

Aapeli Häkkinen

# KAMPIAKSELIN DYNAAMISEN JÄNNITYSTILAN MÄÄRITYS

Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta  
Diplomityö  
Huhtikuu 2020

# TIIVISTELMÄ

Aapeli Häkkinen: Kampiakselin dynaamisen jännitystilän määrittäminen  
Diplomityö  
Tampereen yliopisto  
Konetekniikan DI-tutkinto-ohjelma  
Huhtikuu 2020

---

Mäntämoottorin kampikoneisto on korkeiden dynaamisten kuormitusten alaisena, minkä vuoksi sen rasiot pyritään mallintamaan moottorin suunnitteluvaiheessa dynamiikkalaskennan avulla. Nykyisellä laskentakapasiteetilla ei ole mahdollista suorittaa dynamiikkalaskentaa suoraan FEM-kappaleilla (engl. Finite Element Method, elementtimenetelmä), vaan kappaleille on välttämätöntä suorittaa dynamiikkamallin vapausasteita merkittävästi vähentävä dynaaminen tiivistys. Tiivistyksen yhteydessä elementtitason resoluutio menetetään, mistä syntyy tarve jännityspalautukselle. Jännityspalautuksella saadaan palautettua dynamiikkalaskennan tuloksista FEM-ohjelmistoon haluttujen ajanhetkien jännitystulos täydellä elementtiverkon resoluutiolla.

Tässä työssä on tarkoituksena toteuttaa tieteellisesti luotettava ja käytännöllinen jännityspalautusmenetelmä AGCO Powerilla käytettyjen laskentaohjelmistojen välille. Työssä tutustutaan alan kirjallisuuden avulla mäntämoottorin kampikoneiston kuormitukseen ja monikappalejärjestelmien dynamiikkamallinnukseen. Lisäksi teoriaosuudessa käydään läpi mallinnusprosessissa käytettävä Craig-Bampton -menetelmään perustuva dynaaminen tiivistys. Tämän jälkeen kartoitetaan mahdolliset jännityspalautusmenetelmät ja niiden toteutettavuus ohjelmistojen asettamien rajoitteiden puitteissa. FEM-ohjelmistona käytetään ANSYSiä ja dynamiikkamallinnukseen FEV Virtual Engine -ohjelmistoa ADAMS-dynamiikkalaskentaohjelman kanssa.

Jännityspalautus toteutettiin kahdella tavalla: modaalikoordinaattien avulla ja alkuperäisen elementtiverkon solmujen siirtyminä. Käyttäen ANSYSin APDL-ohjelmointikieltä toteutettiin funktiot, jotka suorittavat jännityspalautuksen ANSYSissä Virtual Enginen tuottamista tulostiedoista. Lisäksi työssä muokattiin ANSYSissä dynaamisen tiivistyksen suorittavaa makroa siten, että jännityspalautus oli mahdollista toteuttaa.

Jännityspalautusmenetelmien toimivuutta arvioitiin mallintamalla kaksi eri tapausta. Ensin vertailtiin yksinkertaisen palkkimallin dynamiikkamallista modaalikoordinaatteihin perustuvalla jännityspalautuksella saatua tulosta suoraan FEM-ratkaisijalla laskettuun vertailutulokseen. Toisessa tapauksessa vertailtiin modaalista jännityspalautusta solmusiirtymiin perustuvaan jännityspalautukseen yksisylinterisen tutkimusmoottorin todellisen kampikoneiston kuormituksen alaisena.

Tulosten perusteella jännityspalautusmenetelmien toteutus onnistui, sillä palautetut tulokset täsmäivät toisiinsa ja elementtimenetelmällä laskettuun referenssimalliin lähes identtisesti. Tulosten samankaltaisuuden vuoksi palautusmenetelmä tulee valita esimerkiksi tietokonerajoitteiden tai palautettavien ajanhetkien lukumäärän perusteella. Tässä työssä käsiteltiin vain simuloineista laskettuja tuloksia, mutta jatkossa kampiakselin dynaamisen kuormituksen mittauksilla voitaisiin validoida työssä käytetyillä menetelmillä saatuja jännitystuloksia.

Avainsanat: jännityspalautus, värähtelymuotojen synteesi, monikappalemallinnus, dynamiikkamallinnus

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck -ohjelmalla.

# ABSTRACT

Aapeli Häkkinen: Determination of the dynamic stress state of a crankshaft  
Master of Science Thesis  
Tampere University  
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering  
April 2020

---

Cranktrain of an internal combustion piston engine is constantly under heavy dynamic mechanical loading. During the design phase of an engine, stresses of the cranktrain are determined via MBD (Multi-body dynamics) simulation. At present time, computational limits dictate that flexible bodies cannot be included in the dynamic simulation directly as finite-element method (FEM) meshed bodies. This raises the requirement for dynamic reduction, in which the degrees of freedom of the bodies are reduced greatly. Dynamic reduction also strips the model of its accurate element-level resolution, which creates a need for stress recovery. During stress recovery the dynamic stresses of a part at a certain timestep of the dynamic simulation are transferred back to the FEM model to be determined with the full resolution of the mesh.

The aim of this thesis was to implement a scientifically reliable and practical stress recovery method between the simulation software used at AGCO Power. First the thesis looks into literature about stresses in piston engine cranktrains and MBD simulation. In addition the theory part also discusses in detail the Craig-Bampton dynamic reduction method used in the simulations. Then the possible stress recovery methods are researched within the software limitations. ANSYS was used as a FEM software, and MBD calculations were done in FEV Virtual Engine running on ADAMS dynamics solver.

In the end, stress recovery was implemented with two methods: through modal coordinates and nodal deformations. Stress recovery functions were written with APDL (ANSYS Parametric Design Language) to ANSYS. The functions take results files from FEV Virtual engine as inputs. In addition to this, the dynamic reduction macro in ANSYS had to be modified in order to allow the stress recovery.

The stress recovery methods were evaluated by simulating two cases. The first case was a simple beam model under static load, which could be also calculated directly with FE-solver. In this case the results of the modal stress recovery were compared to the FE-solved results. The second case was a crankshaft of a single-cylinder research engine under realistic dynamic cranktrain loading. In this case the two stress recovery methods were compared to each other.

Based on the results it seems that the implementation of the stress recovery methods was successful. Results of the stress recovery methods match each other and the FE-calculation with good precision. As the methods provide equal results, the selection between the two methods must be done in according to computer limitations or the number of the timesteps to be recovered. This thesis concerns only simulated results, so a following study measuring the real cranktrain deformations and loads would give insight on the accuracy of these MBD simulations.

Keywords: stress recovery, component mode synthesis, multi-body simulation, multi-body dynamics

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

## ALKUSANAT

Aluksi haluan kiittää AGCO Poweria tästä diplomityömahdollisuudesta ja resursseista, jotka yritys tarjosi työn tekemiseen. Haluan myös kiittää erityisesti työtä yrityksen puolesta ohjannutta Kalle Aholaa kaikesta tuesta ja opastuksesta, jota hän tarjosi alusta lähtien. Kiitokset kuuluvat myös muille AGCO Powerin henkilökunnan jäsenille, jotka tukivat ja neuvoivat minua työn edetessä. Yliopiston puolelta työn mahdollistivat ohjaajana ja tarkastajana toiminut professori Asko Ellman ja toisena tarkastajana toiminut professori Sami Pajunen. Kiitokset Teille panoksestanne työtäni kohtaan.

Työn aikana olen oppinut valtavasti uutta erittäin mielenkiintoisesta aiheesta ja toivon, että pystyn aikanaan antamaan oppimastani jotain takaisin.

Lopuksi haluan kiittää läheisiäni tuesta ja kannustuksesta koko opiskelujeni ajalta sekä osoittaa suurkiitokset Juulille kulkemastamme matkasta yliopistossa sekä vertaistuesta työn kanssa.

Tampereella, 28. huhtikuuta 2020

Aapeli Häkkinen

# SISÄLLYSLUETTELO

1	Johdanto . . . . .	1
1.1	Tutkimuskysymys ja -menetelmät . . . . .	1
2	Mäntämootorit . . . . .	3
2.1	Nelitahtimoottori . . . . .	3
2.2	Kampikoneisto ja kuormitukset . . . . .	6
2.2.1	Sylinteripaine . . . . .	7
3	Monikappalemallinnuksen menetelmät . . . . .	9
3.1	Monikappalejärjestelmät . . . . .	9
3.1.1	Vapausasteet ja kinemaattiset liitokset . . . . .	9
3.1.2	Koordinaattijärjestelmät . . . . .	11
3.1.3	Jäykät ja joustavat kappaleet . . . . .	12
3.2	Kampikoneiston mallinnusprosessi ja käytetyt ohjelmistot . . . . .	13
3.3	Värähtelymuotojen synteesi . . . . .	16
3.3.1	Ominaisvärähtelymuotojen laskeminen . . . . .	18
3.3.2	Ominaisvärähtelymuotojen superpositio . . . . .	19
3.3.3	Craig-Bampton -menetelmä . . . . .	21
4	Jännityspalautus . . . . .	25
4.1	Palautusmenetelmät . . . . .	25
4.1.1	Modaalinen jännityspalautus . . . . .	26
4.1.2	Solmusiirtymien jännityspalautus . . . . .	27
4.2	Toteutustapojen erot . . . . .	29
5	Tulokset . . . . .	30
5.1	Palkkimalli . . . . .	30
5.2	Tutkimusmoottorin kampiakseli . . . . .	33
5.3	Jännityspalautuksen tarkkuus ja toteutettavuus . . . . .	38
6	Yhteenveto . . . . .	40
	Lähteet . . . . .	41

