tukireaktioita puomin kiinnityskohtaan, mutta niillä ei ole suurta merkitystä. Enemmän merkitsee vaunun liikkeen dynaaminen vaikutus.

2.2 Tuulikuorman vaikutukset

Tuulen paine aiheuttaa torninosturin rakenteisiin etupäässä vaakasuoria voimia, jotka ovat sekä staattisesti että dynaamisesti merkittäviä. Tuulen nopeudet kasvavat nosturien korkeuksien lisääntyessä, ja koska tuulenpaine kasvaa nopeuden neliössä, korkeiden torninosturien operoinnissa tuulivoimat saattavat muodostua rajoittaviksi tekijöiksi. Tuulesta aiheutuvia voimia pyritään vähentämään avoimilla ristikkorakenteilla. Tuulenpaineen vaikutus korostuu sen dynaamisen luonteen vuoksi. Tuulessa esiintyy sekä puuskaisuutta että erityisesti rakennetussa ympäristössä pyörteisyyttä. Nämä ovat tehokkaita herätteitä torninostureissa esiintyville värähtelyjärjestelmille. Tuuli aiheuttaa myös taakan voimia, joihin ei voi vaikuttaa rakenteellisin keinoin. Taakan muodostama heiluri voi sen ominaistajuuden laajan vaihtelualueen vuoksi joutua resonanssiin tuuliherätteen kanssa ja aiheuttaa edellisessä alaluvussa kuvatun kuormitusmekanismin mukaisten voimien ja värähtelyn merkittävän lisääntymisen.

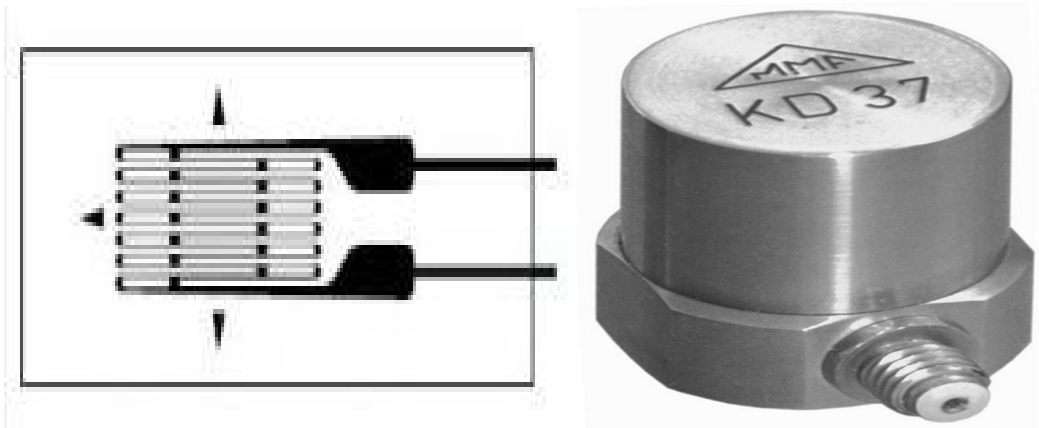
2.3 Resonanssi

Resonanssi tarkoittaa myötävärähtelyä, joka on energian siirtymistä värähtelijään ympäristöstä tai toisesta värähtelijästä. Resonanssista on sekä hyötyä että haittaa, tämän työn tapauksessa, ja yleensäkin mekaanisesta resonanssista on haittaa. Resonanssin aikaansaama voimakas värähtely aiheuttaa mekaanista rasiutusta ja voi vahingoittaa torninosturia. Esimerkiksi tuulen turbulenssi eli pyörteet torninosturin huipulla voivat saada puomin heilahtelemaan. Huonosti suunniteltuna rakenne voi lopulta suuren värähtelyn myötä jopa romahtaa, jos tuuli saa sen värähtelemään samalla resonanssitaajuudella. Tämän vuoksi työssä simuloidaan rakennetta resonanssitaajuudella tapahtuvan värähtelyn välttämiseksi.

2.4 Anturit

Antureiden tehtävänä on kerätä tietoa torninosturiin vaikuttavista jännityksistä ja niiden vaihteluista. Tähän tarkoitukseen käytetään venymäliuska-antureita, joiden toiminta perustuu elastisen muodonmuutoksen aikaansaamaan resistanssin muutokseen. Nämä anturit antavat venymistä tarvittavan mittausdatan. Kiihtyvyyssanturit antavat tarkkaa kol-

miulotteista mittausdataa sijaintipaikastaan. Rakennetta pitää ensin simuloida FEM-mallin avulla, sen selvittämiseksi mihin anturit kiinnitetään todellisessa rakenteessa. Anturit kiinnitetään simulointitulosten mukaisesti torninosturissa kriittisimpiin paikkoihin, missä epäillään esiintyvän suurimpia kiihtyvyyksiä ja venymiä. Tällöin voidaan tarkastella todellista mittausdataa.



Kuva 1. Kiihtyvyyssanturi (oik.) ja venymäliuska-anturi (vas.), jossa musta osa on anturin johde

3 Elementtimenetelmä

3.1 Elementtimenetelmän perusteet

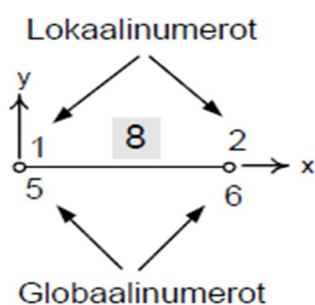
Lujuuslaskennallisissa tehtävissä ratkaistaan voimien aiheuttamia siirtymiä, muodonmuutoksia ja jännityksiä rakenteessa, kun tuenta tunnetaan. Tehokkaimmaksi tavaksi näiden laskemiseksi, monista kehitetyistä ratkaisumenetelmistä, on ehdottomasti osoittautunut elementtimenetelmä, joka onkin nykyään lähes ainoa käytössä oleva. Elementtimenetelmä juontaa juurensa 1950-luvun lentokonealaluudesta, mistä se on edennyt kovaa vauhtia kone- ja rakennustekniikkaan, ja nykyään se on käytössä monilla muillakin tekniikan aloilla. Tämä elementtimenetelmän laaja leviäminen johtuu siitä, että sillä voidaan nykyään tutkia myös geometrian ja materiaalin epälineaarista käyttäytymistä lineaarisen lisäksi. Elementtimenetelmällä lujuusopin perusedifferentiaaliyhtälöiden analyttinen ratkaiseminen on helpompaa. Siinä geometrisesti monimutkainen kappale jaetaan äärellisiin osiin, jotka taas ovat geometrialtaan hyvin yksinkertaisia. Näitä jakautuneita osia kutsutaan elementeiksi. Niitä on paljon erilaisia mutta tämän työn yhteydessä käy-

tetään sauva- ja palkkielementtejä. Näitä viivarakenteisia elementtejä kutsutaan viiva-elementeiksi tai joskus yksinkertaisiksi kaarielementeiksi. [2, s. 1.] Tuonnempana paneudutaan enemmän palkki- ja sauvaelementteihin.

3.2 Elementtiverkko

3.2.1 Elementtiverkko yleisesti

Elementtimenetelmässä kappaleita kuvataan elementtijoukolla, jota yleisemmin kutsutaan elementtiverkoksi. Se on yksinkertaisesti ilmaistuna joukko elementtejä, jotka liittyvät toisiinsa solmuissa. Solmut ovat ristikossa olevia niveliä, ja nivelien välissä oleva sauva on elementti. Kyseisten elementtien koko vaihtelee kappaleissa riippuen ongelmasta. Esimerkiksi mitä pienikokoisempia elementtejä käytetään kappaleessa, sitä vähemmän mallinnusvirhettä tulee esiintymään lujuuslaskennassa. Elementtiverkossa vapausasteiden lukumäärä on aina kolme kertaa solmujen lukumäärä, kun puhutaan avaruusristikosta. Solmulla on kolme ja elementillä kuusi vapausastetta. Elementtien solmuissa esiintyy kahta eri solmunumeroa, lokaalinumero ja globaalinumero. Lokaalinumero tarkoittaa elementissä sijaitsevia solmunumeroita ja globaalinumero taas elementtiverkossa olevia solmunumeroita. Näitä on havainnollistettu kuvassa 2. Nämä edellä mainitut numerot helpottavat tilannetta, kun tilannetta halutaan tarkastella eri perspektiivistä - lokaalinumeroilla puhutaan yksittäisen elementin asioista, kun taas globaalinumeroinnissa elementtiverkosta kokonaisuutena. [2, s. 2.]



Kuva 2. Lokaali- ja globaalinumerot [2, s. 3]

Elementtiverkossa jokaiseen solmuun liittyvät tietyt, lujuuslaskennalliset suureet, jotka jakaantuvat siirtymä- ja voimasuureisiin. Siirtymäsuureiksi luetaan translaatiosiirtymät ja rotaatiosiirtymät, joita voidaan kutsua myös kiertymiksi. Solmujen ja elementtien suurten

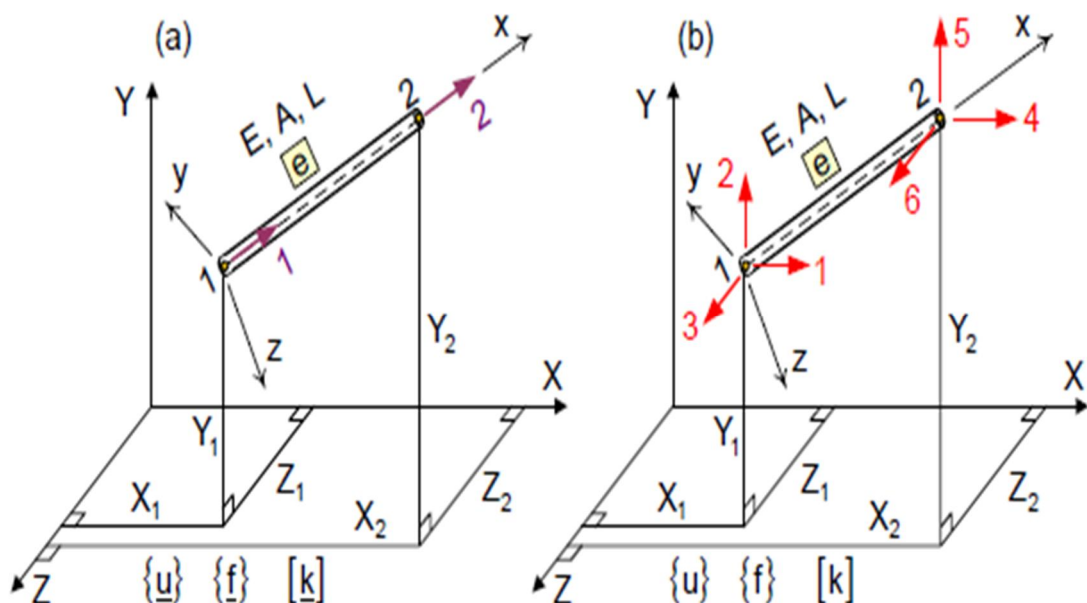
määrien takia elementtiverkossa tarvitaan solmuille mahdollisimman looginen ja yksinkertainen merkintäteknikka. Silloin matriisilaskenta on kaikkein paras tapa, missä solmusuureet järjestetään aina pystyvektoreiksi. Pystyvektorit kirjoitetaan aina aaltosulkeisiin ja vaakavektorit hakasulkeisiin. Vektorit on kirjoitettu eri sulkeisiin, koska joskus kun pystyvektorit kirjoitetaan auki, niin ne vievät paljon tilaa ja päätetään kirjoittaa rivisuunnaltaisesti. Solmusuureet kirjoitetaan aina pienillä kirjaimilla ja verkkotason symbolit isoilla kirjaimilla. [2, s. 4.]

Solmujen 1 ja 2 koordinaatit määrittelevät sauvaelementin asennon, ja niistä voidaan laskea sen pituus ja lokaalin x-akselin suuntakosinit globaaliakseleiden suhteen seuraavasti:

$$L = \sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2} \quad (1)$$

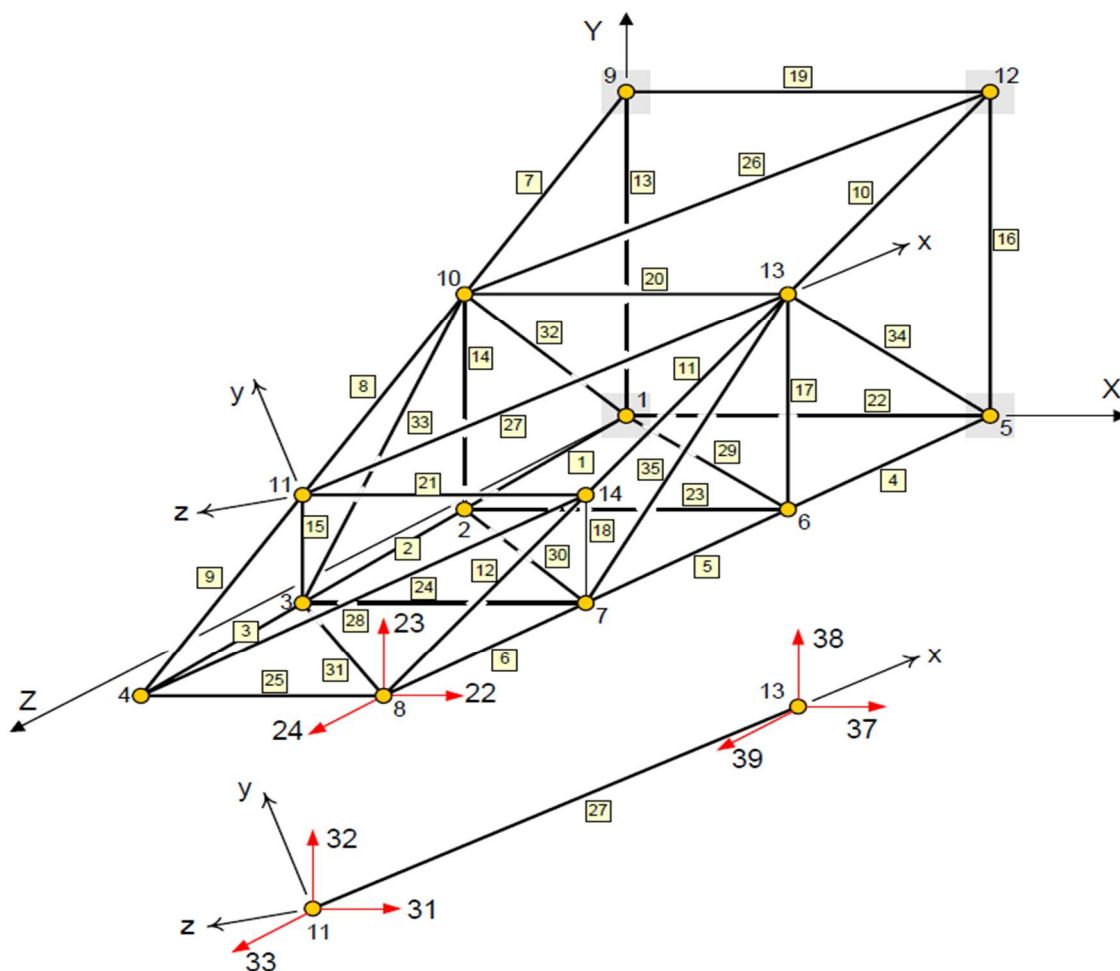
$$\cos \alpha_x = \frac{(X_2 - X_1)}{L} \quad \cos \alpha_y = \frac{(Y_2 - Y_1)}{L} \quad \cos \alpha_z = \frac{(Z_2 - Z_1)}{L} \quad (2)$$

α_x , α_y ja α_z ovat kulmia, jotka lokaali x-akseli muodostaa globaalien X-, Y- ja Z-akselien kanssa. Elementissä pitää myös aina tuntea kimmokerroin (E) ja poikkipinta-ala (A). Kuvassa 3 on esitetty elementin asennon ja pituuden havainnollistaminen. [3, s. 17.]



Kuva 3. Avaruusristikossa oleva elementti [3, s. 2.18]

Ristikkorakenne on lujuusopillinen laskentamalli, joka koostuu vain vetoa ja puristusta kestävästä sauvosta. Sauvat liittyvät toisiinsa kitkattomilla nivelillä, sillä ristikkorakenne luo sauvoille tukipisteet. Avaruusristikon laskennassa käytetään globaalia XYZ-koordinaatistoa, jonka akselien suhteen solmumittaus tapahtuu. Elementtiverkon lisäksi elementeillä on oma lokaali xyz-koordinaatisto, jossa x-akseli kulkee elementin suuntaisesti solmusta toiseen solmuun ja y- ja z-akselit ovat elementin poikkileikkaustasossa. Ristikkorakenne, eli viivarakenne mahdollistaa yksinkertaisen suoran elementtilaskennan, jolloin perusyhtälöt muodostuvat suoraan lujuusopin sauva- ja palkkiteoriaa käyttäen. Kuvassa 4 on havainnollistettu ristikkorakennetta, jossa on 14 solmua ja 35 elementtiä. Sauvaelementin ominaisuudet tasapaksulle sauvalle ovat kimmokerroin (P_a), poikkipinta-ala (m^2) ja pituus (m). [3, s. 16.]