## KUVALUETTELO

2.1	Mäntämoottorin perusosat . . . . .	4
2.2	Nelitahtimoottorin perussuureet . . . . .	5
2.3	Yksisylinterisen tutkimusmoottorin kampiakseli . . . . .	7
2.4	Dieselmoottorin sylinteripainekäyrä . . . . .	8
3.1	Kinemaattiset liitostyypit . . . . .	10
3.2	Yksinkertaistettu kampikoneisto . . . . .	11
3.3	Monikappalemallinnusprosessin kulku . . . . .	13
3.4	FEV Virtual Enginen käyttöliittymä, jossa yksisylinterisen tutkimusmoottorin dynamiikkamalli jäykällä kappaleilla mallinnettuna . . . . .	14
3.5	Ääniraudan ensimmäinen ominaisvärähtelymuoto . . . . .	16
3.6	Yksinkertainen päistään tuettu palkkimalli . . . . .	21
3.7	Yksinkertaisen palkin viisi ensimmäistä moodia . . . . .	21
3.8	Yksinkertaisen palkin moodien superpositio . . . . .	22
5.1	Palkkimallin FEM-ratkaisussa ja dynaamisessa tiivistyksessä käytetty elementtiverkko sekä dynamiikkamallin liitossolmujen sidonta verkkoon . . . . .	31
5.2	Palkkimallin jännityspalautuksen tulos, aksiaalinen veto . . . . .	31
5.3	Palkkimallin elementtimenetelmällä laskettu tulos, aksiaalinen veto . . . . .	32
5.4	Palkkimallin jännityspalautuksen tulos, taivutus . . . . .	32
5.5	Palkkimallin elementtimenetelmällä laskettu tulos, taivutus . . . . .	33
5.6	Kampiakselin dynaamisessa tiivistyksessä käytetty elementtiverkko ja dynamiikkamallin liitossolmujen sidonta verkkoon . . . . .	34
5.7	Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos, sylinteripaineen kuormitus . . . . .	34
5.8	Kampiakselin solmusiirtymillä suoritettun jännityspalautuksen tulos, sylinteripaineen kuormitus . . . . .	35
5.9	Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos (poikkileikkaus), sylinteripaineen kuormitus . . . . .	35
5.10	Kampiakselin solmusiirtymillä suoritettun jännityspalautuksen tulos (poikkileikkaus), sylinteripaineen kuormitus . . . . .	36
5.11	Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos, massavoimien kuormitus . . . . .	36
5.12	Kampiakselin solmusiirtymillä suoritettun jännityspalautuksen tulos, massavoimien kuormitus . . . . .	37
5.13	Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos (poikkileikkaus), massavoimien kuormitus . . . . .	37

5.14 Kampiakselin solmuisiirtymillä suoritetun jännityspalautuksen tulos (poikki- leikkaus), massavoimien kuormitus . . . . .	38
--	----

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

$B$	funktio­matriisi, joka yhdistää venymät siirtymiin FE-mallissa
$\hat{C}$	CMS-reduoitu vaimennusmatriisi
$C$	modaalinen vaimennusmatriisi
$c_r$	ominaisvärähtelymuodon skaalauskerroin
$c$	vaimennusmatriisi
$c$	vaimennus
CB-menetelmä	Craig-Bampton -menetelmä, dynaaminen tiivistysmenetelmä
CMS	värähtelymuotosynteesi, (engl. Component Mode Synthesis)
$E$	elastinen kerroinmatriisi, jännityksen ja venymän suhde
$\eta$	modaalikoordinaatisto
$\hat{F}$	CMS-reduoitu voimavektori
$F$	modaalinen voimavektori
$f$	voimavektori
$f$	voima
FEM	elementtimenetelmä, (engl. Finite Element Method)
$\hat{K}$	CMS-reduoitu jäykkyysmatriisi
$K$	modaalinen jäykkyysmatriisi
$k$	jäykkyysmatriisi
$k$	jousivakio, jäykkyys
$\Lambda$	karakteristisen yhtälön ominaisarvojen diagonaalimatriisi
$\hat{M}$	CMS-reduoitu massamatriisi
$M$	modaalinen massamatriisi
$M_r$	moodimassa
$m$	massamatriisi
$m$	massa
MBD	monikappaledynamiikka, (engl. Multi-Body Dynamics)
MBS	monikappalesimulointi, (engl. Multi-Body Simulation)
MNF	moodineutraalitiedosto, (engl. Modal Neutral File)
$N$	reduoitujen vapausasteiden lukumäärä



$n_b$	Monikappalejärjestelmän kappaleiden lukumäärä
$n_c$	Monikappalejärjestelmän kinemaattisten liitosten asettamien rajoitteiden lukumäärä
$n$	järjestelmän vapausasteiden lukumäärä
$\omega$	värähtelytaajuus, rad/s
$\Psi_{CB}$	Craig-Bampton -synteesimatriisi
$\Psi_C$	Craig-Bampton -liitântämoodimatriisi
$\Phi_N$	Craig-Bampton -normaalimoodimatriisi
$\Psi_{sm}$	liitântämoodimatriisi
$\Psi$	värähtelymuotojen synteesimatriisi
$\Phi$	modaalimatriisi
$p$	CMS-modaalikoordinaatisto
$\phi_r$	normaalimoodi, normeerattu ominaismuotovektori
$\hat{S}$	modaalinen jännitysmatriisi
$\sigma$	jännitysvektori
$t$	aika
$\theta$	kampiakselin kiertokulma
$U$	vapausasteiden amplitudivektori
$u$	siirtymävektori
$u$	siirtymä
$x$	elementtimenetelmäverkotetun mallin solmujen lukumäärä

# 1 JOHDANTO

AGCO Power on Nokian Linnavuorella 40-luvulta lähtien toiminut dieselmoottorivalmistaja. 2000-luvun alussa AGCO-konserni osti liiketoiminnan itselleen, mikä merkittävien investointien kanssa varmisti AGCO Powerin tärkeyden konsernin moottorivalmistajana. Vuosittainen tuotantomäärä Linnavuorella on n. 30 000 moottoria. Valmistuksen lisäksi moottorien suunnittelu tapahtuu täysin Linnavuorella, minkä johdosta n. 750 työntekijästä viidesosa kuuluu tuotekehityksen piiriin.

Nykypäivän suunnittelutyössä mallintaminen ja simulointi ennen konkreettista tuotetestausta ovat entistä merkittävämmässä asemassa. Useat polttomoottorin komponentit ovat mekaanisesti korkealle rasitettuja, minkä vuoksi niiden tarkka mallintaminen on tärkeää tuotteen ominaisuuksien kannalta. Optimoimalla moottorin mekaaninen rakenne pystytään tuottamaan sama määrä tehoa pienemmällä poltto- ja raaka-ainekulutuksella, samalla kasvattaen laitteen elinikää.

Moottorin käyntinopeuden ollessa kymmeniä kertoja sekunnissa, staattisella lujuuslaskennalla on haasteellista mallintaa korkeita kiihtyvyyksiä kokevien osien kuormituksia. Tämän johdosta liikkuvia mekanismeja mallinnetaan monikappaledynamiikkalaskennalla, jossa rakennetaan komponenteista liikkuva kokoonpano ja huomioidaan myös sen liikkeen tuottamat kuormitukset. Dynamiikkalaskennassa täytyy kuitenkin ratkaista koko mallin tila tuhansien aika-askelten yli, jolloin laskettavia kappaleita täytyy yksinkertaistaa ennen niiden sijoittamista dynamiikkamalliin.

Tästä yksinkertaistuksesta johtuen dynamiikkamallin tuloksista ei ole mahdollista nähdä kappaleiden tarkkaa kuormitustilaa suoraan kuten staattisessa lujuuslaskennassa. Dynamiikkalaskennan jälkeen kappaleiden tarkka kuormitus, kuten siirtymät ja jännitykset, voidaan erikseen selvittää lujuuslaskentaohjelmistossa jännityspalautuksella. Jännityspalautuksessa siirretään kappaleen kuormitustila dynamiikkaohjelmistosta lujuuslaskentaohjelmistoon

## 1.1 Tutkimuskysymys ja -menetelmät

Tämän työn tutkimuskysymys on: Kuinka toteuttaa tieteellisesti luotettava ja aikaisempaa käytännöllisempi jännityspalautusmenetelmä AGCO Powerin tuotekehityksessä käytettyjen statiikka- ja dynamiikkalaskentaohjelmistojen välille? Aluksi työssä tutustutaan kirjallisuustutkimuksen muodossa polttomoottorien peruskomponentteihin ja kuormituksiin, jon-

ka jälkeen perehdytään monikappalemallinukseen ja dynamiikkalaskennassa käytettyyn yksinkertaistukseen. Näiden tarkastelujen jälkeen selvitetään toimintatutkimuksen avulla käytettyjen ohjelmistojen mahdollistamat jännityspalautusmenetelmät ja toteutetaan jännityspalautus kahdella eri tavalla. Toteutettujen jännityspalautusmenetelmien avulla tutkitaan kahta eri kappaletta mallintamisen ja simuloinnin keinoin. Jännityspalautusmenetelmiä vertaillaan statiikkaohjelmistolla laskettuihin tuloksiin ja toisiinsa.

## 2 MÄNTÄMOOTTORIT

Lämpövoimakoneet muuttavat lämpöä mekaaniseksi työksi. Polttomoottorit ovat lämpövoimakoneita, joissa polttoaine palaessaan lämmittää väliainetta, jonka laajeneminen muutetaan järjestelmällä mekaaniseksi työksi. Työn aiheena oleva kampikoneisto on keskeinen osa mäntämoottoreissa, joissa väliaineen laajenemistyö muunnetaan pyöriväksi liikkeeksi kampikoneiston avulla.

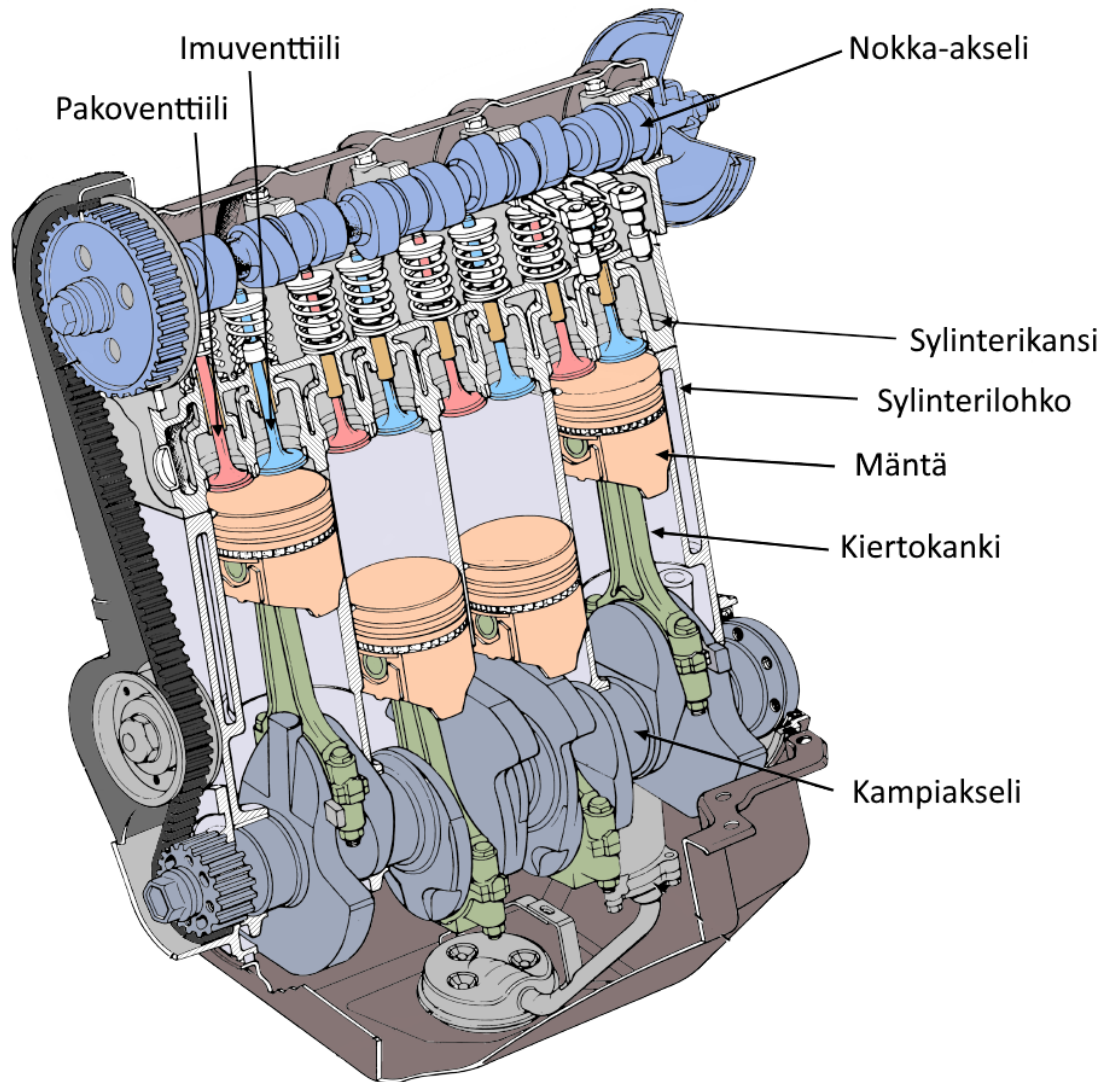
Mäntämoottorien toiminta perustuu muuttuvaan tilavuuteen, jonka mäntä rajoittaa putkimaisen sylinterin ja sylinterikannen kanssa. Mäntä liikkuu sylinterissä kampikoneiston määrittämää edestakaista liikerataa. Mäntämoottoreissa polttoaine ei pala jatkuvasti, vaan kussakin työsyklissä palotilassa poltetaan määrätty annos ilman ja polttoaineen seosta.

Moottorin runkona toimii sylinterilohko, joka tarjoaa tuennan sylintereille, kampikoneistolle ja sylinterikannelle. Mäntä on kiinnitetty männäntapilla kiertokankeen, jonka toinen pää liittyy kampiakseliin. Kiertokanki ja kampiakseli muodostavat kampikoneiston, jonka avulla männän edestakainen liike muutetaan kampiakselin pyörimisliikkeeksi. Sylinterikansi sulkee palotilan ja nykymoottoreissa tyypillisesti kannattelee venttiileitä, joiden kautta moottorin kaasunvaihto tapahtuu. [1] Kuvassa 2.1 esitellään nelitahtisen mäntämoottorin perusosat.

Mäntämoottorit jaetaan kipinä- ja puristusytytteisiin moottoreihin, joista molemmat voivat olla neli- tai kaksitahtisia. Nimensä mukaisesti kipinäsytytteisessä moottorissa puristetun ilma-polttoaineseoksen palotapahtuma alkaa halutulla hetkellä sytytystulpan sähköisestä kipinästä. Puristusytytteisessä dieselmoottorissa mäntä puristaa pelkän ilman korkeaan paineeseen ja lämpötilaan, jonka jälkeen palotapahtuma ajoitetaan syöttämällä polttoaine ruiskutuslaitteistolla kuumaan palotilaan. Neli- ja kaksitahtimoottoreiksi jako määritellään sen perusteella, kuinka usein palotapahtuman aiheuttama laajeneminen tekee työtä mäntään. Nelitahtimoottorissa kampiakseli tekee kaksi kierrosta yhtä työsykliä kohden. Kaksitahtimoottorissa palaminen tapahtuu joka kierroksella. [1] Tässä työssä käsitellään nelitahtisen dieselmoottorin kampikoneistoa ja sivuutetaan kiertömäntämoottorit.

### 2.1 Nelitahtimoottori

Nelitahtimoottorin toiminta perustuu työkierron neljään vaiheeseen eli tahtiin, joiden läpikäymiseen kuluu kaksi täyttä kampiakselin kierrosta. Kukin tahti käsittää männän liikkeen



**Kuva 2.1.** Mäntämoottorin perusosat. Mukailten [1]

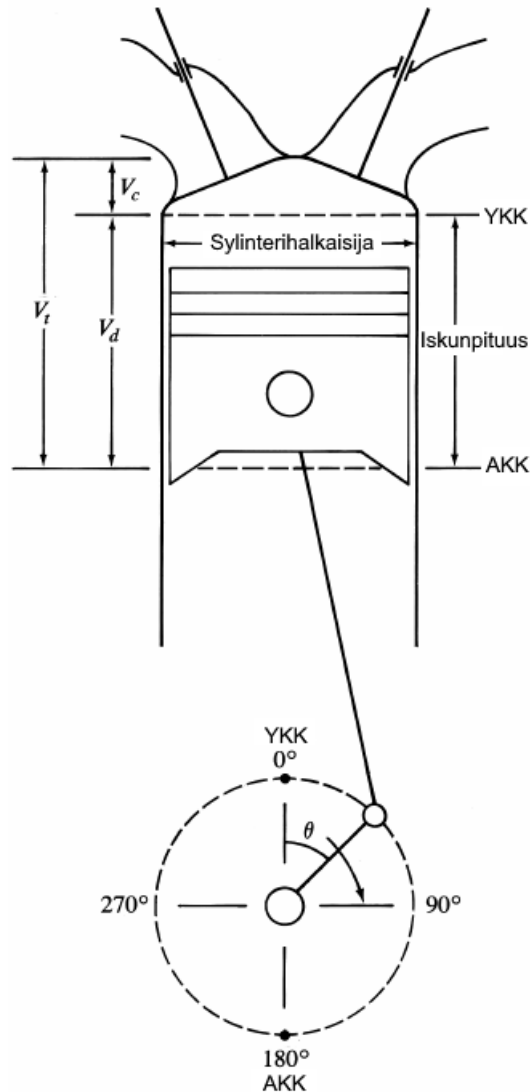
sylinterin päästä toiseen. Männän ääriasentoja kutsutaan sen ylä- ja alakuolokohdiksi (YKK ja AKK). Kuolokohtien väliä eli yhtä iskunpituutta vastaa täten  $180^\circ$  kulman muutos kampiakselilla. Kampiakselin kiertokulmaa kuvataan suurella  $\theta$ . Iskunpituuden lisäksi sylinterihalkaisija on toinen moottorin päämitoista, jotka ovat esitetynä kuvassa 2.2. Sylinterihalkaisija ja iskunpituus määrittävät iskutilavuuden  $V_d$ , joka kuvaa männän ääriasentojen syrjäyttämää tilavuutta. Yhdessä yläkuolokohdassa sylinteriin jäävän tilavuuden  $V_c$  kanssa ne määrittävät sylinteritilavuuden  $V_t$ . [1]

Työkierron tahdit ovat

- Imutahti ( $\theta = 0-180^\circ$ ), jonka aikana mäntä laajentaa sylinterin tilavuutta ja imuventtiili on auki. Tällöin sylinteri täyttyy ilmasta tai ilma-polttoaineseoksesta tiettyjen kipinäsytytteisten moottoreiden tapauksessa.
- Puristustahti ( $\theta = 180-360^\circ$ ), jolloin mäntä puristaa sylinterissä olevaa kaasua. Suurimman ja pienimmän sylinteritilavuuden eroa kutsutaan moottorin puristussuhteek-

si.