Kuva 4. Avaruusristikon elementtiverkko, jossa keltaiset pallot ovat solmuja ja niiden välissä olevat mustat viivat elementtejä. Punaisella on merkitty vapausasteet. [3, s. 2.17]

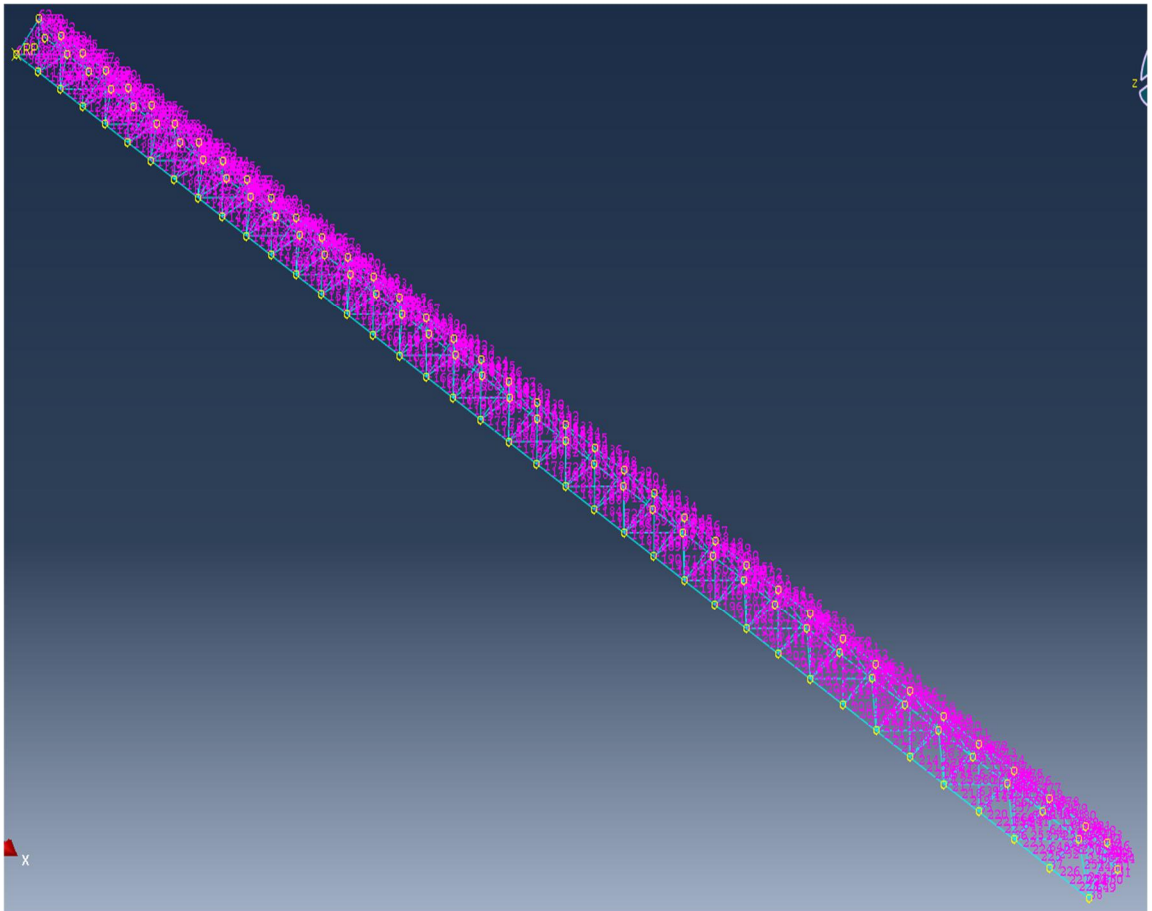
3.2.2 Elementtityypit mallinnuksessa

Työn mallinnuksessa käytetään kahta eri elementtityyppiä. Palkkimallissa käytetään Abaquksen B31-palkkielementtiä, joka on kahden solmun lineaarinen palkki. Tämä elementti sopii dynaamiseen värähtelytarkasteluun. Sauvamallissa taas käytetään Abaquksen T3D2-sauvaelementtiä, joka on kahden solmun lineaarinen sauva.

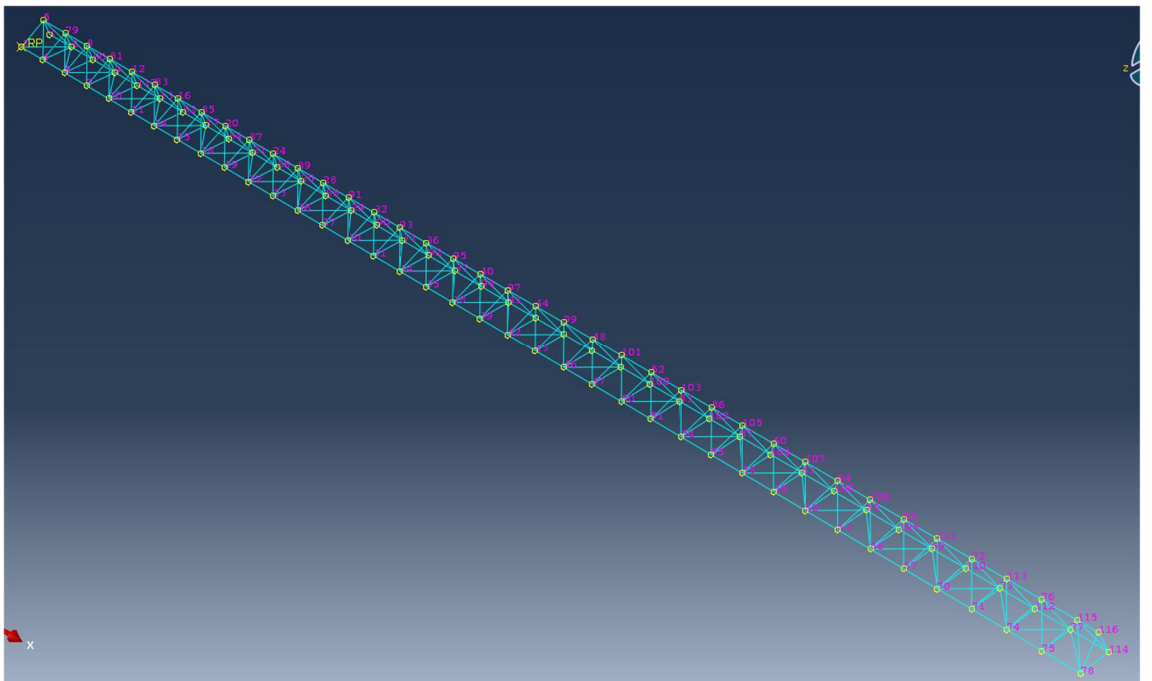
Elementtiverkossa globaalien elementtien koolle ei ole tarkkaa määritystä, riittää että se on tarpeeksi pieni. Tämä määrittäminen tapahtuu kokeilemalla. Sekä sauvamallin että palkkimallin kappaleille määritettiin samat globaalit elementtikoot: puomi (0,29 m), vastapainopuomi (0,5 m), mastonhuippu (0,3 m) ja köydet (6,1 m). Elementtien koot saattavat vaihdella kappaleilla, kunhan ne ovat tarpeeksi pieniä kyseisille kappaleille.

Samalla tavoin kokeilemalla määritetään myös, kuinka monta elementtiä palkkeihin halutaan laittaa. Sauvoissa on aina yksi elementti, minkä voi todeta alempana esitetyistä kuvista 5–9. Palkkimalliin on valittu yhdelle palkille 4 elementtiä, mikä riittää tarpeeksi tarkkaan tarkasteluun työssä käytettäville palkkeille. Ainoana poikkeuksena elementtien määrälle oli köysien kohdalla, koska nämä palkit ovat huomattavasti pidempiä kuin muut kokoonpanossa olevat palkit. Köysille määritettiin kokeilemalla elementtien lukumääräksi 50, mikä osoittautui riittäväksi tarkastelua varten.

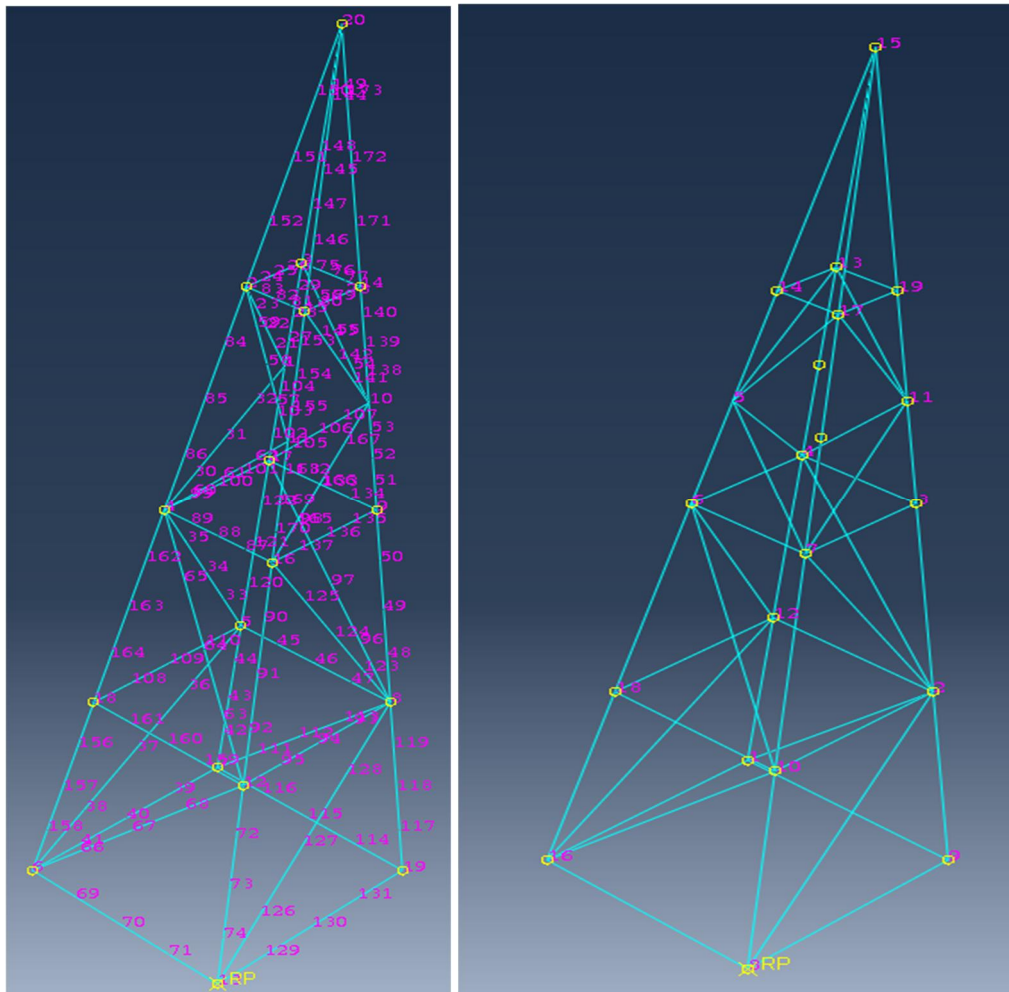
Kokeilu tapahtuu ominaistajuusanalyysillä, josta nähdään kuinka tarkasti annetulla elementtien määrällä palkit värähtelevät. Ominaisajuusanalyysin käytön syynä on se, että se on nopein laskentatapa asian selvittämiseen. Kokeilujen seurauksena voitiin todeta silmämääräisesti, että 4 elementtiä riitti yhdelle palkille ja köysille vastaavasti riitti 50 elementtiä. Kuvissa 5–9 esitetään palkki- ja sauvamallin elementtiverkon solmunumerot, mistä nähdään, että yhdellä sauvalla on vain yksi elementti ja palkkimallissa yhdellä palkilla monta elementtiä.



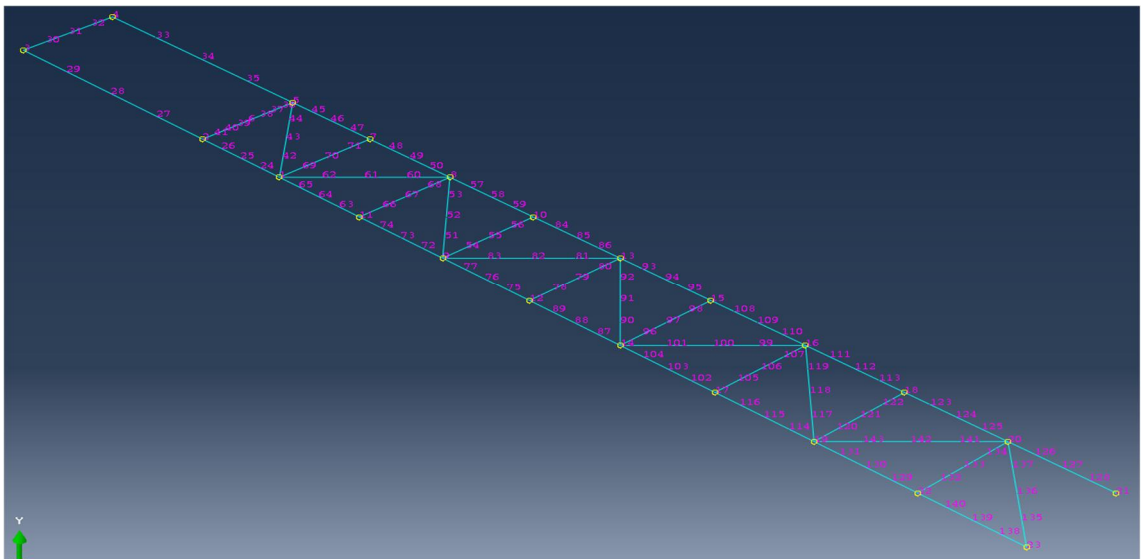
Kuva 5. Puomin elementtiverkon numerot palkkimallissa



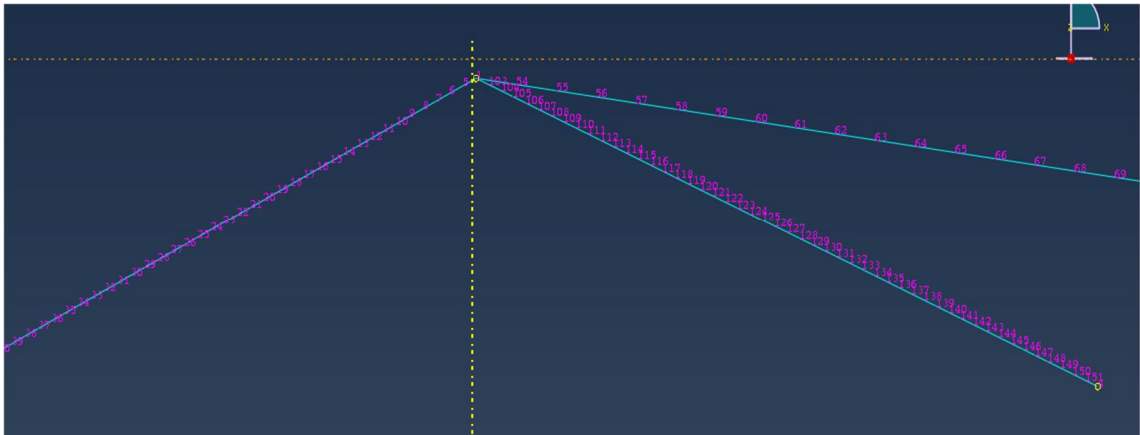
Kuva 6. Puomin elementtiverkon solmunumerot sauvamallissa



Kuva 7. Mastonhuipun elementtiverkon solmunumerot palkkimallissa (vas.) ja sauvamallissa (oik.)



Kuva 8. Vastapainopuomin elementtiverkon solmunumerot palkki- ja sauvamallissa



Kuva 9. Köysien elementtiverkon solmunumerot palkki- ja sauvamallissa

3.3 Palkki- ja sauvaelementti

Työssä mallinnettava torninosturi mallinnetaan kahdesti - identtisinä malleina - joiden ainoat eroavaisuudet ovat niissä käytettävät elementit. Nämä ovat sauvaelementti ja palkkielementti. Sauvaelementti ottaa vastaan ainoastaan vetoa ja puristusta, minkä vuoksi se soveltuu erityisesti ristikkorakenteisiin, jotka koostuvat ainoastaan vetoa ja puristusta kantavista sauvoista. Sauvaelementit liittyvät toisiinsa aina kitkattomilla nivelillä. Koska torninosturissa rakenteen sauvat ovat eri tasossa, kutsutaan tätä avaruusristikoksi (palkeilla tätä kutsutaan avaruuskehäksi). Sauvoihin kohdistuvia kuormituksia ovat esimerkiksi lämpötilan muutos, esijännitys ja esivenymä. Sauvojen normaalivoimat, normaalijännitykset ja nivelien siirtymät saadaan selville ristikkorakenteen laskennan tuloksena. [4, s. 1.]

Kun halutaan ratkaista ristikkorakenne tarkasti, käytetään elementtiverkkoa. Elementtiverkossa solmut sijaitsevat nivelissä ja elementti on nivelien välissä oleva sauva. Tätä elementtiä kutsutaan kaksisolmuiseksi sauvaelementiksi, joka ei eroa tässä suhteessa aksiaaliseen elementtiin. Aksiaalinen sauvaelementti ei ole sellaisenaan käypä ristikkorakenteiden elementtimenetelmäratkaisuun solmumittaustavan takia. Käytetään ainoastaan, jos elementtiverkossa kaikki elementit ovat samansuuntaisia. Torninosturin avaruusristikolla näin kuitenkin ei ole, vaan sen verkon solmuun liittyy aina vähintään 3 erisuuntaista elementtiä. Avaruusristikon sauvaelementin solmuun liittyy aina kolme solmumittaussuuntaa, mikä luo solmulle 3 vapausastetta ja elementille 6 vapausastetta. [4, s. 1.]