- Työtahti ( $\theta = 360\text{-}540^\circ$ ), jonka aikana sylinterissä olevan ilma-polttoaineseoksen palamisen lämpö laajentaa palotilassa olevia kaasuja. Tämä kaasujen laajeneminen työntää mäntää edellään, jonka voima muutetaan kampikoneistolla vääntömomentiksi.
- Pakotahti ( $\theta = 540\text{-}720^\circ$ ), jolloin pakoventtiili aukeaa ja mäntä työntää palaneet kaasut pakokanavaan. Pakotahtia seuraa imutahti ja työkierto alkaa alusta.



**Kuva 2.2.** Nelitahtimoottorin perussuureet. Mukailten [1]

Kuvauksista huomataan, että männän liikkeestä saadaan työtä vain työtahtin aikana. Kaikki muut tahdit vaativat energiaa kampiakselilta, minkä vuoksi sen inertiaa kasvatetaan vauhtipyörän avulla moottorin käyntinopeuden tasaamiseksi. Lisäksi useimmat moottorit ovat monisylinterisiä, jolloin työtahdit jakautuvat eri kohtaan kampiakselin kiertokulmaa tasoittaen moottorista saatavaa vääntömomenttia. [1]

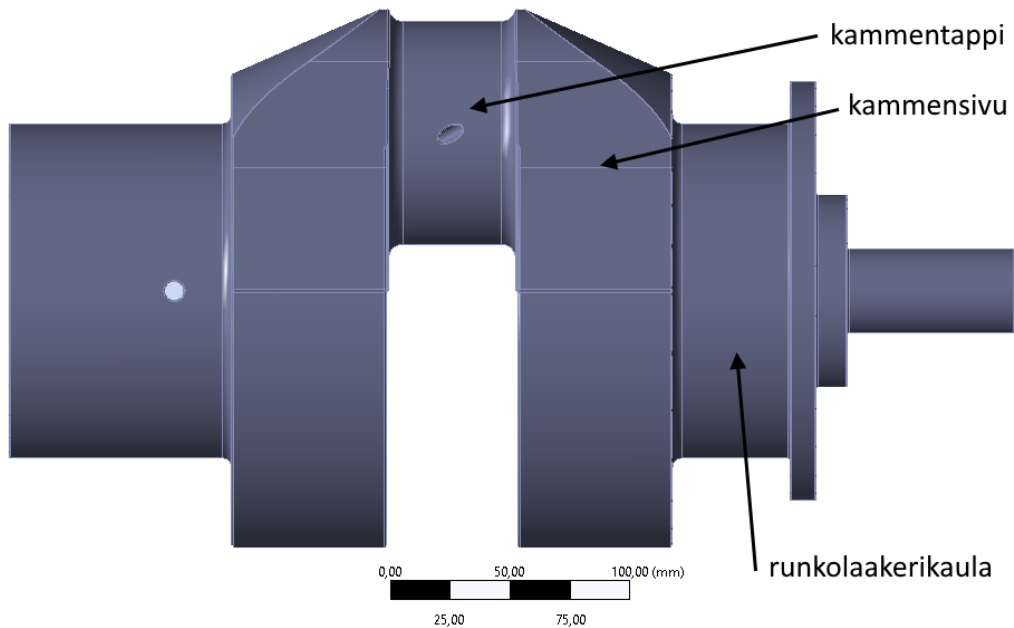
## 2.2 Kampikoneisto ja kuormitukset

Kampikoneiston perustana on kampiakseli, joka määrittää mäntien liikkeen sekä sylinterien lukumäärän ja asettelun. Kampiakselin tehtävänä on yhdistää kiertokanget vauhti-pyörään ja välittää kampikoneiston tukivoimat moottorilohkoon. Kampiakseli koostuu runkolaakereiden kauloista, kammentapeista ja niitä yhdistävistä kammensivuista sekä päätyjen liitäntäpinnoista. Kammentappi kammensivuineen muodostavat yhden kammenpolven. Kampiakselin rakenne on esitetty kuvassa 2.3. Kammensivuihin lisätään usein materiaalia kammentapin vastaiselle puolelle tasapainottamaan pyöriviä massavoimia. Kampikoneistoon kuuluu myös kiertokanki, joka yhdistää männän männäntapin välityksellä kampiakselin kammentappeihin. Tämän kampimekanismin avulla männälle saadaan lineaarinen edestakainen liikerata, jonka pituus vastaa kaksinkertaista kammentapin sädetä kampiakselin keskilinjaan verrattuna. [2]

Työtahdin tuottaman energian täytyy muiden tahtien suorittamisen lisäksi riittää voittamaan moottorin kitkahäviöt, käyttää sen apulaitteita ja tuottaa vaadittu nettoteho moottorin käyttökohteeseen. Tämän johdosta työtahdin aikana sylinterin paine ja lämpötila nousevat erittäin korkeiksi. Nykyaikaisessa dieselmoottorissa sylinteripaineen huippuarvo kuormitettaessa voi olla yli 200 baaria, mikä kohdistaa esimerkiksi kymmenen senttimetrin sylinterihalkaisijan mäntään hetkellisesti voiman, joka vastaa 15 tonnin painoa. Työtahdin sylinteripaineen lisäksi kampikoneistoa kuormittavat massavoimat, jotka syntyvät moottorin edestakaisten ja pyörievien massojen kiihtyvyyksistä. [2]

Merkittävin massavoiimien lähde on itse mäntä männäntappeineen. Yhdessä kiertokan- gen yläpään kanssa, joka lasketaan mukaan edestakaiseen massaun, ne voivat painaa useita kiloja työssä käsiteltävien moottoreiden kokoluokassa. Tämä massa pitää joka kampiakselin kierroksella hidastaa ja kiihdyttää uudestaan kahdesti, mistä syntyy ensimmäisen kertaluokan epätasapainoksi kutsuttuja voimia kampikoneistoon. Useampisylin- terisissä moottoreissa voidaan järjestää kampiakseli siten, että edestakaiset voimat ku- moavat toisensa ja moottorista ulospäin välittyvä värinä pienenee merkittävästi. Tämä ei kuitenkaan vähennä kampiakselille kohdistuvia massavoimia. [2]

Tässä työssä käsitellään kuvan 2.3 yksisylinterisen tutkimusmoottorin kampiakselia. Tut- kimusmoottorin modulaarisuus mahdollistaa esimerkiksi sylinterihalkaisijan muuttamisen, mutta tästä johtuen moottorin runkolaakereiden väli on pienemmällä sylinterimitoilla opti- maalista suurempi. Erilaisia polttoaineita ja palamista tutkittaessa sylinteripaine voi myös nousta totuttua korkeammaksi, minkä vuoksi kampikoneisto on mitoitettu kestävämpään huo- mattavasti tuotantomootoreita suuremmat kuormitukset. Nämä seikat näkyvät kampiak- selin rakenteen massiivisuutena tuotantomootoreihin verrattuna.



*Kuva 2.3. Yksisylinterisen tutkimusmoottorin kampiakseli*

## 2.2.1 Sylinteripaine

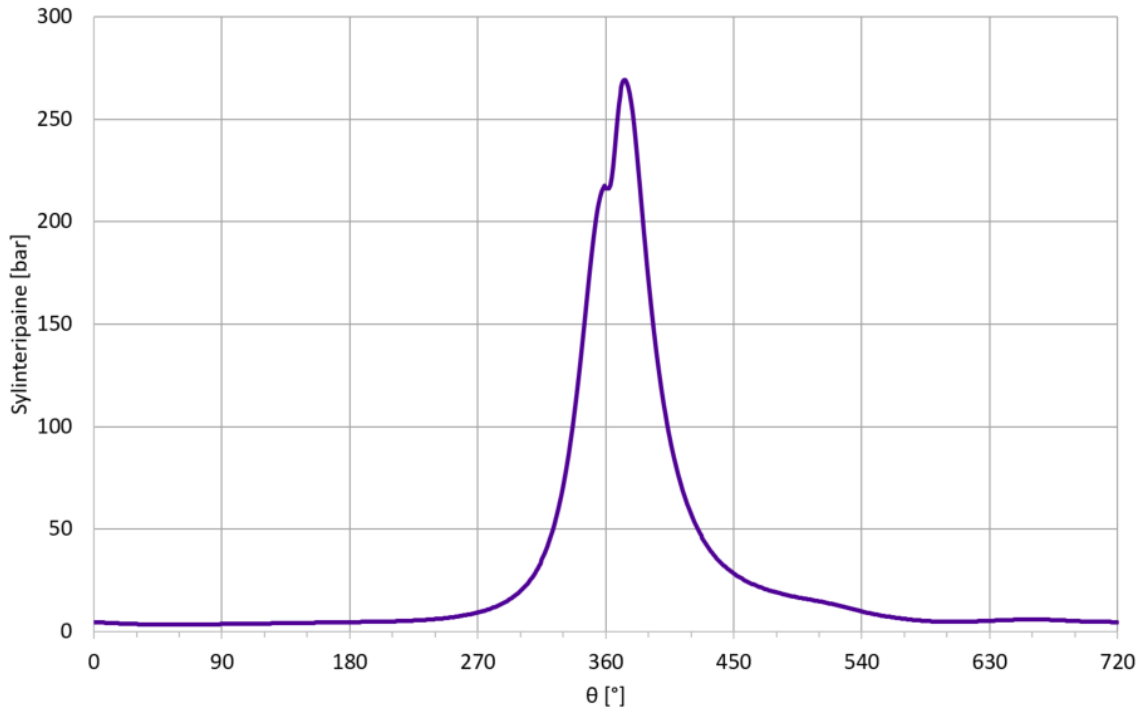
Työn aiheena olevien työkonekäyttöön tarkoitettujen dieselmoottorien käyntinopeusalue ulottuu tyhjäkäynnin 600 r/min nopeudesta n. 2200 r/min saakka, riippuen käyttökohteesta. Tällä kierrosalueella kampikoneistoon massavoimista aiheutuvat jännitykset ovat matalia verrattuna sylinteripaineen aiheuttamaan kuormitukseen. Tutkimusmoottorin tapauksessa ensimmäisen kertaluokan massavoimat ovat huippukierroksilla suuruusluokkaa 20-30 kN riippuen männän ja kiertokangen geometriasta. Vastaavasti korkeilla sylinteripaineilla kaasuvoima voi olla satoja kilonewtoneita.