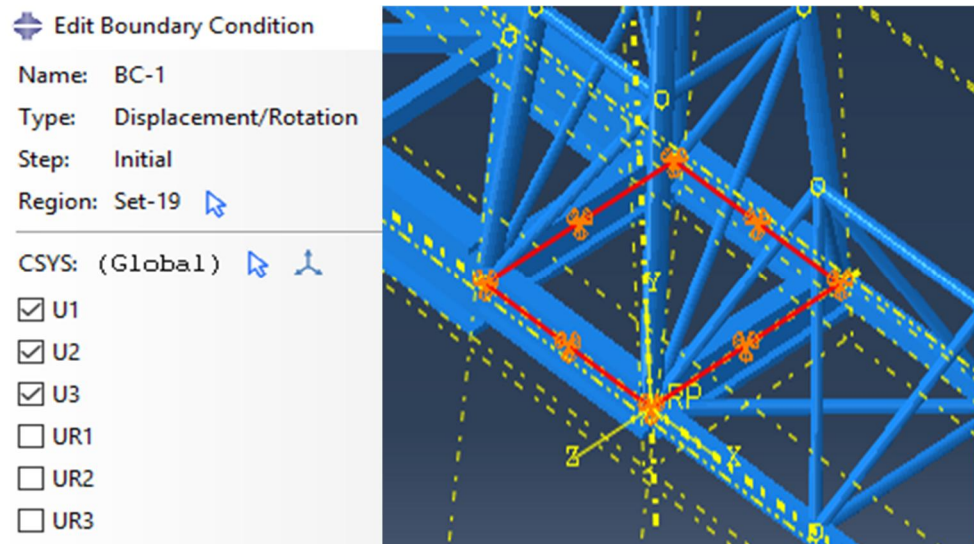
Palkkielementtien käytön etuna on se, että ne voivat ottaa vastaan kaikkia kannattimessa olevia rasituksia. Nämä kehärakenteen osina olevien palkkien rasitukset ovat normaali- ja leikkausvoima sekä taivutus- ja vääntömomentti. Näiden ominaisuuksien takia työn sauvamallissa piti käyttää myös palkkielementtejä muissa kohdissa kuin ristikkorakenteissa, koska kaikissa muissa torninosturin osissa kuin ristikkorakenteissa esiintyy taivutusta ja vääntöä.

Kiteytettynä palkki- ja sauvaelementtien erona on ainoastaan se, että sauvaelementti pystyy ottamaan vastaan ainoastaan vetoa ja puristusta, kun taas palkkielementti pystyy ottamaan vastaan kaikkia mahdollisia rasituksia.

4 Abaqus

4.1 Rakenteen ideointi ja mallintaminen

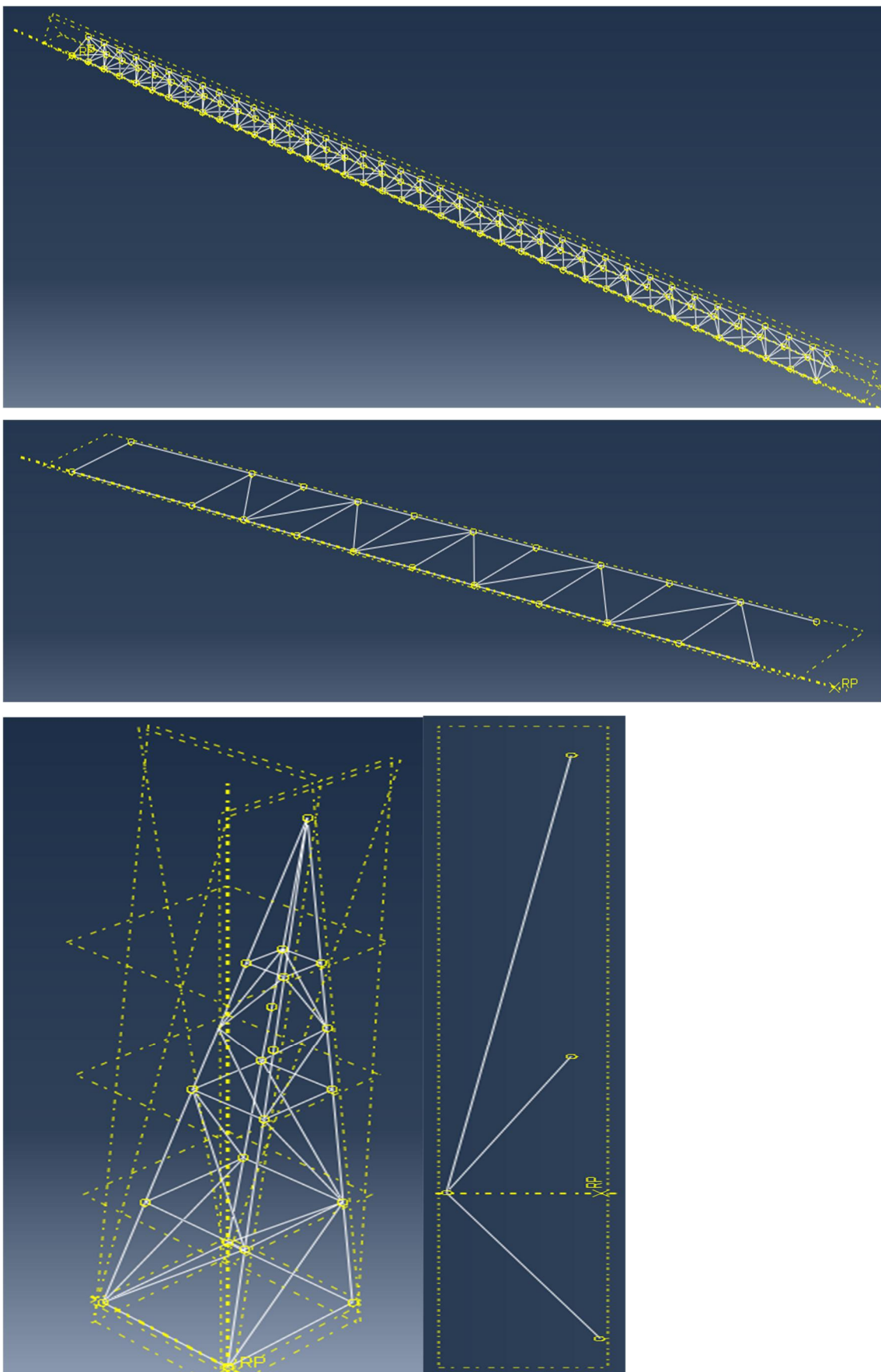
Tätä työtä varten ideoitiin FEM-malli - itseasiassa kaksi mallia, sauva- ja palkkimalli, joista toinen kuvaa todellista rakennetta ja toinen simulointimallia - johon tulisi vaikuttamaan jokin satunnaisheräte. Torninosturi muodostui tätä tarkoitusta varten hyväksi esimerkiksi, jatkuvien tuulivoimien ja taakan liikkumisen johdosta, mitkä ovat satunnaisherätteitä. Malliin ei mallinnettu torninosturin mastoa, vaan kappaleina toimivat pelkästään puomi, mastonhuippu, köydet ja vastapainopuomi. Masto pystytään korvaamaan Abaquksessa reunaehdoilla, jotka sijoitetaan mastonhuipun juureen kuvan 10 mukaisesti. Tällöin malli on kiinnitetty ”maahan” näissä neljässä eri l-palkissa, missä ”maa” kuvastaa mastoa.



Kuva 10. Reunaehdot maston korvikkeeksi, missä U1 on kiinnitys x-akselin suhteen, U2 on kiinnitys y-akselin suhteen ja U3 vastaavasti z-akselin suhteen

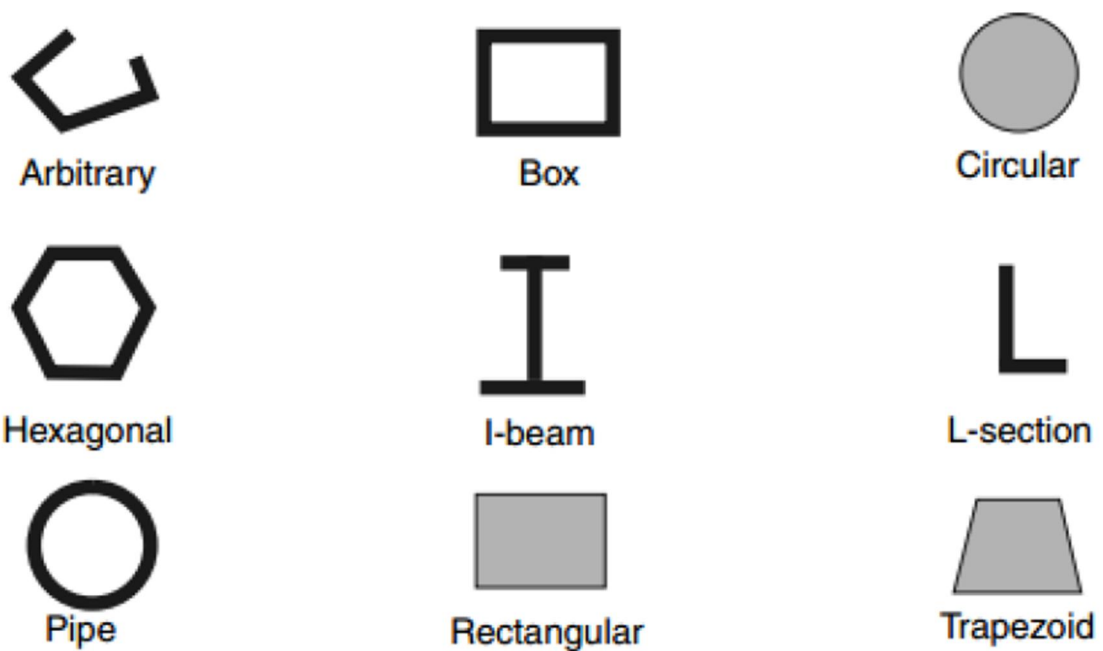
Mallinnuksessa käytettiin apuna Ramirentilta saatua torninosturin kokoonpanosta kertovaa kansiota, josta valittiin 75 m:n pituinen torninosturi (75 m:n torninosturilla tarkoitetaan puomin pituutta). Torninosturia ei mallinnetta yhtenä isona kappaleena, vaan malli tulee koostumaan neljästä eri mallinnuskappaleesta. Näitä ovat aikaisemmin luetellut torninosturin osat, jotka sitten kiinnitetään toisiinsa.

Abaqus-ohjelmassa on erilaisia vaihtoehtoja kappaleiden mallintamiseksi. Näitä ovat esimerkiksi *solid* (kiinteä kappale), *shell* (kuorimalli), *wire* (lankamalli) sekä *point* (pistekoordinaatit). Näistä sopivimmaksi vaihtoehdoksi muodostui pistekoordinaateilla mallintaminen (ristikkorakenteen viivarakenneluonteen takia), jossa valitaan kiintopiste, jonka ympärille muodostetaan pistekoordinaatteja, jotka yhdistetään ”langoilla” toisiinsa. Tämän jälkeen on helppo luoda ja liittää materiaalit ja profiilit tehdyille ”langoille”, eikä tarvitse erikseen mallintaa jokaista kappaletta erikseen. Kuvassa 11 on esimerkki tehdyistä kappaleista pistekoordinaateilla.



Kuva 11. Torninosturin kappaleet pistekoordinaattimuodossa

Torninosturien valmistuksessa ja käytössä hyväksi materiaalivaihtoehdoksi osoittautui AISI 1005 -teräs, joka valittiin kaikkiin torninosturin osiin. Sen materiaaliominaisuudet, kimmokerroin, tiheys ja Poissonin-luku, ovat 200 GPa, $7872 \frac{kg}{m^3}$ ja 0,29. Materiaalin lisäksi tehtyihin kappaleisiin mallinnuksessa liitettiin myös profiilit. Näitä tehtiin viisi erilaista, kolmella eri profiilimuodolla, jotka valittiin ohjelman valmisprofiileista. Kuvassa 12 esitetään Abaquksessa olevat valmisprofiilit, joista valittiin rectangular, circular ja I-beam.

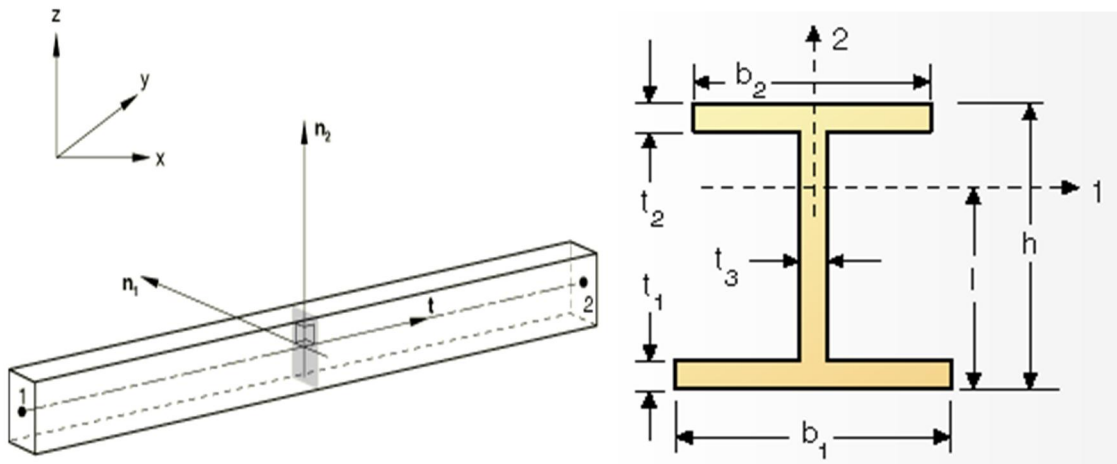


Kuva 12. Abaquksen profiilikirjastossa olevat profiilimuodot

Huomattakoon, että profiilimuotojen valinta Abaquksessa tätä työtä tehdessä koskee vain palkkimallia, mutta myös poikkeuksellisesti sauvamallin vastapainopuomia sekä köysiä. Muiden sauvamallin profiilien luonnissa tarvitaan vain kunkin sauvan poikkileikkauksen ala. Niin kuin kappaleessa 4.1 on jo alustettu palkki- ja sauvaelementeistä, tämä johtuu tietenkin siitä, että sauvaelementit eivät voi ottaa vastaan muuta kuin vetoa ja puristusta. Koska tässä työssä vastapainopuomi ei ole ristikkorakenne kuten puomi ja mastonhuippu ovat, on palkkielementtien käyttö välttämätöntä. Myös köydet ottavat taiputusta vastaan.

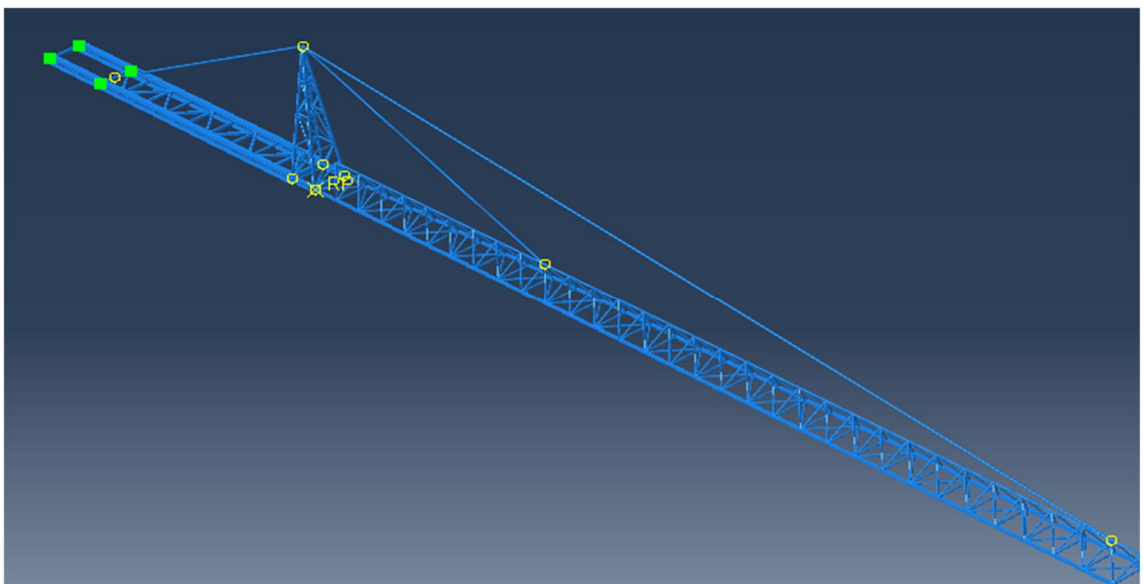
Palkkimallissa profiilien kappaleeseen liittämisen ohessa täytyy myös valita asento missä profiilit asetellaan tehdyille "langoille". Profiilin keskipiste asettuu kuitenkin aina

mallinnetun viivan keskelle. Kuvassa 13 on havainnollistava esimerkki, miten profiili asetuu paikoilleen.