Kuvassa 2.4 on dieselmoottorille tyypillinen sylinteripainekäyrä huippuvääntömomentin kuormituspisteestä. Käyrän nousu johtuu aluksi männän puristustahdin aikana tekemästä puristustyöstä. Ruiskutushetken jälkeen tapahtuva jyrkkä nousu aiheutuu polttoaineen palamisesta. Tästä paineiskusta syntyy dieselmoottorille tyypillinen ”raksuttava” käyntiääni. Työtahdin aikana korkeapaineinen kaasuseos painaa mäntää edellään tehden siihen työtä, jolloin paine ja lämpötila laskevat ja kampiakselilta saadaan positiivinen vääntömomentti. [2]

Kaasunpaineen aiheuttama kuormapiikki kohdistuu kampiakselille männän ollessa lähellä yläkuolokohtaansa, jolloin kampiakselin polvi pyrkii aukeamaan. Tämä aiheuttaa vetojännityksen kammentapin alapuolelle ja puristuksen yläpinnalle. Akselin jännitysamplitudin toinen ääripää on työtahdin lopussa männän alakuolokohdan lähistöllä, jolloin massavoimat ja sylinteripaineen loppuosa pyrkivät painamaan polvea suppuun. [2]

Monisylinterisissä moottoreissa kampiakselin polvien tulee oman sylinterinsä kuormituksen lisäksi välittää myös muiden sylinterien tuottama vääntömomentti. Akselin kuormitustäten koostuu käytännössä kahdesta komponentista: Sylinteripaineen aiheuttamista tai-





**Kuva 2.4.** Dieselmoottorin sylinteripainekäyrä

vutuksista ja vääntömomenttipulsseista. Näiden lisäksi kampiakseliin kiinnitetyt painavat komponentit, kuten vauhtipyörä, voivat myös aiheuttaa dynaamisia värähtelyilmiöitä, jotka näkyvät merkittävinä kuormituksina akselilla. [2]

Moottorin käyntinopeudesta johtuen kampikoneiston osat väsymismitoitetaan äärettömälle eliniälle, sillä jo yhdessä moottorin käyntitunnissa kampiakseli kokee kymmeniä tuhansia jännityssyklejä. Kampiakselin geometriasta ja kuormituksesta johtuen laakeritappien päädyissä olevat pyöritykset ja mahdolliset akselin öljyporaukset ovat yleensä kriittisimpiä kohtia jännitysamplitudin ja täten väsymisvaurion suhteen. Todelliset kriittiset pisteet ja niihin kohdistuvat jännitykset saadaan kuitenkin selville vain suorittamalla kampikoneistolle dynaaminen tarkastelu laskentaohjelmistolla. [2]

## 3 MONIKAPPALEMALLINNUKSEN MENETELMÄT

Dynamiikka pyrkii kuvaamaan liikkuvia järjestelmiä ja niiden kappaleita voimineen. Se voidaan jakaa kinematiikkaan ja kinetiikkaan, joista kinematiikka tutkii pisteitä, kappaleita ja näiden muodostamien järjestelmien tuottamaa liikettä. Kinetiikka puolestaan käsittelee voimien vaikutusta järjestelmiin ottaen huomioon niiden dynaamiset ominaisuudet kuten massan ja hitausmomentin.

Monikappalemallinnus (engl. MBS, Multi-body simulation tai MBD, Multi-body dynamics) tarkoittaa monikappalejärjestelmien numeerista dynamiikkamallinnusta tietokoneen avulla. Sen tavoitteena on yleensä suorittaa dynaaminen tarkastelu usean liikkuvan kappaleen järjestelmälle, kuten auton pyöräntuennalle tai polttomoottorin kampikoneistolle. Monikappalemallinnus määrittää järjestelmästä esimerkiksi kappaleiden asentoja, nopeuksia, voimia ja kiihtyvyyksiä. [3]

### 3.1 Monikappalejärjestelmät

Monikappalejärjestelmiksi kutsutaan mekaanisia kokoonpanoja, joissa toisiinsa kinemaattisilla liitoksilla kiinnitetyt kappaleet ovat liikkeessä. Liike voi olla joko suoraviivaista eli translaatiota ja/tai pyörimistä eli rotaatiota. Kappaleita voidaan käsitellä jäykkinä tai joustavina ja niihin voi kohdistua järjestelmän sisäisten kuormitusten lisäksi myös ulkoisia voimia kuten painovoimaa tai vääntömomenttia. [4]

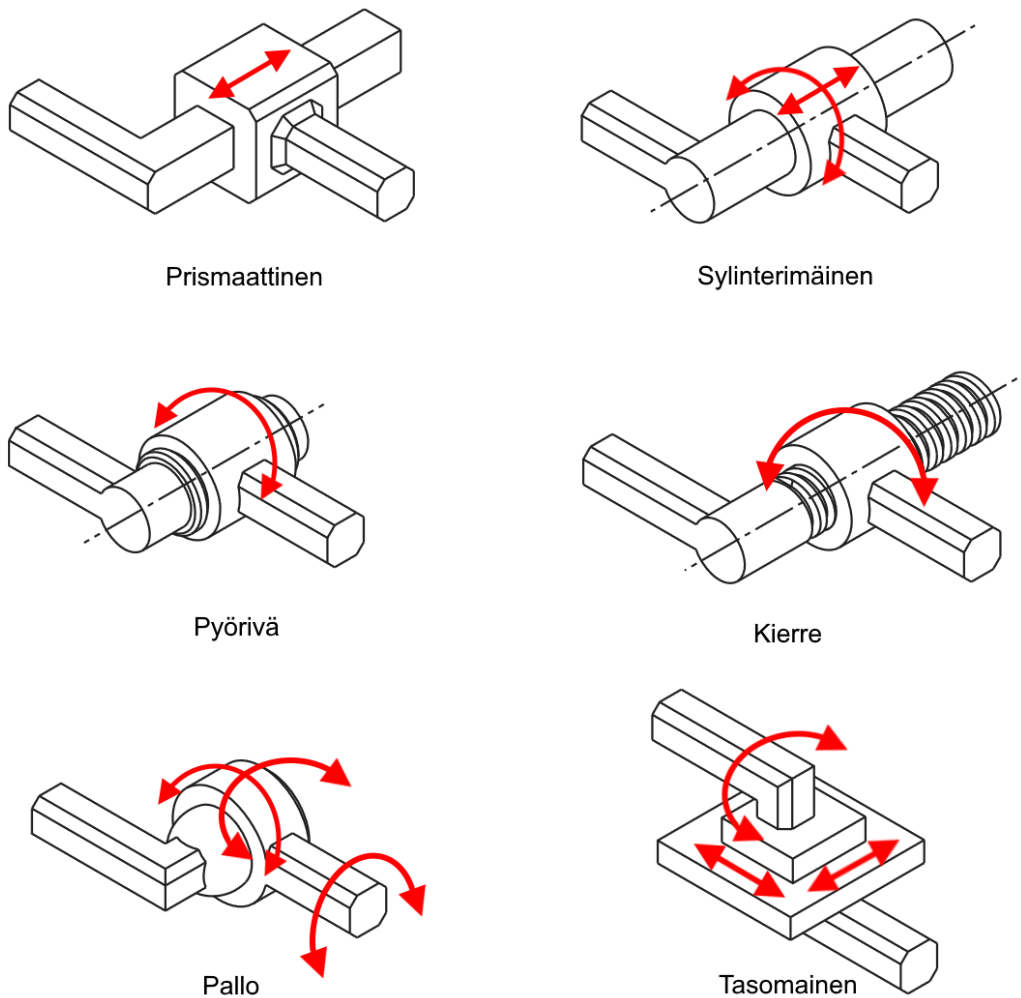
#### 3.1.1 Vapausasteet ja kinemaattiset liitokset

Kolmiulotteisessa avaruudessa kappaleella on yhteensä kuusi vapausastetta (DoF, Degrees of Freedom), joista kolme ensimmäistä kuvaavat kappaleen translaatioita ja kolme jälkimmäistä rotaatioita kolmella ortogonaalisella akselilla. Kappaleiden väliset kinemaattiset liitokset ovat rakenteita, jotka rajoittavat kappaleiden vapausasteita.