Kuva 13. profiilin liittäminen kappaleeseen

Kaikkien neljän kappaleen ollessa valmiita, voidaan tehdä kokoonpano mallista Instances -komennolla, jossa torninosturin osat liitetään toisiinsa yksi kerrallaan. Vaikka kokoonpano on tehty, niin osat eivät ole kuitenkaan vielä kiinni toisissaan, minkä takia täytyy tehdä kiinnitykset jokaista kappaleen kiinnityskohtaa kohden. Kiinnityskohtia FEM-mallissa on kahdeksan, joista pitää tehdä 24 eri sidosyhtälöä Equation-komennolla. Kuvassa 14 näytetään valmis kokoonpano tehdystä torninosturista sekä kiinnityskohtat.



Kuva 14. Torninosturin kokoonpano sekä keltaisilla pisteillä näkyvät kiinnityskohtat. Kuvassa näkyy myös vihreällä pistevoimat, jotka kuvaavat vastapainopuomissa olevaa painoa.

4.2 Lineaarinen dynamiikka

Staattinen analyysi riittää, jos tarkoitus on selvittää kuormitusten vaikutus rakenteisiin vakiintuneessa tilassa. Kuitenkin, jos kuormituksen kesto on lyhytaikainen (kuten esim. maanjäristyksissä) tai kuormitus on luonteeltaan dynaaminen (kuten esim. puomin tai taakan liikkumisesta aiheutuva), on tarpeen suorittaa dynaaminen analyysi. [1, s. 7-1.]

Dynaamisessa simuloinnissa hitausvoimat on otettu mukaan dynaamiseen voimatasapainoyhtälöön

$$M\ddot{u} + I - P = 0 \quad (3)$$

missä

M	on rakenteen massa
\ddot{u}	on rakenteen kiihtyvyys
I	on rakenteen sisäiset voimat
P	on vaikuttavat ulkoiset voimat

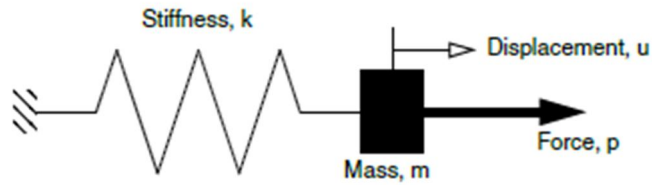
Ylläoleva yhtälö on itse asiassa sama kuin Newtonin toinen liikelaki ($F=ma$). [1, s. 7-1.]

Hitausvoimien ($M\ddot{u}$) sisällyttäminen tasapainoyhtälöön on pääasiallinen ero staattisen ja dynaamisen analyysin välillä. Toinen ero näiden kahden simulointityypin välillä on sisäisten voimien I määritelmässä. Staattisessa analyysissä sisäiset voimat syntyvät vain rakenteen muodonmuutoksen seurauksena; dynaamisessa analyysissä sisäisiä voimia aiheutuu sekä liikkeestä (vaimennuksesta) että rakenteen muodonmuutoksesta. [1, s. 7-1.]

4.2.1 Ominaisvärähdysluvut ja värähtelymuodot

Yksinkertaisin yhden vapausasteen dynaaminen rakenne on jousen varassa värähtelevä massa, kuten kuvassa 15 näkyy. Jousen sisäistä voimaa kuvaa termi ku , niin että sen liikeyhtälö on muotoa

$$m\ddot{u} + ku - p = 0 \quad (4)$$



Kuva 15. Massa-jousijärjestelmä

Tämän massa-jousijärjestelmän ominaistajuus (radiaania/aikayksikkö) on

$$w = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

Jos massaa siirretään ja se päästetään irti, se värähtelee tällä taajuudella. Jos tällä taajuudella kohdistetaan massaan voima, värähtelyn amplitudi lisääntyy dramaattisesti - ilmiö, joka tunnetaan nimellä resonanssi. [1, s. 7-2.]

Käytännön rakenteilla on suuri määrä vapausasteita ja siten myös ominaistajuuksia. On tärkeää suunnitella rakenteet niin, että niiden dynaamiset kuormitukset eivät ole taajuudeltaan lähellä ominaistajuuksia. Nämä voidaan määrittää laskemalla kuormittamattoman rakenteen dynaaminen vaste ($P=0$ liiketasapainoyhtälössä). Liiketyhtälö saa tällöin muodon

$$M\ddot{u} + I = 0 \quad (6)$$

Vaimentamattomalle järjestelmälle $I = Ku$, jolloin

$$M\ddot{u} + Ku = 0 \quad (7)$$

Tämän yhtälön ratkaisut ovat muotoa

$$u = \phi e^{i\omega t} \quad (8)$$

Jos tämä sijoitetaan liiketyhtälöön, saadaan ominaisarvo -yhtälö

$$K\phi = \lambda M\phi \quad (9)$$

missä $\lambda = w^2$

Tällä järjestelmällä on n ominisarvoja, kun n on FEM-mallin vapausasteiden lukumäärä. Olkoon λ_j ominisarvo. Sen neliöjuuri, w_j , on rakenteen j :n värähtelymuodon ominaistajuus ja ϕ_j on vastaava j :s ominaisvektori. Ominaisvektoreita kutsutaan myös värähtelymoodiksi, koska se on rakenteen muuntunut muoto sen värähdellessä j :nessä värähtelymoodissa. [1, s. 7-2.]

Abaqus/Standardin ominisarvomenetelmää käytetään rakenteen värähtelymuotojen ja -taajuuksien laskemiseen. Tämä menetelmä on helppokäyttöinen, sillä siinä on vain määriteltävä vaadittavien värähtelymuotojen lukumäärä tai suurin haluttu taajuus. [1, s. 7-3.]

4.2.2 Moodien superponointi

Rakenteen ominaistajuuksia ja ominaismuotoja voidaan käyttää määrittäessä sen vastetta dynaamisille kuormituksille lineaarialueella. Rakenteen muodonmuutos pystytään laskemaan sen eri värähtelymuotojen yhdistelmästä moodien superponoinnin avulla. Jokainen ominaismuoto kerrotaan skaalauskerrotimeilla. Mallin siirtymävektori u on määritelty seuraavasti

$$u = \sum_{i=1}^n \alpha_i \phi_i = \sum_{r=1}^r \phi_r \alpha_r(t) = u(t), \quad r \ll n \quad (10)$$

missä

α_i on modaalinen siirtymä (poikkeama)

ϕ_i on ominaismuodon i koordinaatti

Tämä menetelmä soveltuu vain, kun kyseessä ovat pienet poikkeamat, lineaarisesti elastiset materiaalit ja tilanteet ilman kosketusta (tai tukea) - yksinkertaisesti sanottuna lineaariset tapaukset. [1, s. 7-3.]

Rakenteiden dynaamisissa probleemeissa rakenteen vasteessa määräävinä on yleensä pieni määrä värähtelymuotoja, mikä tekee moodien superponoinnista erityisen tehokkaan tavan sellaisten järjestelmien vasteen laskennassa. Kuvitellaan mallia, jossa on 10

000 vapausastetta. Liiketyhtälöiden suora integrointi vaatisi 10 000 yhtälön yhtälöryhmän ratkaisua jokaisena tarkasteltavana ajankohtana. Sen sijaan jos rakenne on määritelty 100 moodina, tarvitaan ensiksikin jokaista aikainkrementtiä varten vain 100 yhtälöä. Toiseksi modaaliset yhtälöt ovat yhteen kytkemättömiä, kun taas alkuperäisyhtälöt muodostavat yhtälöryhmän (ovat kytkettyjä). Värähtelymuotojen ja taajuuksien laskemiseen liittyy tietty laskentatarve (n moodia), mutta vasteen laskemisessa riittää, että lasketaan vain r moodia ($r < n$). [1, s. 7-3.]

Jos simulaatioon liittyy epälinearisuuksia, ominaistajuudet voivat muuttua merkittävästi analyysin yhteydessä ja modaalista superponointia ei voi soveltaa. Tällaisissa tapauksissa on käytettävä liiketyhtälön suoraa integrointia, minkä kustannukset ovat paljon modaalista analyysia suuremmat. [1, s. 7-3.]

Probleemalla tulisi olla seuraavat ominaisuudet, jotta sen ratkaisuun soveltuisi lineaarinen transienttinen dynaaminen analyysi:

1. Systemin tulee olla lineaarinen: lineaarinen materiaalin käyttäytyminen, kosketusvapaat olosuhteet eikä epälineaarisia geometrisia vaikutuksia.
2. Vasteen tulisi koostua suhteellisen harvoista määrävistä taajuuksista. Jos vasteen sisältämien taajuuksien määrä lisääntyy, kuten esimerkiksi törmäystilanteissa, modaalinen superponointimenetelmä on vähemmän tehokas.
3. Määrävien kuormitustaajuuksien tulee olla laskennan tuottamien ominaistajuuksien alueella sen takaamiseksi, että kuormat tulevat otetuiksi laskentaan riittävällä tarkkuudella.
4. Äkillisesti vaikuttavien kuormien aiheuttamien alkukiihtyvyyksien tulee ilmetä tarkasti ominaisvärähtelymuodoissa.
5. Järjestelmä ei saa olla vahvasti vaimennettu [1, s. 7-3.]

4.2.3 Vaimennus

Jos vaimentamaton järjestelmä saa värähdellä vapaasti, tulee värähtelyamplitudi pysymään vakiona. Todellisuudessa tällainen ei kuitenkaan ole mahdollista vaan värähtelevä

rakennelma kuluttaa energiaa ja värähtelyamplitudi tulee pieneneään, kunnes värähtely on täysin lakannut. Tätä energian kulumista kutsutaan vaimennukseksi. Vaimennuksen oletetaan yleensä olevan viskoosia eli suoraan verrannollinen nopeuteen. Liikkeyhtälö siis voidaan vaimennuksen huomioonottamiseksi dynaamisesta tasapainoyhtälöstä kirjoittaa muotoon

$$M\ddot{u} + I - P = 0 \quad (11)$$

$$I = Ku + C\dot{u} \quad (12)$$

missä

C on rakenteen vaimennusmatriisi

\dot{u} on rakenteen nopeusvektori

Energian kuluminen johtuu useista eri syistä kuten esimerkiksi kitkasta rakenteen liitoksissa ja paikallisesta materiaalin jännityshystereesistä. Vaimennus on kätevä tapa ottaa huomioon energian kulumisen tarvitsematta mallintaa siihen kuuluvia ilmiöitä yksityiskohtaisesti. [1, s. 7-4.]

Abaqus/Standardissa ominaismuodot on laskettu vaimentamattomalle järjestelmälle. Useimpiin todellisiin suunnittelutapauksiin sisältyy kuitenkin jonkinlainen vaimennus. Vaimennettun ja vaimentamattoman ominaistajuuden suhde jokaisessa muodossa on

$$w_d = w\sqrt{1 - \xi^2} \quad (13)$$

missä

w_d on vaimennettu ominaistajuus

$\xi = \frac{c}{c_{cr}}$ on vaimennussuhde, joka on murto-osa kriittisestä vaimennuksesta

c on kyseisen moodimuodon viskoosivaimennuskerroin

c_{cr} on kriittinen viskoosivaimennuskerroin

[1, s. 7-4.]

4.2.3.1 Vaimennuksen valinta ja määrittely Abaqus/Standardissa

Abaqus/Standardissa voidaan valita erilaisia vaimennustyyppisiä modaalista transientti-analyysiä varten: suora modaalinen vaimennus, Rayleigh-vaimennus ($C = \alpha[M] + \beta[K]$) ja yhdistetty modaalinen vaimennus. [1, s. 7-5.]

Tässä työssä käytetään suoraa modaalista vaimennusta, jota käyttäen voidaan määrittellä ξ , kuhunkin muotoon liittyvä murto-osa kriittisestä vaimennuksesta. Yleensä käytetään arvoja, jotka ovat alueella 1–10 %:iin kriittisestä vaimennuksesta. Tähän työhön valittiin suhteellisen matala alue, 1 %, jonka valinta perustuu ohjaavalta opettajalta saatuun kokemukseen ja tietoon, mikä on hyvin yleinen tapa (kokemus ja tieto) määrittellä oikea vaimennus, kun ei ole käytettävissä dynaamisia testejä. [1, s. 7-5.]

4.2.4 Ominaisaajuuksien ja -muotojen vertailu

Ominaisaajuusanalyysin laskennan perusteella pystytään tutkimaan ja vertailemaan torninosturissa esiintyviä ominaismuotoja sekä ominaisaajuuksia palkki- ja sauvamallissa. Palkkimallissa 100 alinta ominaisaajuutta ovat 0,075478–24,952 Hz:n välillä, kun taas sauvamallissa vaihtelu väli on 0,0754766–24,931 Hz. Nämä ominaisaajuudet on esitetty tarkemmin taulukossa 1. Kuten taulukosta sekä mallinnuksessa olevien graafisten tulokintojen perusteella nähdään, ominaisaajuudet vastaavat hyvin toisiaan, eikä suuria eroavaisuuksia löydy. Voidaan siis todeta ominaisaajuusanalyysilaskennan onnistuneen tavoitteiden mukaisesti kahden FEM-mallin välillä. Jos ominaisaajuudet näyttäisivät suuria eroavaisuuksia joissakin kohdissa, olisi siinä todennäköisesti kyseessä mallinnusvirhe.

Taulukko 1. Palkki- ja sauvamallin ominaistajuuksvertailu

Moodi	Ominaistaajuudet (Hz)		Moodi	Ominaistaajuudet (Hz)		Moodi	Ominaistaajuudet (Hz)	
	Palkki-malli	Sauva-malli		Palkki-malli	Sauva-malli		Palkki-malli	Sauva-malli
1	0,075478	0,0754766	34	3,7509	3,7519	67	12,586	12,492
2	0,07687	0,0768627	35	4,0664	4,0664	68	13,028	12,509
3	0,24557	0,24553	36	4,2995	4,3021	69	13,142	12,849
4	0,24909	0,24903	37	4,3947	4,3935	70	13,4	13,13
5	0,31774	0,31469	38	4,5794	4,5793	71	13,657	13,143
6	0,41773	0,41433	39	4,7767	4,7753	72	14,26	13,414
7	0,45704	0,41812	40	4,9768	4,9766	73	14,309	14,281
8	0,47978	0,46756	41	5,2046	5,1539	74	14,666	14,309
9	0,48872	0,48873	42	5,6287	5,628	75	14,777	14,646
10	0,59288	0,59267	43	5,6319	5,6314	76	14,786	14,799
11	0,62697	0,62696	44	5,7557	5,7593	77	14,998	15,005
12	0,717	0,71699	45	6,0109	5,9655	78	15,483	15,059
13	0,94996	0,94994	46	6,4704	6,5252	79	15,565	15,566
14	0,95323	0,95316	47	6,6446	6,6928	80	16,241	16,109
15	1,2357	1,236	48	6,6928	6,7437	81	16,246	16,246
16	1,4239	1,4238	49	6,7879	6,8263	82	17,77	16,609
17	1,4287	1,4286	50	7,1614	6,9788	83	17,967	17,733
18	1,6657	1,6656	51	7,8076	7,1614	84	18,453	17,967
19	1,7965	1,7661	52	8,0383	7,8079	85	18,705	18,449
20	1,8439	1,8387	53	8,1358	8,0381	86	19,173	18,708
21	1,9298	1,9127	54	8,3862	8,3396	87	19,51	19,688
22	1,9574	1,9528	55	8,5677	8,5674	88	20,015	19,987
23	2,1032	2,1027	56	9,4288	9,4103	89	20,172	20,065
24	2,2186	2,2138	57	9,4631	9,4627	90	20,313	20,173
25	2,2283	2,2186	58	9,6166	9,5422	91	20,446	20,387
26	2,3577	2,3319	59	9,9229	9,8903	92	21,178	21,18
27	2,6386	2,3577	60	10,224	10,21	93	22,306	21,558
28	2,7089	2,7372	61	10,725	10,723	94	22,419	22,231
29	2,8028	2,8012	62	10,89	10,822	95	22,597	22,42
30	2,8179	2,8028	63	11,173	11,112	96	23,232	23,136
31	3,5672	3,5662	64	11,736	11,186	97	24,049	23,315
32	3,5755	3,5737	65	12,076	11,7	98	24,454	24,184
33	3,7379	3,6687	66	12,497	12,102	99	24,646	24,451
						100	24,952	24,931

MAC on menetelmä ominaismuotojen vertailemiseksi. Se soveltuu erityisen hyvin käytettäväksi esimerkiksi seuraavissa, tämän työn kannalta oleellisissa tapauksissa:

- kahden analyttisen rakennemallin vertailu
- optimaalinen antureiden sijoittelu

MAC-menetelmä kehitettiin 1970-luvun lopulla täydentämään ja korvaamaan siihen asti käytettyjä koetulosten ja analyttisten mallien yhteensopivuuden tarkastelumenetelmiä. MAC on periaatteessa sekin pienimpien neliösummien käyttöön perustuva menetelmä, joka korostaa kahden suureen välisten suurien poikkeamien merkitystä, mutta on vähemmän herkkä pienemmille poikkeamille. [6, s. 1-2.]

On tärkeää, että mallien vertailussa on käytettävissä riittävästi yhteisiä havaintopisteitä ja että mallien matemaattiset vastineet ovat oikein muotoillut. Niin ikään on tärkeää tiedostaa menetelmän suuria poikkeamia korostava vaikutus. [6, s. 1-2.]

Lisäksi on huomattava, että MAC:n antama arvo 1 kuvaa kahden mallin yhteensopivuutta, mutta ei kerro mitään mallien oikeellisuudesta. Siksi MAC-menetelmän hyödyllisyys on erityisesti eri mallien nopeassa ja suhteellisen vähätöisessä alustavassa keskinäisen yhteensopivuuden tarkastelussa. [6, s. 1-2.]

MAC-vertailu antaa aina tuloksia 0–1 arvojen välillä. Mitä suurempi arvo vertailusta saadaan, sitä paremmin ominaismuodot vastaavat toisiaan mallien välillä. Taulukko 2:n perusteella voidaan havaita, että MAC-vertailussa esiintyy aika paljon eroavaisuuksia ominaismuodoissa, mutta myös hyvin samankaltaisia muotoja. Yleisesti voidaan sanoa, että jos vertailu on antanut arvon yli 0,9, niin silloin ominaismuodot ovat keskenään hyvin samankaltaisia. Taulukossa on poikkeuksia, joissa tulos on mennyt arvon 0,1 alle. Näitä hyvin matalia MAC:n arvoja on tarkasteltu graafisesti työn ominaistajuusanalyysissä, josta on poimittu kolme graafista kuvaa. Näistä kuvista 18–20 voidaan nähdä jo silmämääräisesti, että ominaismuodot eivät täsmää keskenään. Vastaavasti MAC-vertailu antoi myös paljon suuria arvoja tuloksille (yli 0,9). Kuvissa 16–17 on näytetty esimerkkinä yli 0,9 tuloksen saaneet ominaismuodot, mistä nähdään silmämääräisesti, että ne vastaavat todella tarkasti toisiaan. Ominaismuotojen kertoimet saadaan ratkaistua MAC-kaavasta 14.

$$MAC(\varphi_{EMPi}, \varphi_{FEMi}) = \frac{|\varphi_{EMPi}^T \varphi_{FEMj}^T|^2}{(\varphi_{EMPi}^T \varphi_{EMPi})(\varphi_{FEMj}^T \varphi_{FEMj})} \quad (14)$$

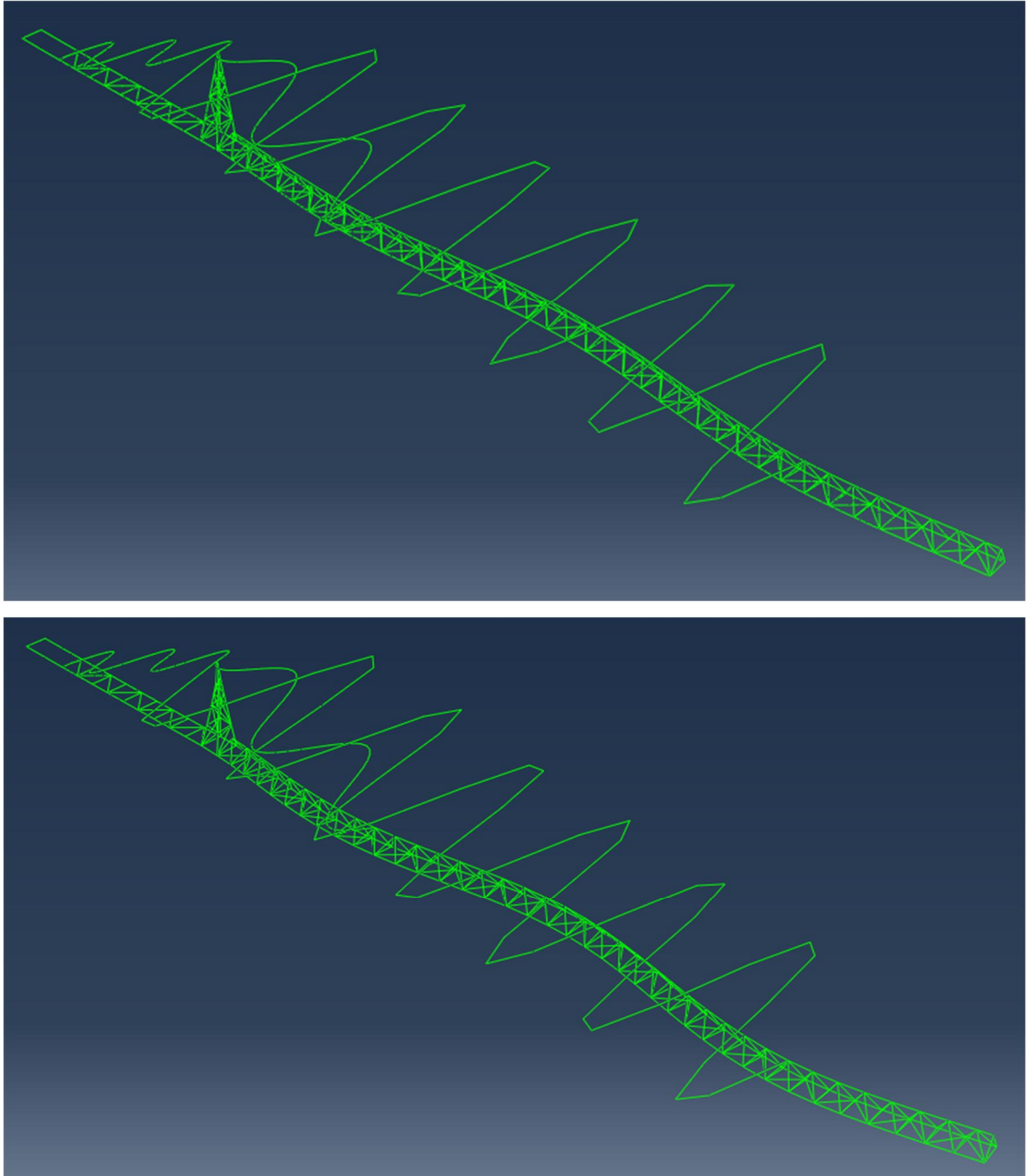
jossa

φ_{EMPi} on kokeellisella moodianalysillä tuotettu ominaisuotovektori

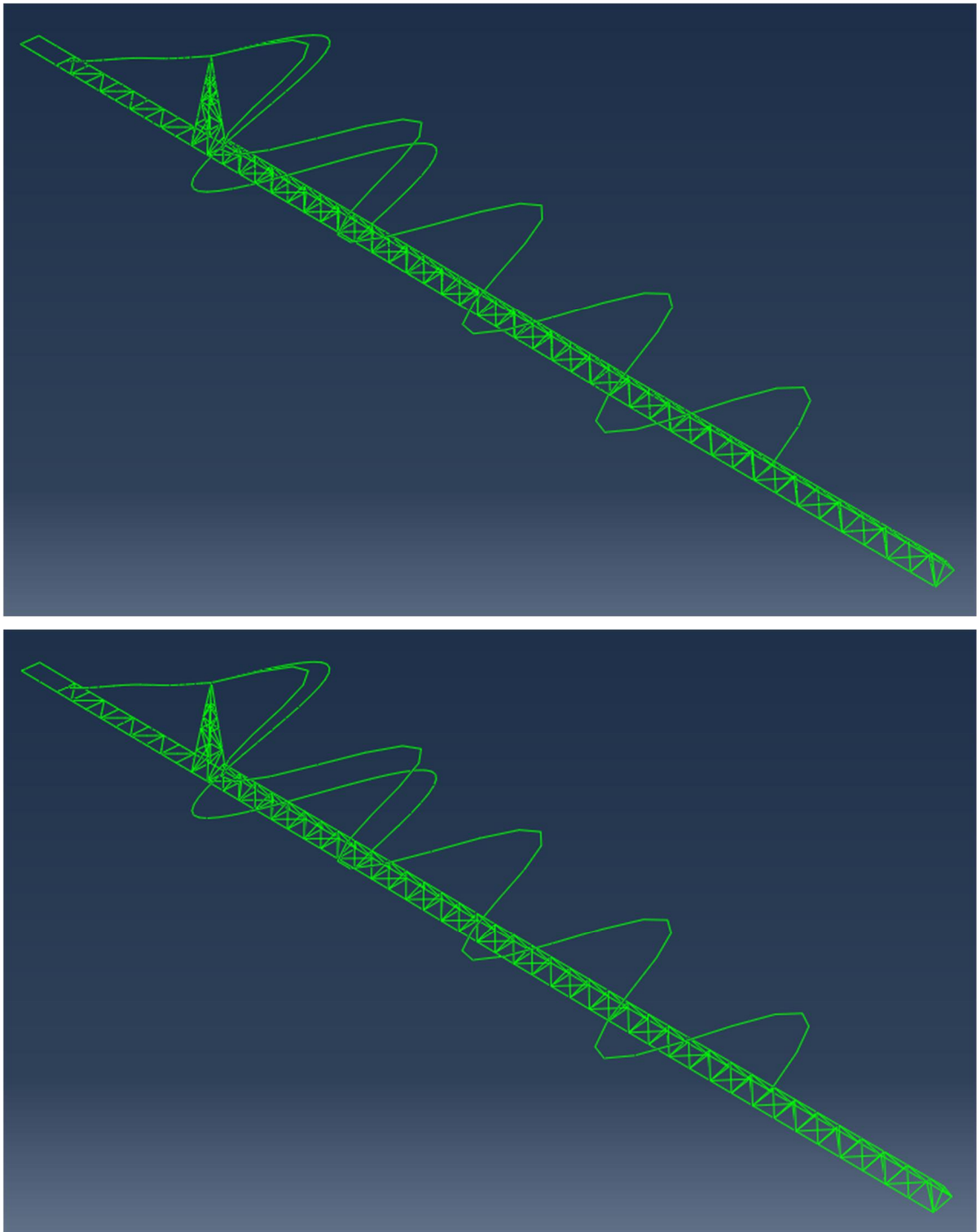
φ_{EMPi} on analyttisellä menetelmällä tuotettu ominaisuotovektori [5, s. 34.]

Taulukko 2. MAC-ominaisluotovertailun tulokset. Sauvamallin ominaisuotunumero (vas.), MAC-vertailun tulos (kesk.) ja palkkimallin ominaisuotunumero (oik.).

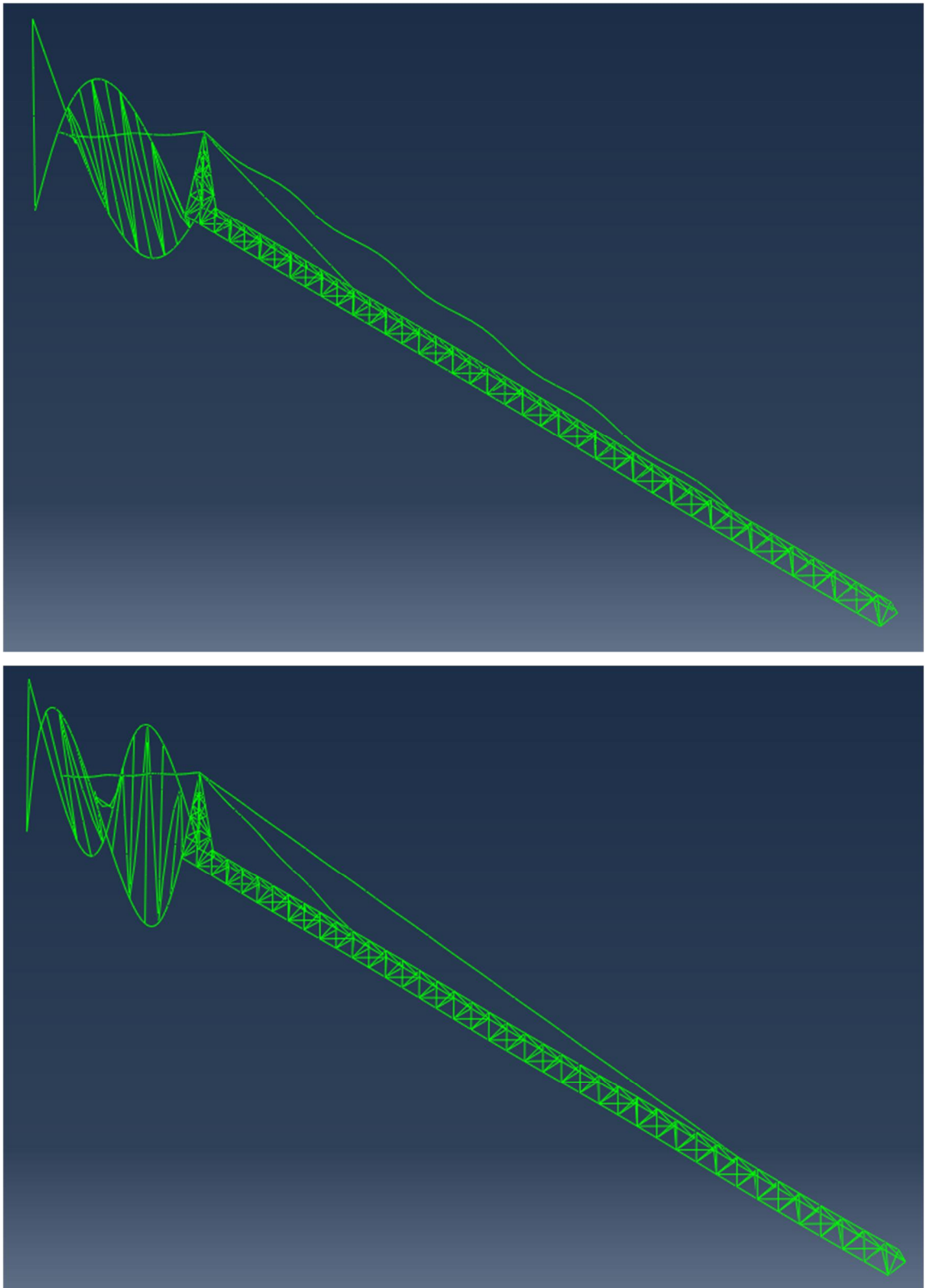
1	1.000	1	35	0.885	35	69	0.450	68
2	1.000	2	36	0.340	36	70	0.789	68
3	0.998	3	37	0.999	37	71	0.825	69
4	0.998	4	38	0.767	38	72	0.546	70
5	0.427	5	39	0.962	39	73	0.686	72
6	0.565	6	40	0.876	40	74	0.829	73
7	0.989	6	41	0.251	39	75	0.076	72
8	0.934	7	42	0.867	42	76	0.051	71
9	0.999	9	43	0.902	43	77	0.005	44
10	0.946	10	44	0.012	36	78	0.844	74
11	0.992	11	45	0.108	43	79	0.435	81
12	0.918	12	46	0.677	46	80	0.642	80
13	0.961	13	47	0.378	50	81	0.435	79
14	0.950	14	48	0.374	47	82	0.155	82
15	0.005	15	49	0.713	46	83	0.992	82
16	0.719	16	50	0.105	47	84	0.831	83
17	0.650	17	51	0.378	48	85	0.966	84
18	0.823	18	52	0.992	51	86	0.972	85
19	0.235	26	53	0.537	52	87	0.145	87
20	0.545	23	54	0.904	54	88	0.954	88
21	0.534	22	55	0.905	55	89	0.848	88
22	0.963	22	56	0.917	56	90	0.999	89
23	0.551	20	57	0.984	57	91	0.984	91
24	0.218	19	58	0.697	56	92	0.786	92
25	0.885	24	59	0.094	57	93	0.092	91
26	0.056	28	60	0.994	60	94	0.970	93
27	0.659	26	61	0.940	61	95	0.799	94
28	0.430	27	62	0.919	62	96	0.304	95
29	0.917	30	63	0.344	63	97	0.341	97
30	0.960	29	64	0.723	63	98	0.954	97
31	0.981	31	65	0.302	64	99	0.638	98
32	0.971	32	66	0.878	65	100	0.573	100
33	0.218	32	67	0.645	66	101	0.573	100
34	0.996	34	68	0.380	66			