Liitokset jaetaan alempiin ja ylempiin pareihin sen mukaan, onko niiden toiminta identtistä liitettävien kappaleiden vaihtaessa paikkaa. Alemmissä pareissa kontaktilla on pinta-ala kahden yhdenmukaisen pinnan välissä, kuten saranoissa tapin ja holkin välillä, eikä osien paikan vaihtaminen muuta järjestelmän ominaisuuksia. Ylemmissä pareissa kontakti on piste- tai viivamainen ja sen osat eivät ole käännettävissä, kuten nokka-akselin

ja laahaimen kontaktissa. Kuvassa 3.1 esitellään kuusi alempaa paria ja niiden sallimat vapausasteet, jotka ovat

- prismaattinen liitos, joka sallii yhden translaation vapausasteen
- pyörivä liitos, joka sallii yhden rotaation vapausasteen
- pallonivel, joka sallii kolme rotaation vapausastetta
- sylinterimäinen liitos, joka sallii kaksi vapausastetta (rotaatio ja translaatio)
- kierreliitos, joka sallii yhden vapausasteen (yhteen sidottu rotaatio ja translaatio)
- tasoliitos, joka sallii kolme vapausastetta (kaksi translaatiota ja rotaatio). [5]



**Kuva 3.1.** Kinemaattiset liitostyytit, mukailten [5]

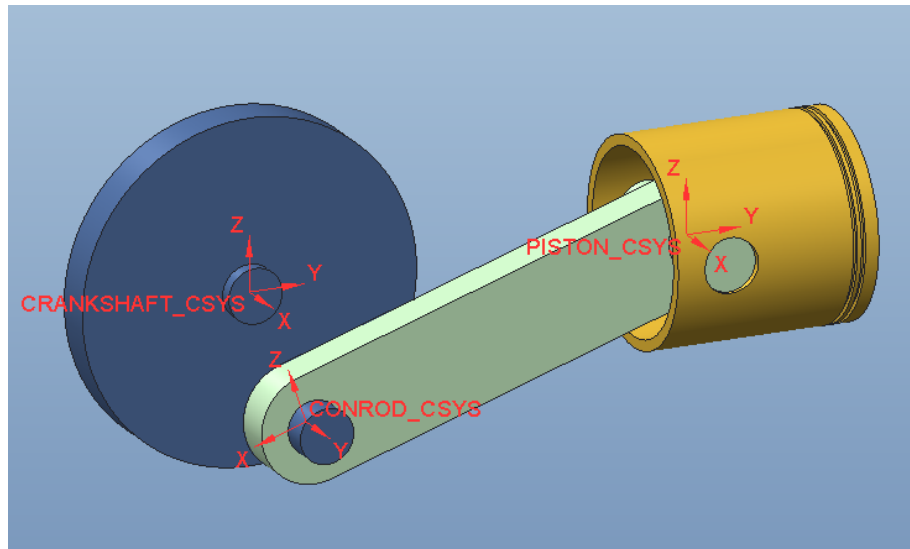
Monikappalejärjestelmän positiiviset vapausasteet määrittävät kuinka monen kappaleen asento täytyy tuntea, jotta koko järjestelmä on määritelty yksikäsitteisesti. Tätä kuvaa Grübler-Kutzbachin kriteeri

$$n = 6n_b - n_c, \quad (3.1)$$

jossa  $n$  on järjestelmän vapausasteiden lukumäärä, mikä saadaan kertomalla kappaleiden lukumäärä  $n_b$  kuudella vapausasteella ja vähentämällä siitä järjestelmän kinemaat-

tisten liitosten rajoittamat vapausasteet  $n_c$ . Mikäli vapausasteita on tasan nolla, kyseessä on liikkumaton rakenne eli staattinen järjestelmä. Negatiivinen vapausasteiden määrä kuvaa ylijarjotettua järjestelmää, jonka ratkaiseminen ei ole mahdollista ilman ylimääräisten rajoitteiden poistamista. [3]

Grübler-Kutzbachin kriteeri ei ota huomioon tiettyjä geometrisiä poikkeamia, jotka sallivat kaavan mukaan ylijarjotetun tai staattisen järjestelmän liikkeen. Tällainen on esimerkiksi yksinkertainen kuvan 3.2 kampikoneiston malli, jossa on päällekkäinen eli redundantti kinemaattinen liitos.



**Kuva 3.2.** Yksinkertaistettu kampikoneisto

Kampikoneistossa on kolme kappaletta: kampiakseli, kiertokanki ja mäntä, jotka tuottavat 18 vapausastetta. Näitä yhdistävät kaksi pyörivää liitosta kampiakselilta runkoon ja kiertokankeen sekä kaksi sylinterimäistä liitosta männästä kiertokankeen ja sylinteriin. Liitokset määrittävät täten  $5+5+4+4$  eli 18 kpl rajoitteita vapausasteisiin. Järjestelmällä on näennäisesti nolla vapausastetta, mutta se pystyy silti liikkumaan.

Tämä johtuu siitä, että sylinteri on samassa linjassa kampikoneiston säteen kanssa, jolloin männän rotaatorajoite sen Z-akselia pitkin on kaksinkertainen. Poistettaessa redundantti rajoite järjestelmän vapausasteeksi jää todenmukaisesti yksi, sillä minkä tahansa kampikoneiston osan paikoittaminen määrää muun järjestelmän osien paikoituksen kiinteästi.

### 3.1.2 Koordinaattijärjestelmät

Monikappalejärjestelmän tila voidaan määrittellä yksikäsitteisesti sen kappaleiden vektorisuureilla kuten siirtymillä, nopeuksilla ja kiihtyvyyksillä. Nämä suureet vaativat yhteisen koordinaattijärjestelmän, jonka avulla kappaleiden liike ja tila voidaan ilmaista matemaattisesti. Käsiteltäessä kolmiulotteisia avaruuksia ja kappaleita, käytetään pääsääntöisesti

kolmen ortogonaalisen akselin muodostamia XYZ-koordinaatistoja.

Yleisesti käytössä olevan tavan mukaan monikappalemallissa on yksi avaruudellisesti pysyvä globaali koordinaatisto, jonka tehtävänä on toimia referenssinä koko järjestelmälle. Globaalin koordinaatiston lisäksi jokaisella järjestelmän kappaleella on oma avaruudesta riippumaton koordinaatistonsa. Nämä lokaalit koordinaatistot ovat sidottu kappaleisiin, jolloin ne liikkuvat ja pyörivät kappaleen mukana.

Globaalin ja lokaalien koordinaatistojen muodostaman järjestelmän avulla vapaavalintaisen kappaleen kaikki pisteet (ja niiden ominaisuudet, kuten nopeus tai kiihtyvyys) saadaan matemaattisesti määriteltä globaalissa koordinaatistossa. Tämä onnistuu tuntemalla pisteen sijainti kappaleen koordinaatistossa sekä kappaleen paikka ja orientaatio globaalissa koordinaatistossa. Kappaleiden kinemaattiset liitokset ja kappaleet koordinaatistoinen muodostavat täten ketjun, jonka kaikki pisteet ovat määritettävissä. [3]

### 3.1.3 Jäykät ja joustavat kappaleet

Kinemaattinen malli yksinkertaisimmillaan koostuu pisteistä, jotka ovat yhdistetty joko määrättyillä etäisyyksillä tai kinemaattisilla liitoksilla toisiinsa. Yksinkertaisella kinemaattisella mallilla pystytään täten selvittämään esimerkiksi henkilöauton pyöräntuennan tuottama ideaalinen liikerata. Kappaleiden lisääminen kinemaattiseen malliin lisää pisteiden kannateltavaksi kappaleiden dynaamiset ominaisuudet, kuten hajautetun massan ja inertiaan.

Jäykkien kappaleiden mallinnus on suoraviivaista, sillä jäykän kappaleen muoto ja sen liitospisteiden sijainti toisiinsa nähden eivät muutu kappaleen kuormituksen funktiona. Mallinnettaessa mekanismeja jäykillä kappaleilla ei kuitenkaan saada selville elastista tai plastista muodonmuutosta ja sen vaikutusta kinematiikkaan. Yksinkertaisessa kinemaattisessa tutkimuksessa tai mallinnettaessa mekanismeja, joissa kuormitustaso on matala ja halutun liikkeen ei tarvitse olla erityisen tarkkaa, kappaleet on todennäköisesti turvallista olettaa jäykiksi.

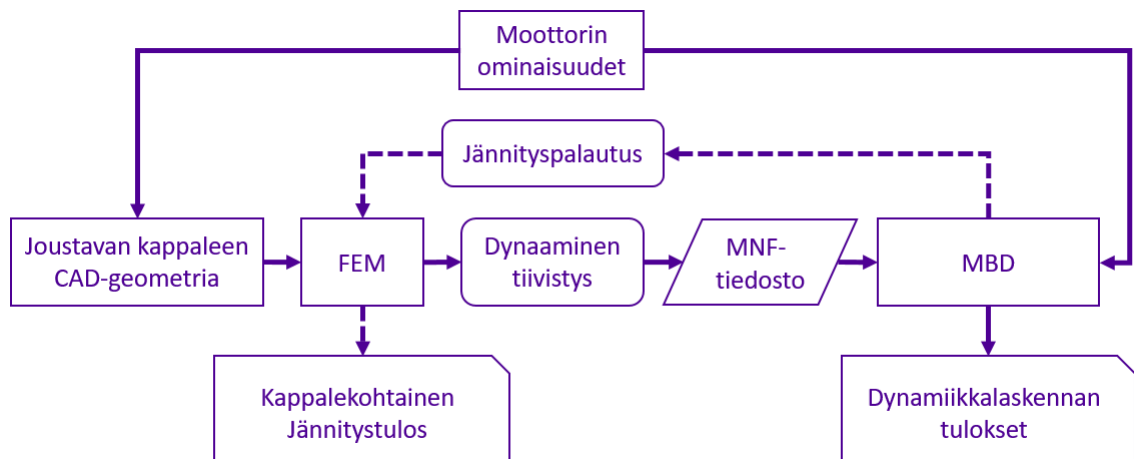
Kappaleiden joustavuuden huomiointi vaatii niiden jäykkyysominaisuuksien ratkaisemista ennen dynamiikkalaskentaa. Yleisesti tähän käytetään dynaamista tiivistystä, jonka avulla elementtimenetelmää varten jopa miljoonilla elementeillä verkotettu osa voidaan tiivistää yhdeksi superelementiksi. Superelementti kuvaa koko verkotetun kappaleen ominaisuudet solmujensa suhteen. Superelementillä voi olla mielivaltainen määrä solmuja, joten dynamiikkamallinnuksessa superelementin solmut täsmätään haluttuihin dynamiikkamallin liitospisteisiin. [3]

Joustavuus vaikuttaa järjestelmään dynamiikkamallia laskettaessa, sillä kuormitus muuttaa joustavien osien geometriaa ja täten liitospisteiden sijainteja. Tämä johtaa raskaamman iteratiivisen ratkaisijan tarpeeseen. Joustavilla kappaleilla laskettaessa tulokset ovat kuitenkin realistisempia, sillä tosielämässä ei ole olemassa täysin jäykkiä rakenteita. Ab-

soluuttinen jäykkyys voi näkyä esimerkiksi epärealistisen suurina dynaamisina kuormituspiikkeinä liitoksissa.