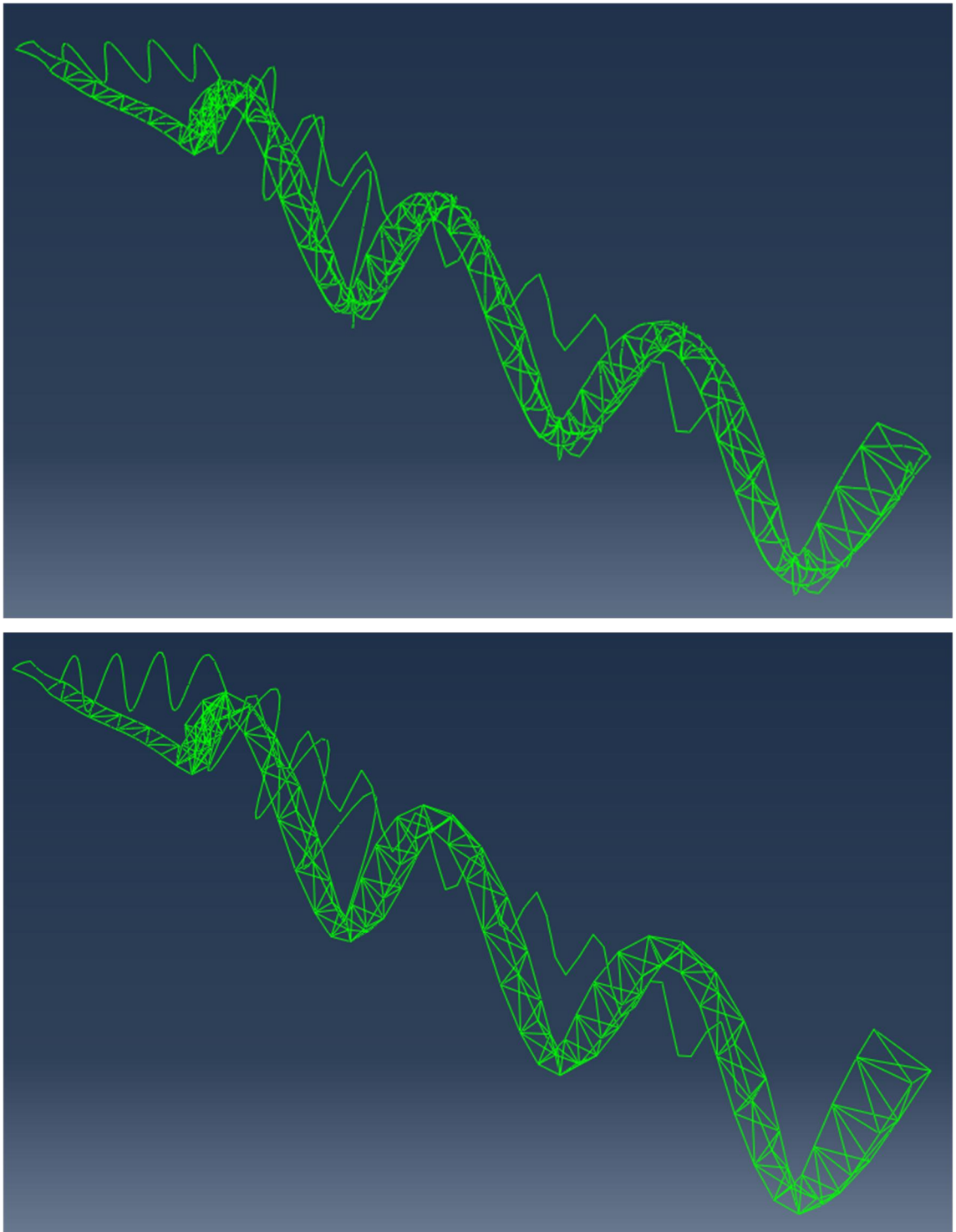
Kuva 16. Palkkimallin (ylempi) ja sauvamallin (alempi) 56 ominaisuuden vertailu tuloksella 0,917



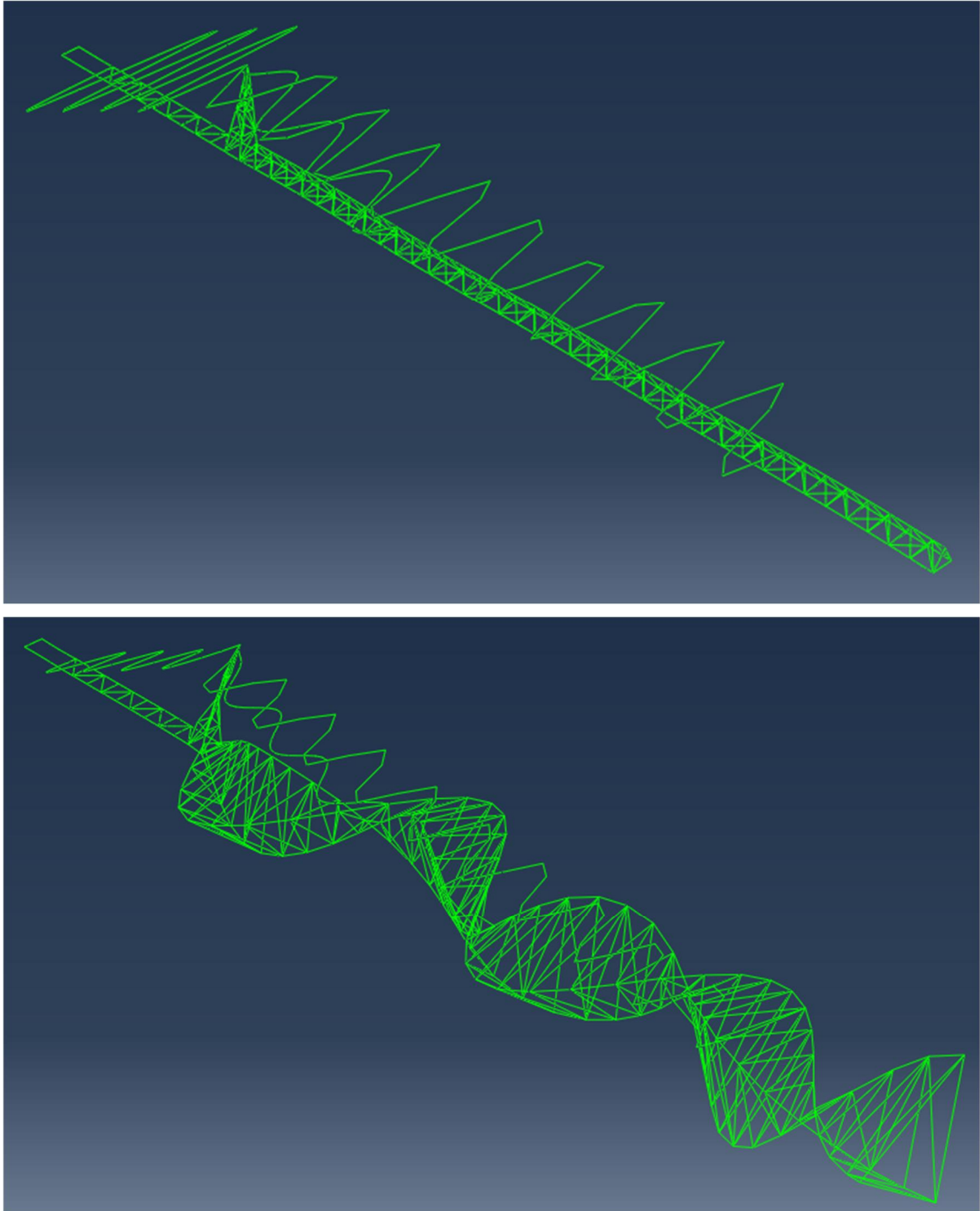
Kuva 17. Palkkimallin (ylempi) ja sauvamallin (alempi) 37 ominaismuodon vertailu tuloksella 0,999



Kuva 18. Palkkimallin (ylempi) 44 ominaismuodon ja sauvamallin (alempi) 7. ominaismuodon vertailu tuloksella 0,005



Kuva 19. Palkkimallin (ylempi) ja sauvamallin (alempi) 87 ominaismuodon vertailu tuloksella 0,145

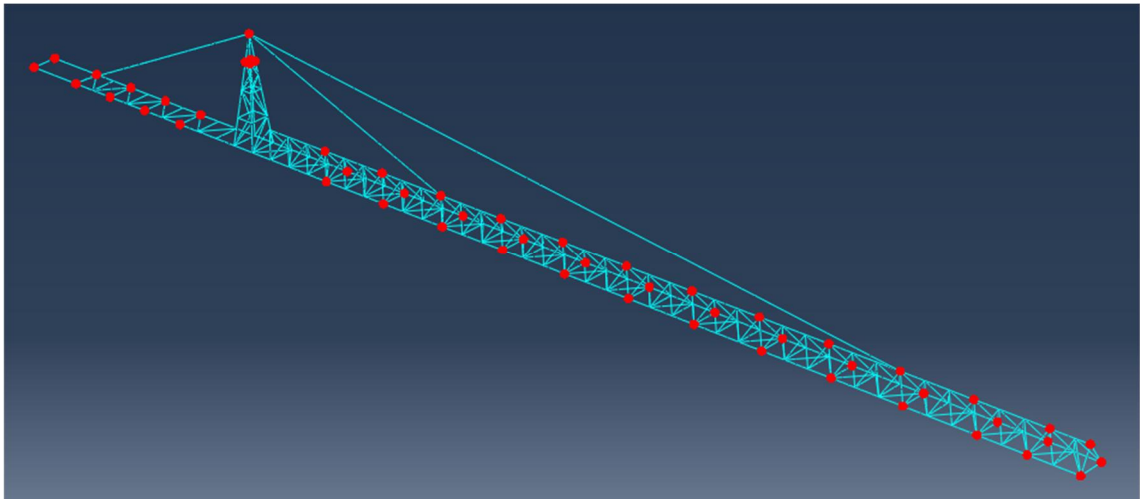


Kuva 20. Palkkimallin (ylempi) 91 ominaismuodon ja sauvamallin (alempi) 93 ominaismuodon vertailu tuloksella 0,092

Lyhykäisyydessään ominaismuotojen vertailu graafisesti osoittaa hyvin, että kun MAC:n tuloksen arvo on korkea, niin muodot näyttävät silmämääräisesti samalta. Vastaavasti tuloksen ollessa alhainen, ominaismuodoissa nähdään silmämääräisesti räikeitä eroavaisuuksia. Yleisesti katsoen todellinen malli ja simulointimalli vastaavat ominaismuodoiltaan hyvin paljon toisiaan.

4.3 Antureiden asettelu

Todelliseen malliin sijoitetaan 54 kappaletta kiihtyvyyss- sekä venymäantureita. Anturien antamia tuloksia tarkasteltiin Dynamic Implicit -analyysin avulla, missä katsottiin aluksi silmämääräisesti anturien suurimmat tulokset analyysissä olevan animaation avulla. Animaatiosta pystyi näkemään helposti, että mastonhuipun juuren ympärillä liikkuvuus oli luonnollisesti pienintä, ja vastaavasti puomin ja vastapainopuomin päissä arvot olisivat suurimmat. Tämän perusteella pystyttiin asettelemaan anturit paikoilleen. Asettelu tapahtui kuitenkin suurimmaksi osaksi tasavälein pitkin puomia ja vastapainopuomia, mutta kuitenkin aloittaen kyseisten osien päädyistä, jolloin mastonhuipun juuren ympärille ei asennettu antureita tulosten huonon ennustavuuden takia. Antureiden paikat on esitetty kuvassa 21.



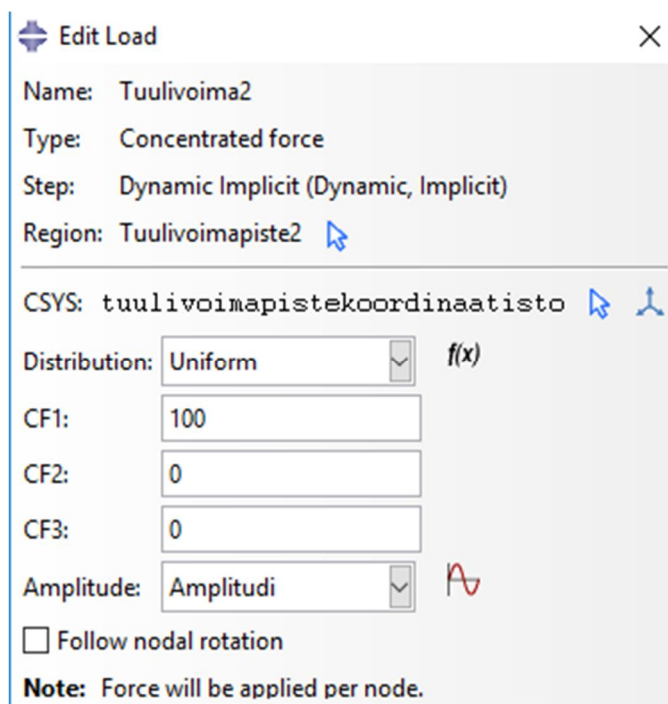
Kuva 21. Anturien paikat on merkitty punaisella, todellisessa mallissa

Antureiden antamien tulosten saamiseksi Abaquksen kokoonpanoon luodaan pistejoukko, eli Node Set. Tällä pistejoukolla saadaan Dynamic Implicit -analyysin avulla halutut kiihtyvyydet ja venymät valituista solmuista. Kiihtyvyyss- ja venymäanturit on aseteltu samoihin solmuihin. Jokainen anturi antaa tuloksia 100 s:n ajalta 0,2 s:n välein, sekä kolmesta eri suunnasta (x-, y- ja z-akselit), jolloin tuloksia tulee yhteensä 162 324 kappaletta.

4.4 Värähtelyanalyysi

4.4.1 Simuloitavat mallit

Kummallekin mallille tehtiin kolme eri värähtelyanalyysiä Steps-komennolla. Nämä värähtelyanalyysit ovat nimeltään Ominaisaajuus, Modal Dynamics sekä Dynamic Implicit. Ensiksi pitää suorittaa ominaisaajuusanalyysi, joka tehtiin Lanczosin menetelmällä, johon valittiin 100 eri ominaismuotoa. Tämä värähtelyanalyysi laskee tulokset todella nopeasti ja sen avulla saadaan myös ominaisaajuudet sekä -muodot selville. Ominaismuotoja ja -taajuuksia tarkastelemalla voidaan todeta, onko mallintaminen onnistunut virheittä, minkä jälkeen voidaan jatkaa seuraavaan analyysiaskeleseen. Ominaisaajuusanalyysin jälkeen voidaan siis suorittaa Modal Dynamics -analyysiaskel, johon lisätään satunnaisheräte, vaimennus sekä simuloinnin tarkastelu aika. Puomin päätä kuormitettiin 100 N:n satunnaisherätteellä (Concentrated Force) 100 s:n ajan (satunnaisherätteen suunnasta kuva kappaleessa 4.4.5), aikainkrementin ollessa 0,02. Satunnaisherätettä varten piti luoda kuormitushistoria, Amplitudi, jotta ohjelma pystyy luomaan analyysiin värähtelyn. Amplitudi saatiin opettajalta. Myös vaimennuskerroin piti valita, mikä on tässä työssä 1 % kriittisestä vaimennuksesta. Perustelu tapahtui aiemmin kappaleessa 4.2.3.1. Kuvassa 22 on näytetty esimerkki satunnaisherätteestä.



Kuva 22. Tuulivoiman asentaminen työhön. CSYS on koordinaatisto satunnaisherätteelle, CF1 on voiman suunta x-suunnassa.

Työn kolmas värähtelyanalyysi, Dynamic Implicit, on riippumaton kahdesta edellisestä analyysiaskeleesta. Dynamic Implicit -analyysin tekeminen vaati sen, että Abaqus -ohjelmasta piti poistaa Suppress -komennolla tilapäisesti ominaistaajuus- sekä Modal Dynamics -analyysiaskeleet pois käytöstä (Suppress-komennolla tilapäisesti poistetut analyysit voidaan palauttaa Resume-komennolla takaisin). Kyseisessä värähtelyanalyysissä käytettiin samaa 100 N:n satunnaisherätettä kuin aikaisemmassa vaiheessa. Analyysiä tarkasteltiin 100 sekunnin ajan 0,02 aikainkrementillä, mikä tuotti inkrementtejä 5 000 kappaletta.

Työn palkki- ja sauvamallien sisällä vertailtiin näitä kahta värähtelyanalyysia (Modal Dynamics ja Dynamic Implicit), joista valittiin paras vaihtoehto mittaamaan asennettujen antureiden kohdilta kiihtyvyydet sekä venymät x-, y- ja z-suunnista. Dynamic Implicit osoittautui lopulta parhaaksi valinnaksi. Dynamic Implicit ja palkkimalli kuvaavat todellista rakennetta.

Työssä tarkasteltiin myös kiihtyvyyksiä ja venymiä mallien ja värähtelyanalyysien välillä puomin päästä valitusta pisteestä, mistä kerrotaan enemmän luvussa 5.

4.4.2 Aikainkrementti

Dynaamisessa analyysissä käytettävä aika-askel on valittava siten, että herätteeseen sisältyvillä korkeimmilla taajuuksillakin saavutetaan riittävä edustavuus, eli yhteen jakson pituuteen sisältyy kyllin monta mittauspistettä. Käytännössä 20 pistettä riittää. Näin ominaismuodot saadaan analyysissä käyttäytymään dynaamisesti ja vältetään askelien välisten isojen poikkeamien syntyminen kuormituksissa ja laskentatuloksissa. [5, s. 47.]