### 3.2 Kampikoneiston mallinnusprosessi ja käytetyt ohjelmistot

Monikappalesimulointiprosessin ensimmäinen vaihe on järjestelmän kinemaattisen mallin luominen ja kappaleiden kiinnittäminen siihen. Kampikoneistolle luodaan geometrinen pistejoukko liitoksineen, jonka mitat vastaavat tutkittavaa moottoria ja siihen liitetään dynaamisilta ominaisuuksiltaan vastaavat jäykät kappaleet. Tässä työssä käytetään dynamiikkamallin jäykän geometrian luomiseen ja dynamiikkamallinnukseen FEV Virtual Engine -ohjelmistoa MSC ADAMS -dynamiikkaohjelmiston kanssa. Koko mallinnusprosessi on esitetty kuvassa 3.3.



**Kuva 3.3.** Monikappalemallinnusprosessin kulku

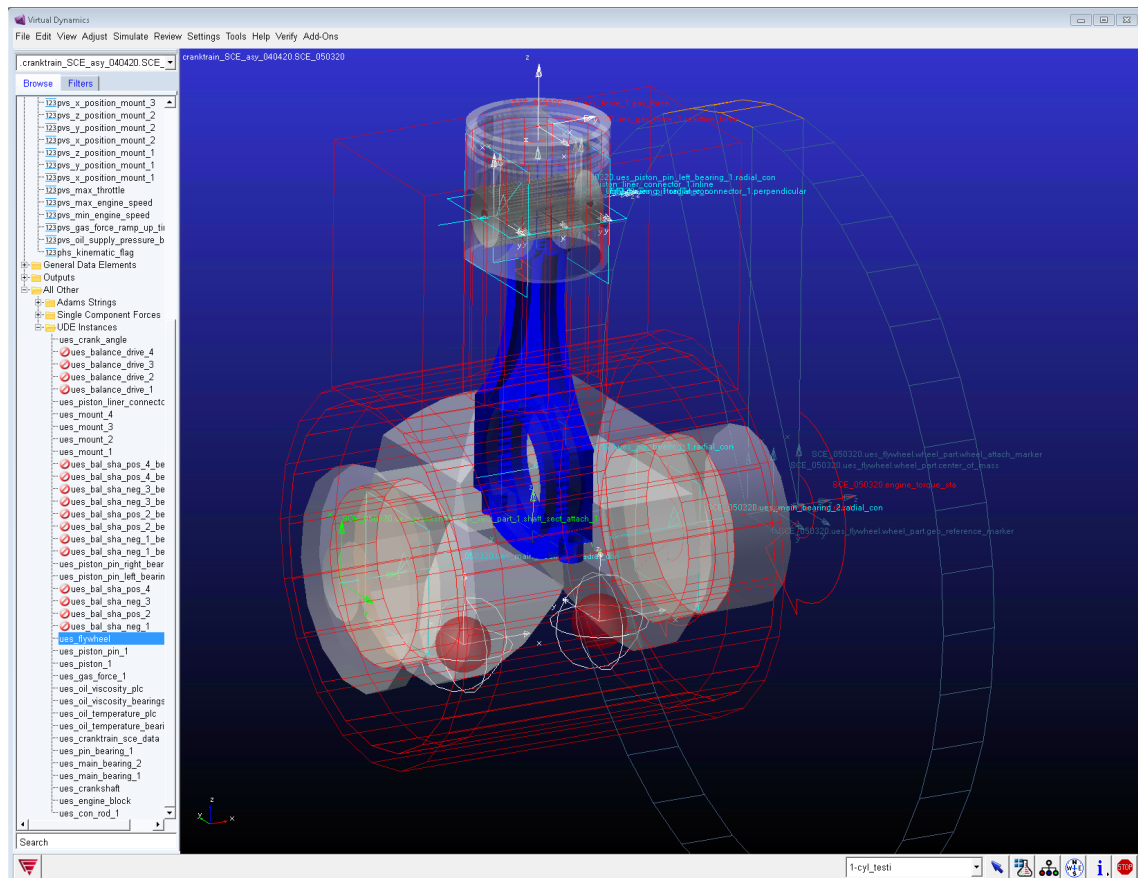
Virtual Engineillä työskentely aloittaessa ohjelmisto tarjoaa mahdollisuuden käyttää vakiokäyttöliittymää (engl. "Standard user") tai mallineen rakennustilaa (engl. "Template builder mode"). Vakiokäyttöliittymässä luodaan moottorin simulointimalli valmiin muokattavan mallineen perusteella. Käytännössä tavallisimmille moottorikonstruktioille, kuten yksisylinteriselle ja tavallisille rivi- sekä V-moottoreille löytyvät valmiit mallineet ohjelman kirjastosta. Mallineen rakennustilassa voi luoda poikkeavia konstruktioita, kuten rivimoottoreita, joissa sylinteriväli ei ole vakio.

Mallineen valinnan jälkeen Virtual Engineen syötetään moottorin perusmitat, joita ovat

- sylinterihalkaisija
- iskunpituus
- useampisylinterisissä moottoreissa sylinteriväli
- v-moottoreissa sylinteripankkien välinen kulma
- mahdollinen sylinterien poikkeama kampiakselin pystylinjasta

- runko- sekä kampilaakerien leveys ja halkaisija
- kampiakselin funktionaaliset mitat
- kiertokangen/-kankien pituus
- männän funktionaaliset mitat
- sytytysjärjestys
- vauhtipyörän mitat

Näiden perusteella Virtual Engine luo moottorin dynamiikkamallin, johon sisältyy vaaditut kinemaattiset liitokset ja jäykät kappaleet. Tässä mallissa osien geometriat ovat geneerisiä, mutta niiden massat ja mitat täsmäyvät syötettyyn dataan. Virtual Engine liittää lisäksi vauhtipyörään dynamometrin, joka jarruttaa moottorimallia sen tuottaman vääntömomentin verran pitäen sen keskimääräisen kierrosnopeuden vakiona. [6] Kuvassa 3.4 esitetään Virtual Enginen käyttöliittymä ja dynamiikkamalli jäykillä, geneerisillä kappaleilla mallinnettuna.



**Kuva 3.4.** FEV Virtual Enginen käyttöliittymä, jossa yksisylinterisen tutkimusmoottorin dynamiikkamalli jäykillä kappaleilla mallinnettuna

Seuraavassa vaiheessa dynamiikkamallista voidaan korvata halutut jäykät kappaleet joustavilla kappaleilla. Ensin korvattavista kappaleista täytyy luoda 3D-mallit. Näiden mallien jäykkyysominaisuudet määritetään FEM-ohjelmistolla (engl. Finite Element Method), tässä työssä ANSYSillä. ANSYS Mechanicalissa verkotettuun 3D-geometriaan sijoitetaan

dynamiikkamallin liitospisteitä vastaavat pisteet, jotka sidotaan elementtiverkkoon. Tämän jälkeen mallille ajetaan ADAMS-makro, joka suorittaa ominaisvärähtelymuotoihin perustuvan dynaamisen tiivistyksen ja tuottaa MNF-tiedoston. Tähän tiivistysmenetelmään tutustutaan tarkemmin kappaleessa 3.3.

Käytetystä tiivistysmenetelmästä johtuen superelementin solmujen sidonta alkuperäiseen elementtiverkkoon on merkitsevä tulosten kannalta. ADAMS-makro sallii vain jäykän RBE2-elementtityypin käyttämisen sidonnassa. Tästä johtuen sidontaan käytetty verkko superelementin solmun ympäriltä muuttuu jäykäksi. Dynamiikkamallin liitospisteiden kuormituksia ei kuitenkaan ole suotavaa siirtää hyvin pieneen osaan kappaleen elementtiverkosta, sillä näiden elementtien jännitykset ja siirtymät kasvaisivat valtavan suuriksi. Vastaavasti liian suurella sidonta-alueella on mahdollista jäykistää kappaletta liikaa, jolloin kappaleen jäykkyys kasvaa mallissa todellista suuremmaksi. FEV:n ohjeistuksen mukaan sidonta kampiakselin laakereille toteutettiin akselin suuntaisilla sylintereillä. [6]

MNF (engl. Modal Neutral File) sisältää kappaleen dynaamiset ominaisuudet (massa, hitausmomentti, massakeskipiste), sen liitäntäpisteiden redusoidut jäykkyys- ja massamatriisit sekä kappaleen normaali- ja liitosmoodit. Käytännössä MNF-tiedosto kuvaa kappaleen jäykkyyden ja dynaamisen vasteen sen liitossolmujen suhteen, jolloin sillä voidaan korvata dynamiikkamallin vastaavilla liitospisteillä määritetty jäykkä kappale. Moottorin kampiakselia tutkittaessa itse kampiakseli ja sylinterilohko korvataan joustavilla kappaleilla, jotta laakeripukkien deformaatio akselin mukana tulee huomioiduksi. Joustavia kappaleita ei ole nykyisellä laskentakapasiteetilla mahdollista käsitellä suoraan FE-malleina dynamiikkamallissa, sillä kappaleiden vapausasteiden lukumäärä ja sitä myöten vaadittu laskentakapasiteetti kasvaa liian suureksi. [7]

Kun halutut joustavat kappaleet ovat dynamiikkamallissa paikoillaan, simulaatioon määritellään dynaaminen kuormitus sylinteripainekäyrän muodossa. FEV Virtual engine laskee sylinteripaineesta mäntiin kampikulman funktiona kohdistuvan voiman, joka välittyy kampiakseliin ja vauhtipyörään. Kuormituksen määrittämisen jälkeen dynamiikkamalli voidaan ratkaista. Joustavia kappaleita sisältäville malleille käytetään Virtual Enginen HHT-ratkaisijaa. Ratkaisun jälkeen tulostiedostosta pystytään lukemaan kampikulman funktiona moottorin dynaamisia suureita, kuten liitoksiin kohdistuvia voimia, nopeuksia ja kiihtyvyyksiä. Dynaamisen tiivistämisen myötä komponenttien elementtikohtaista jännitystulosta ei kuitenkaan saada ratkaistua laskennan tässä vaiheessa, minkä vuoksi syntyy tarve *jännityspalautukselle*, jota käsitellään tarkemmin kappaleessa 4.