Kun satunnaisherätteen katsotaan osuvan taajuusalueelle noin 0–25 Hz (työssä maksimi taajuus on 24,952 Hz), Modal Dynamics -analyysissä käytetään värähtelymuotoja, jotka osuvat maksimissaan nelinkertaiselle alueelle, eli noin 0–100 Hz. Tällöin 20 mittauspisteen osuminen korkeimman taajuuden yhdelle jaksolle merkitsee aika-askelta.

$$\Delta t = \frac{1}{20} T \text{ missä } T = \frac{2\pi}{w_{max}} \text{ eli jakson pituus sekunneissa}$$

Laskennallisella maksimitaajuudella 100 Hz:n aika-askeleeksi saadaan näin ollen

$$\Delta t = 0,00314s$$

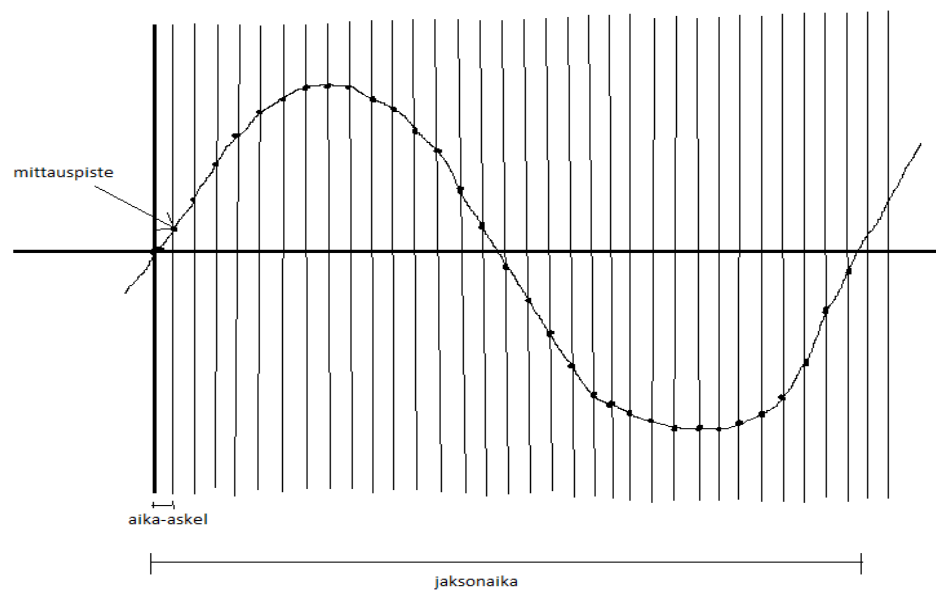
Suuren laskentatyön rajoittamiseksi aikainkrementti määritettiin kuitenkin 0,02 s. Koulun koneilla laskenta kesti 0,02 s:n aikainkrementillä noin 40 min, kun taas 0,00314 s:n aikainkrementillä olisi mennyt noin 2 h ja 20 min. Tämä aika-askeleen muutos voi mahdollisesti aiheuttaa korkeimpien herätetaajuuksien kohdalla epätarkkuutta vähempien laskentapisteidien takia.

Jos aikainkrementti olisi 0,02 s, niin maksimitaajuudeksi tulisi

$$w_{max} = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{0,4s} \approx 15,7 \text{ Hz} \quad (15)$$

Tällöin aikainkrementti antaisi tarkkoja arvoja moodiin 79 saakka taulukon 1 mukaan.

Kuvassa 23. on havainnollistettu 33:lla mittauspisteellä ominaistajuus yhdellä ajanjaksolla, mikä on jo todella hyvä määrä kuvaamaan tarkka kuvaaja. Kuvasta voidaan tulkita, että mitä pienempi aikainkrementti (enemmän mittauspisteitä ajanjaksolla), sitä tarkempi kuvaaja saadaan.



Kuva 23. Aikainkrementin havainnollisointi kuvaajalla

4.4.3 Transienttivaihe

Kun rakenteen värähtelyominaisuuksia tutkittaessa se altistetaan satunnaisherätteelle, syntyy aluksi transienttitila. Siinä heräävät kaikki rakenteen värähtelyn ominaismuodot. Esiintyvän vaimennuksen vuoksi jonkin ajan kuluttua muodostuu herätteen jatkuessa vakiotila. Analyysitulosten kannalta on oleellista, että analyysin kestoaika on niin pitkä, että transienttivaiheen sisältämät epäoleelliset värähtelymuodot ehtivät vaimentua. Sitä varten on määritettävä transienttivaiheen kesto. [5, s. 47.]

Rakenteen vapaan värähtelyn vaimentumisajan minimipituus saadaan kaavasta

$$t_{min} = \frac{\pi}{\delta_{min}}, \text{ jossa } \delta = w\xi = 2\pi f\xi \quad (16)$$

Tällöin saadaan

$$t = \frac{\pi}{2\pi f_{min}\xi} = \frac{1}{2f_{min}\xi} = \frac{T}{2\xi} \quad (17)$$

Kaksi alinta ominaistajuutta ilmenevät pelkästään köysien värähtelynä. Niiden vaikutus rakenteen värähtelytilaan on käytännössä olematon. Sen takia minimitaajuudeksi valitaan kolmas ominaismuoto, jonka taajuus on 0,24557 Hz.

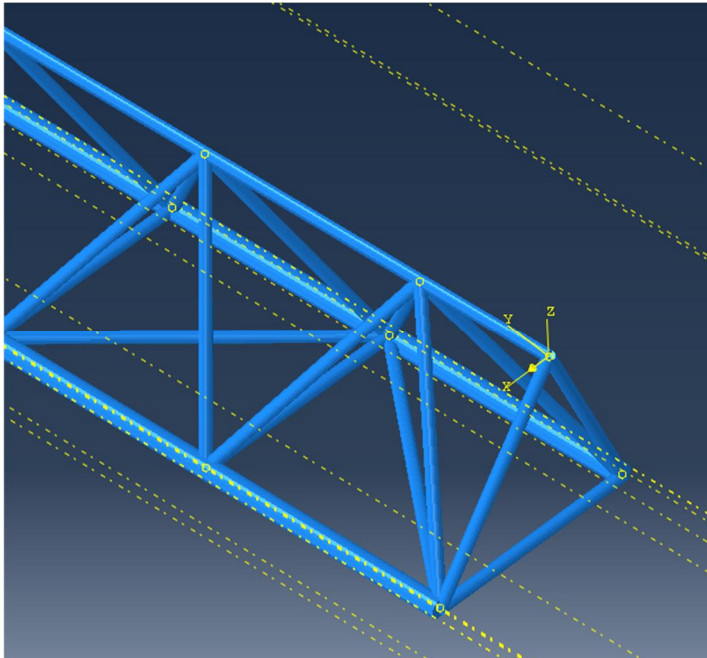
Kaavoja 16 ja 17 tarkasteltaessa havaitaan, että alempien taajuuksien ominaismuotojen ja 0,01 vaimennuskertoimen mukaiset transienttiajat muodostuvat laskentajaksoon verrattuna moninkertaisiksi. 100 s:n laskentajaksoa käytettäessä transienttivaiheen kestojen ei pitäisi ylittää 50 s. 0,01 vaimennuskerrointa käytettäessä tämä vastaa 1 Hz:n ominaismuotoa. Tätä matalampitaajuisien ominaismuotojen transienttivaihe jatkuu kauemmin ja voi täten häiritä analyysia. Jos vaimennuskerroin on korkeampi, vakiotilaan ehtivät siirtyä myös alemmpitaajuiset ominaismuodot. Ominaismuotojen amplitudiosuuk-sien suuruudesta riippuu käytetyn analyysijakson riittävyys transienttivaiheen aiheutta-man häiriön häviämisen kannalta.

Käyttämällä 15 ominaismuodon jaksoaikaa (mikä on alin taajuus riittäviin tuloksiin) $T = 0,81\text{ s}$ ja vaimennuskerrointa $\xi = 0,01$, kaava antaa transienttijakson pituudeksi 40,5 s.

Tämän perusteella analyysijakson pituudeksi valitaan 100 s, jolloin voidaan katsoa analyysin antaman tiedon vastaavan vakiotilan värähtelyä.

4.4.4 Vaikuttavat voimat

Torninosturiin määriteltiin yksi 100 N:n satunnaisheräte (tuulivoima), joka on sijoitettu puomin päähän viistosti omalla tuulivoimakoordinaatistollaan kuvan 24 mukaisesti. 100 N:n voima tuntui tarpeeksi pieneltä voimalta, jotta realismi pysyisi olennaisena siirtymien kannalta. Liian suuri satunnaisheräte ei palvelisi todellista tilannetta. Tuulivoimakoordinaatisto on aseteltu sillä tavalla, että satunnaisheräte x-suunnassa osoittaa viistosti, jotta voima vaikuttaisi kaikkiin x-, y- ja z-akselin suuntiin. Tämä asettelutapa antaa nosturille mahdollisimman monipuoliset värähtelyt ja mahdollistaa suurimman vaikutuksen taivutukseen ja vääntöön nosturissa. Xyz -tuulivoimakoordinaatiston asettelu on esitetty kuvassa 24.



Kuva 24. Tuulivoiman suunta ja sen koordinaatti puomin päässä

4.5 Laskennan suorittaminen

Ennen laskennan suorittamista oli pelko, että laskennan kestoaika olisi liian pitkä (monta tuntia). Hyvänä uutisena huomattiinkin, että laskennan kestoajaksi jäi alle tuntiin kummasakin värähtelyanalyysissä, mikä on tässä tapauksessa tarpeeksi ”lyhyt” aika. Laskentaa saataisiin lyhyemmäksi muun muassa vähentämällä inkrementtien määrää tai laskenta-keston aikaa. Inkrementtejä ei kuitenkaan haluttu vähentää, koska laskennan tarkkuus olisi kärsinyt tällöin todella paljon suurimmilla taajuuksilla (kappaleessa 4.4.2 on kerrottu

minkä takia). Inkrementtien määrä osoittautui kuitenkin heti alkukokeilujen jälkeen lähes optimaaliseksi koulun koneilla laskettaessa, vaikka laskenta tarvitsee tietokoneelta todella paljon suorituskykyä. Näin ollen rajoituksia ei tarvinnut tehdä ja pysyttiin alkuperäisessä suunnitelmassa. Parhaassa tapauksessa, eli tehokkaampien tietokoneiden avulla, olisi voitu lisätä inkrementtien määrää suuremmaksi, mikä olisi mahdollistanut todella tarkkojen tulosten saamisen korkeillakin taajuusalueilla tai pidemmät tarkastelujaksot. Tätä mahdollisuutta ei ollut kuitenkaan, mutta 0,02 aikainkrementti osoittautui kuitenkin kyllin lyhyeksi hyviin tuloksiin pääsemiseksi.

5 Tulokset

Kuvan 25 palkkimallin siirtymäkuvaajasta on mitattavissa, että puomin kärki värähtelee z-suunnassa noin 0,316 Hz:n taajuudella ja y-suunnassa 0,5 Hz:n taajuudella. Samasta kuvaajasta voidaan myös nähdä, että liiketaajuus on suurimmillaan noin 3 mm havainnointiaikana. Kuten kuvaajista nähdään, 100 s:n havainnointiaika ei riitä ratkaisemaan, onko värähtelyssä matalampi jaksoisia komponentteja, koska niiden transienttiaika on pidempi kuin 100 s:n havainnointiaika. Sauvamalli ja palkkimalli antavat Dynamic Implicit -analyysissä x- ja z-komponenteille suunnilleen samanlaiset siirtymäarvot, mutta y-komponentin huomataan olevan sauvamallissa (kuva 25) kaksinkertainen palkkimalliin verrattuna havainnointiaikana.

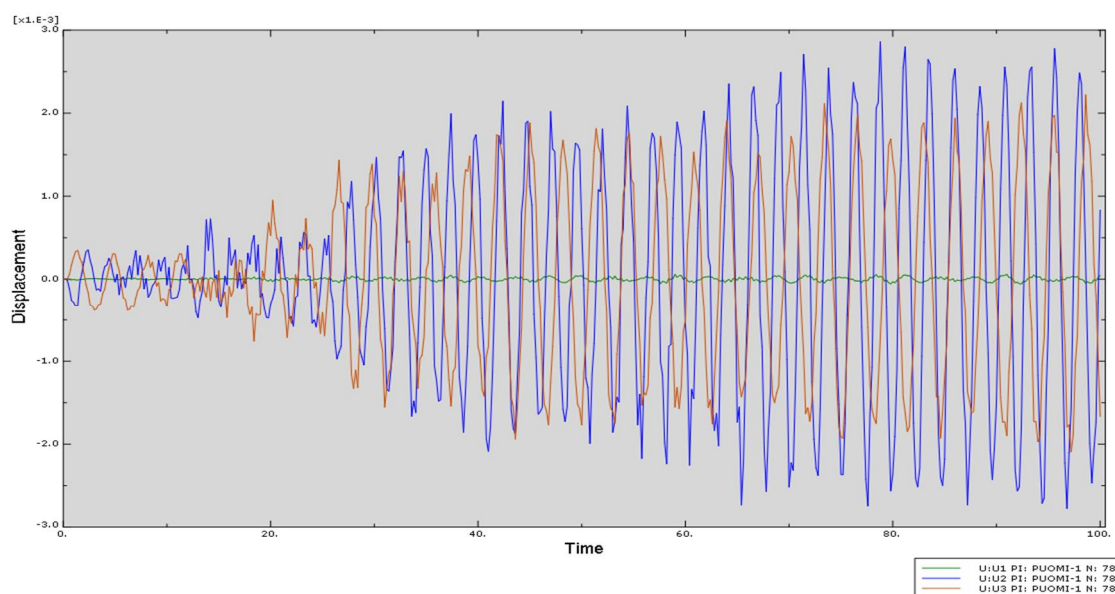
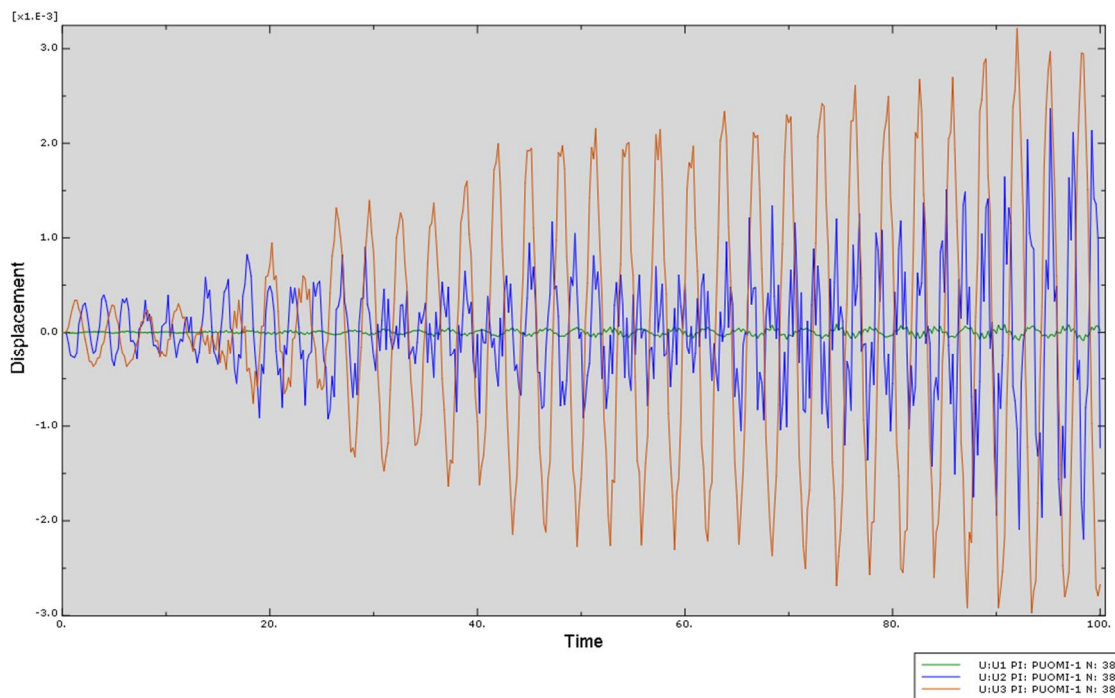
On ilmeistä, että tämä 100 N:n tuuliheräte ei aiheuta tähän puomiin merkittäviä jännityksiä, koska siirtymät ovat maksimissaan suuruusluokkaa 3 mm. 75 m:n torninosturissa 3 mm:n siirtymät ovat todella merkityksettömiä puomin juuressa olevan jännityksen kannalta. Värähtelyamplitudin kehityksestä 100 s:n havainnointiaikana ei voi päätellä mahdollisen matalajaksoisen resonanssin olemassa oloa. Kuten kuvan 25 sauvamalli näyttää, y-akselin siirtymäkäyrä esittää toisen matalajaksoisen taajuuden, jota ei voida enustaa.

Palkkimallin kiihtyvyydestä tarkastelut näyttävät Dynamic Implicit -analyysissä, että x-suunnassa esiintyy värähtelyä samalla jaksoluvulla kuin z-akselilla, 0,316 Hz, ja tämän voidaan arvella johtuvan köysien ja mastonhuipun liikkeestä.

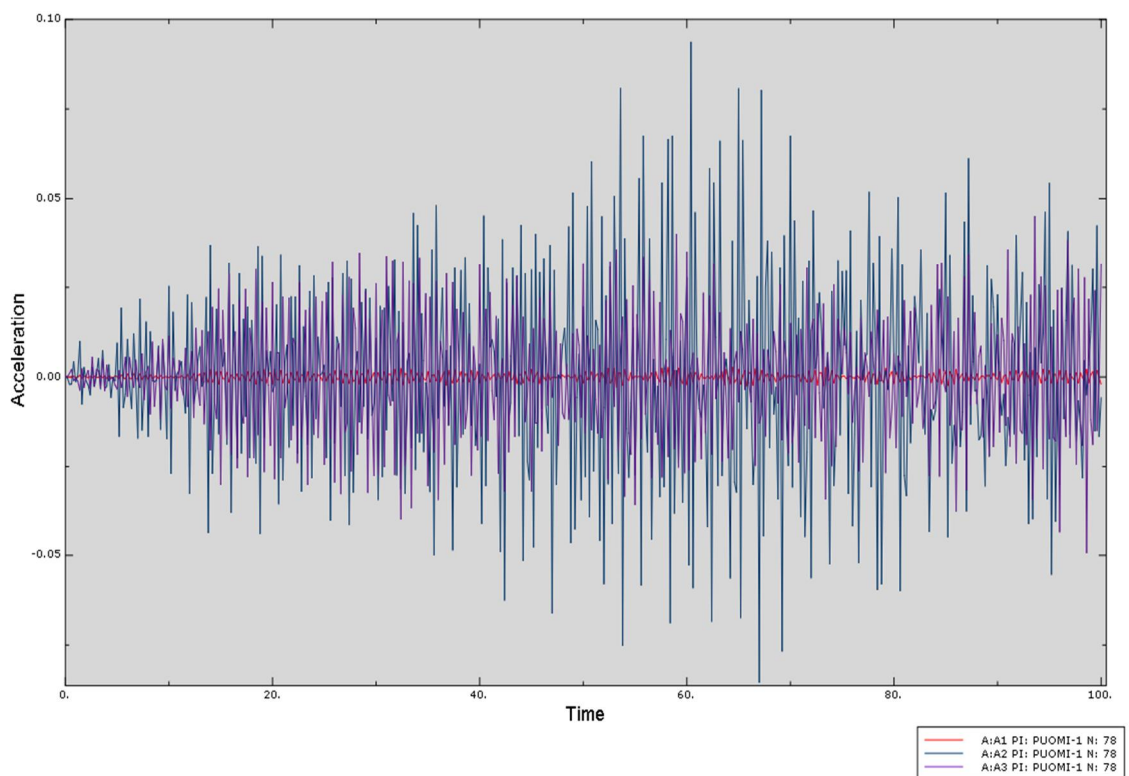
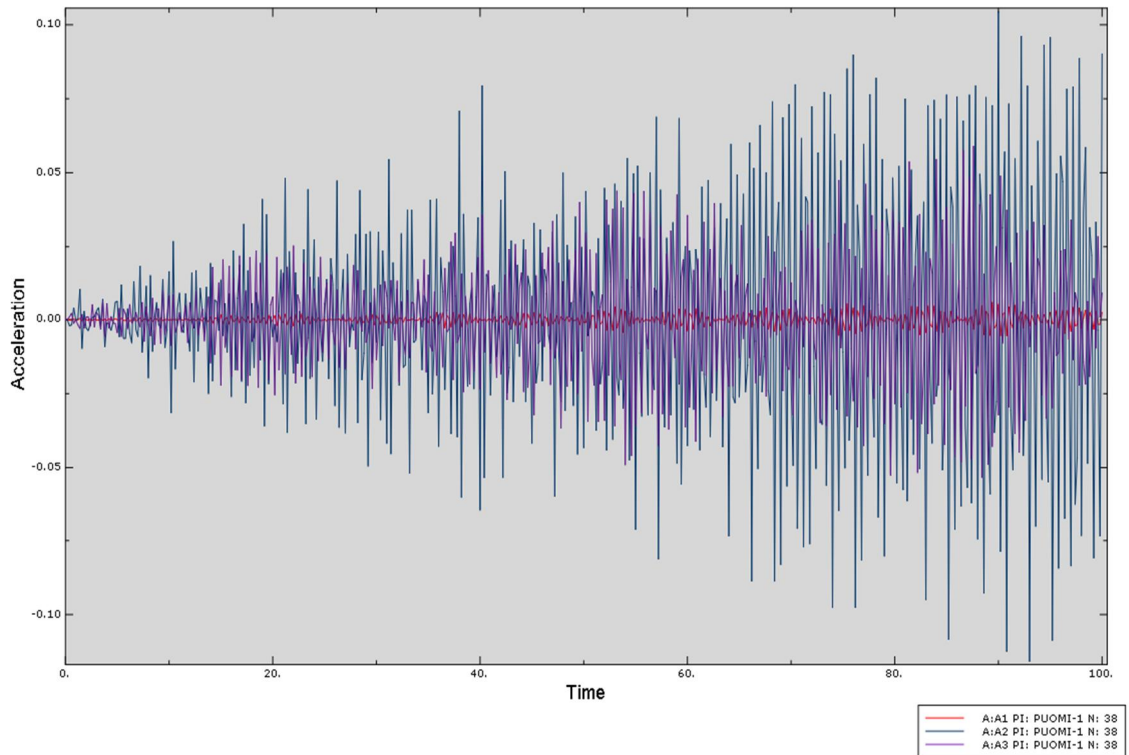
Puomin päässä esiintyvien 0,316 Hz:n ja 0,5 Hz:n värähtelyjen transienttiaika on noin alle 15 % havainnointiajasta. Näin ollen voidaan katsoa, että 100 s on riittävä vakiotilan

saavuttamiseksi. Sen sijaan 100 sekunnin havainnointiaika saattaa olla liian lyhyt mahdollisten matalajaksoisten taajuuksien kohdilla.

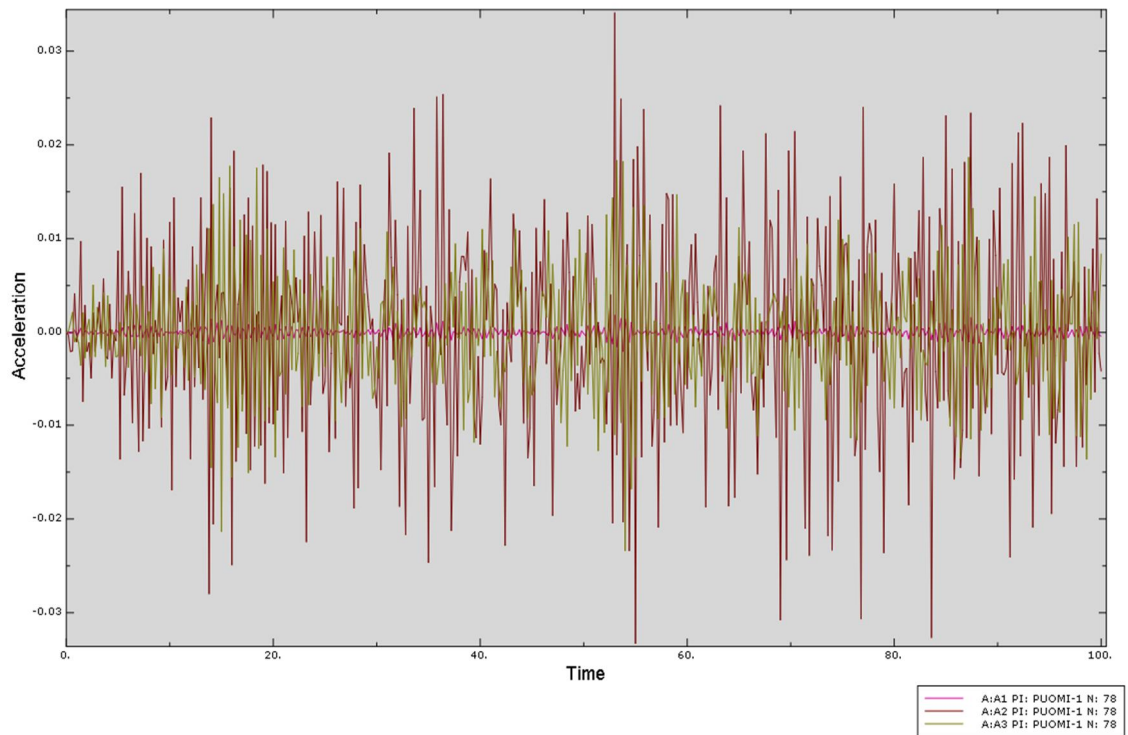
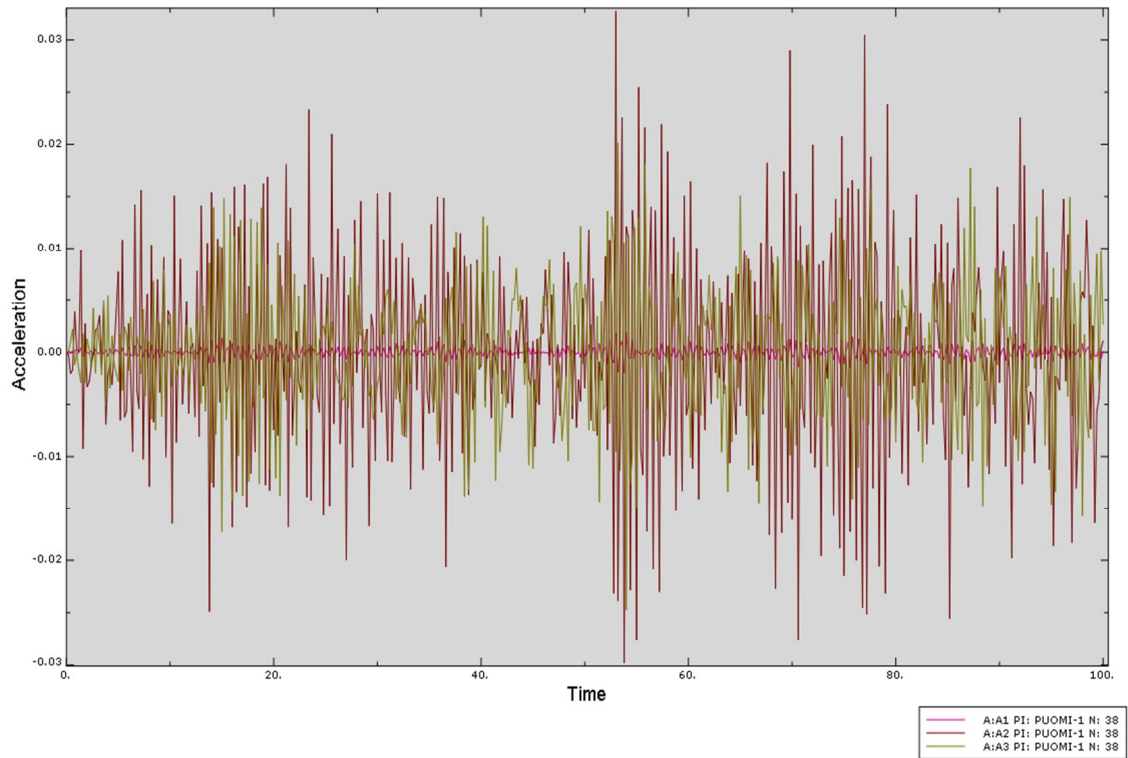
Kuvissa 25–27 on esitetty kaikki kiihtyvyyks- ja siirtymäkuvaajat puomin päästä otetusta tarkastelupisteestä.



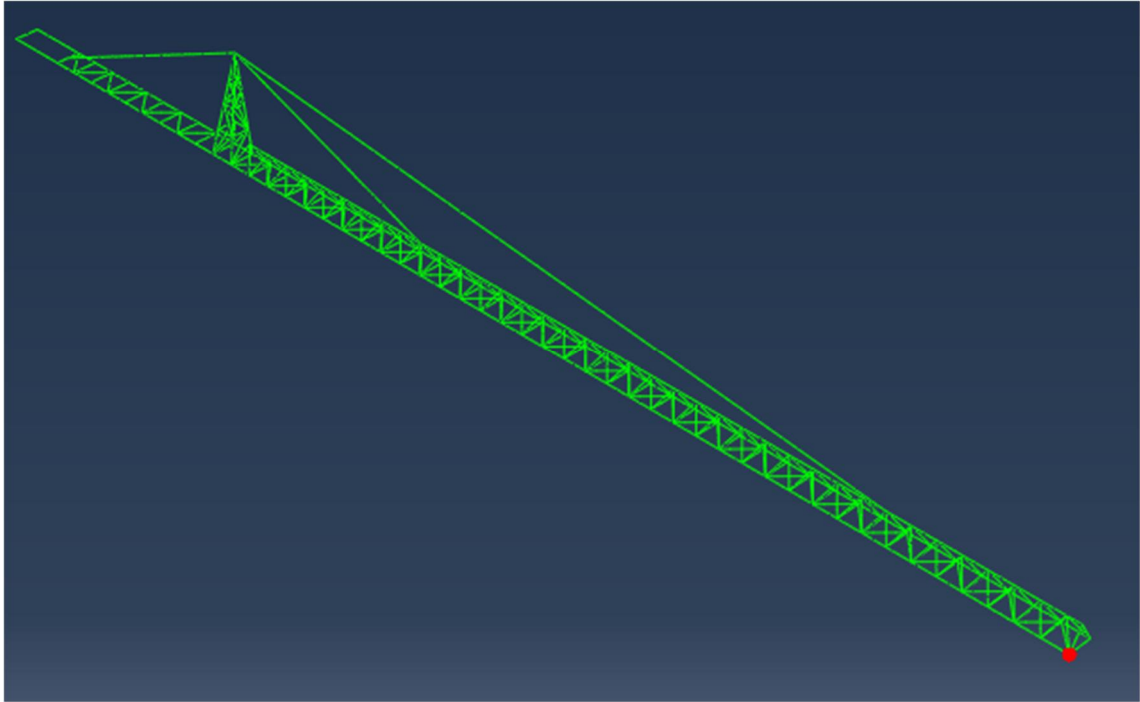
Kuva 25. Palkkimallin (ylempi) ja sauvamallin (alempi) Dynamic Implicit-siirtymät puomin päästä otetusta pisteestä. U1 on x-akselin suuntainen siirtymä, U2 on y-akselin suuntainen siirtymä ja U3 on z-akselin suuntainen siirtymä.



Kuva 26. Palkkimallin (ylempi) ja sauvamallin (alempi) Dynamic Implicit -kiihtyvyydet puomin päästä otetusta pisteestä. A1 on x-akselin suuntainen kiihtyvyys, A2 on y-akselin suuntainen kiihtyvyys ja A3 on z-akselin suuntainen kiihtyvyys.



Kuva 27. Palkkimallin (ylempi) ja sauvamallin (alempi) Modal Dynamics -kiihtyvyydet puomin päästä otetusta pisteestä. A1 on x-akselin suuntainen kiihtyvyys, A2 on y-akselin suuntainen kiihtyvyys ja A3 on z-akselin suuntainen kiihtyvyys.



Kuva 28. Punaisella pisteellä on merkitty värähtelyanalyysien vertailupiste

6 Yhteenveto

Insinööriyön tavoitteena oli kehitettyjen mallien avulla estimoida vasteita koko rakenteen alueella. Rakenteen analysoimiseksi tehtiin kaksi FEM-mallia, joista toinen vastaa todellista rakennetta (palkkimalli) ja toinen simulointimallia (sauvamalli). Malleja käyttäen määriteltiin ominaismuodot sekä ominaistaajuuudet, joiden avulla pystyttiin suurin piirtein määrittelemään, minne anturit kannattaa sijoittaa. Puomin kärjestä laskettiin kiihtyvyyksiä ja siirtymäkuvaajat, joiden avulla voitiin päätellä värähtelyn taajuudet ja laajuudet. Olettamuksena oli, että puomin kärjessä liikelaajuudet olisivat suurimpia. Siirtymien suuruudesta (noin 3 mm) voidaan päätellä, että tuulen aiheuttama satunnaisheräte, joka valittiin 100 N:n suuruiseksi, ei ole rakenteen kannalta merkittävä tekijä.

Todelliseen rakenteeseen sijoitettiin 54 kiihtyvyyksiä- sekä venymäanturia, joista saatiin mittausdataa. Mittausdataa saatiin 108:sta anturista yhteensä 3,9 MB. Värähtelyanalyysiksi valittiin Dynamic Implicit antureiden tulkitsemista varten. Työssä piti vertailla puomin päässä olevan pisteen kiihtyvyyksiä ja siirtymiä Modal Dynamics ja Dynamic Implicit-analyysiaskelien välillä. Merkittäviä eroja ei havaittu analyysien välillä.

Aikainkrementiksi valittiin 0,02 s, koska periaatteessa tarvittava 0,00314 s:n aikainkrementti olisi johtanut kohtuuttomiin laskentavolyymeihin, mikä ei ollut mahdollista koulun koneiden laskentakapasiteetin takia.

Huomattiin myös, että 100 s:n havainnointiaika oli liian lyhyt mahdollisten matalataajuis-ten värähtelyjen vakiotilan saavuttamiseksi, mutta riittävä puomin kärjen 0,316–0,5 Hz värähtelyille.

Lähteet

1. Dassault Systemes, 2012. Abaqus 6.12 Online Documentatation: Getting Started with Abaqus: Interactive Edition
2. Elementtimentelmän perusteet SESSIO 01. Verkkoaineisto. <<http://www2.amk.fi/digma.fi/www.amk.fi/material/attachments/vanhaamk/digma/5h5F5G0j/FES01.pdf>>
3. Lähteenmäki, Matti. Ristikkorakenteet. Verkkoaineisto. <http://personal.inet.fi/koti/mlahteen/arkistot/elpe_pdf/ristikot.pdf>
4. Elementtinenetelmän perusteet SESSIO 08. Verkkoaineisto. <<http://www2.amk.fi/digma.fi/www.amk.fi/material/attachments/vanhaamk/digma/5h5F5IGgj/FES08.pdf>>
5. Hakulinen, Henri. 2017. Vauriontunnistus ja vasteiden estimointi värähtelymitausten ja simulointimallin avulla. Verkkoaineisto. <http://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/129360/Hakulinen_Henri.pdf?sequence=3&isAllowed=y>
6. Pastor, Miroslav. Binda, Michal. Harcarik, Tomas. 2012. Modal Assurance Criterion. SciVerse ScienceDirect. Verkkoaineisto. <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705812046140>>

1 (1

)