Työn alkuvaiheessa MNF-tiivistys suoritettiin vanhemmalla ANSYSin versiolla 17.2, sillä 19.2:n todettiin tuottavan korruptoituneen MNF-tiedoston. Tämä rajoitti käytetyn CAD-ohjelmiston vanhentuneeseen versioon, mikä oli epäkäytännöllistä. ANSYS 19.3:n julkaisumuistion mukaan ongelma oli korjattu siinä, mutta käytetty laskentaklusteri rajoitti ANSYSin uusimmillaan versioon 19.2. Sain ongelman rajattua MNF-tiedoston kirjoitettavaan mnflib.dll-kirjastoon tutkimalla ADAMS.MAC-makron APDL-koodia ja sen tuottamaa solve.out-tulostetta. 19.2-version mnflib.dll-kirjaston korvaaminen uudemman version vastaavalla tiedostolla korjasi ongelman.



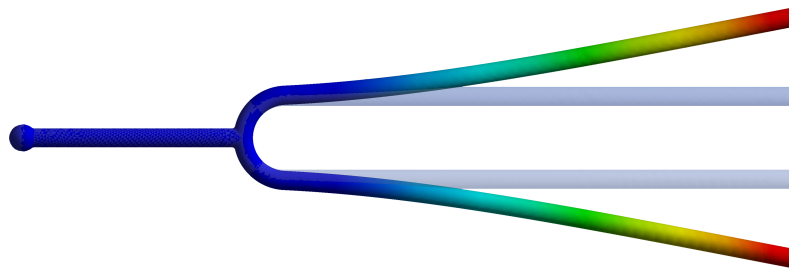
ANSYSissä laskentaa voidaan nopeuttaa käyttämällä hajautettua laskentaa, jossa ratkaisija jakaa laskentatehtävän useammalle prosessille, joista kukin käyttää omaa laskentasäiettään ja osaa keskusmuististaan. Ajettaessa makro hajautetulla laskennalla, laskenta kaatui virheilmoitukseen välitulostiedoston puutteesta. Virhe johtui siitä, että laajennusajo (engl. expansion pass) tukee vain yhden säikeen ajoa, mutta aikaisemmin käytetty hajautettu laskenta tuottaa prosessiensa verran välitulostiedostoja. Korjasin ongelman lisäämällä makroon funktion, joka yhdistää hajautetun laskennan tulostiedostot ennen laajennusajoa.

### 3.3 Värähtelymuotojen synteesi

Tässä kappaleessa esitellään tarkempi matemaattinen teoria monikappalemallinnuksen joustavien kappaleiden käsittelylle. Reaalimaailmassa kaikilla rakenteilla on jokin massa, jäykkyys ja vaimennus, joiden funktiona rakenteen siirtymät ja sen derivaatat kuten nopeudet ja kiihtyvyydet voidaan määritellä. Yhden vapausasteen liikeyhtälö tällaiselle järjestelmälle on muotoa

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = f, \quad (3.2)$$

jossa  $u$  merkitsee kappaleen poikkeamaa,  $m$  massaa,  $c$  vaimennusta,  $k$  jousivakiota ja  $f$  kappaleeseen kohdistuvaa voimaa. Lisäksi tästä yhtälöstä voidaan ratkaista rakenteelle ominaiset värähtelymuodot eli moodit vastaavine ominaistaajuuksineen. [8] Kuvan 3.5 äänirauta on esimerkki ensimmäisen moodinsa mukaan värähtelevästä rakenteesta.



**Kuva 3.5.** Ääniraudan ensimmäinen moodi

Työssä hyödynnettävän värähtelymuotosynteesin (engl. CMS, Component Mode Synthesis) teorian esitti 1960-luvulla Walter C. Hurty. Menetelmän avulla elementtimenetelmää varten verkotetun kappaleen vapausasteiden määrää voidaan vähentää merkittävästi suorittamalla dynaaminen tiivistys eli koordinaatistomuutos  $n$ -ulotteisesta avaruudesta  $nk$  modaaliavaruuteen. Moodien superpositioperiaatteen mukaisesti kappaleen deformaatio esitetään elementtiverkon solmujen siirtymien sijasta kertoimilla muokattujen moodien summana. Moodien kertoimia kutsutaan modaalikoordinaateiksi. [9]

Vapausasteiden vähentämisen lisäksi värähtelymuotosynteesin avulla voidaan jakaa dynamiikkamallinnuksen kohteena olevat monimutkaiset rakenteet helpommin ratkaistaviksi osakappaleiksi. Tällöin modaalikoordinaatisto viritetään jakamalla verkotetun osakap-

paleen solmujen vapausasteet sisäisiin- ja liitännävapausasteisiin ja määrittämällä kappaleelle sarja erilaisia moodeja sen massa- ja jäykkyysmatriisien avulla. Vapausasteet, jotka kuuluvat ympäristöön, kuten toiseen osakappaleeseen liittyville solmuille ovat liitännävapausasteita. Sisäiset vapausasteet ovat vapausasteita, joihin ei kohdistu ulkoisia kuormia. [10]

Tarve vapausasteiden vähentämiselle syntyy siitä, että elementtimenetelmää varten verkotetulla mallilla on kolmiulotteisessa avaruudessa  $n = 3x$  vapausastetta, jossa  $x$  on verkon solmujen lukumäärä. Käytännössä vapausasteet ovat tällöin verkon jokaisen solmun siirtymät avaruudessa kunkin koordinaattiakselin suunnassa. Kuusisyliinterisen moottorin FE-verkotetussa kampiakselimallissa voi olla yli kolme miljoonaa solmua tuottaen lähes kymmenen miljoonaa vapausastetta. Yksinkertaisimmillaan vastaava dynaamisesti tiivistetty kampiakselimalli voidaan liittää dynamiikkamalliin seitsemällä runkolaakerisolmulla, kuudella kampilaakerisolmulla ja vauhtipyörän liitossolmulla. Vaikka tiivistettyyn malliin sisällytettäisiin kaikille solmuille täydet kuusi avaruuden vapausastetta (mikä ei ole pakollista, jos jonkin liitospisteen vapausaste tiedetään rajoitetuksi), yhteensä superelementiksi tiivistetyllä mallilla on vain 84 liitosvapausastetta. Tämä on merkittävä yksinkertaistus verrattuna FE-mallin miljooniin vapausasteisiin.

Yhtälö 3.2 yleistyy matriisimuodossa  $n$ :lle vapausasteelle muotoon

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = f, \quad (3.3)$$

jossa  $m$ ,  $c$  ja  $k$  ovat dimensioltaan  $n$ -kokoisia neliömatriiseja, jotka sisältävät verkon solmujen ominaisuudet kunkin vapausasteen suhteen. Vektori  $u$  sisältää kunkin vapausasteen siirtymät,  $\dot{u}$  nopeudet ja  $\ddot{u}$  kiihtyvyydet. Vektori  $f$  sisältää vastaavasti vapausasteiden voimat, kaikkien vektorien ollessa  $n$ -pituisia. [8]

Elementtimenetelmän tuloksena  $m$ ,  $c$  ja  $k$  sisältävät yleensä kytkettyjä termejä, eli esimerkiksi  $m_{ij} = m_{ji} \neq 0$ . Tällöin yhtälöstä tulee  $n$  muuttujan yhtälöryhmä, jonka ratkaiseminen miljoonien vapausasteiden kokoisilla malleilla dynamiikkalaskennan tuhansille aika-askeleille vaatisi erittäin suuren laskentakapasiteetin. Matriisien ominaisarvoihin ja -vektoreihin perustuvalla värähtelymuotosynteessä saadaan vähennettyä kytkettyjen yhtälöiden määrä merkittävästi. Tämän edun lisäksi rajoittamalla laskennassa käytettyä moodien lukumäärää voidaan ratkaistavien yhtälöiden määrää vähentää edelleen huomattavasti pienemmäksi. Yhtälöiden yksinkertaistuksen nimissä jatkossa käsitellään vaimentamattoman järjestelmän värähtelyitä, eli  $c = 0$ . [8]

Värähtelymuotosynteesiä koskevat samat rajoitteet kuin moodilaskentaa, johon se perustuu. Täten sitä voidaan käyttää vain lineaarisille malleille, eli kappaleiden välille sallitaan vain kiinteästi sidotut liitokset ja materiaalit oletetaan täysin lineaarisiksi. Lähestyttäessä materiaalin myötörajaa tulokset voivat lineaarisuusolettaman vuoksi poiketa todellisuudesta. Epälineaarisille dynamiikkamalleille on olemassa iteratiivisia FE-ratkaisijoita, mutta ne sivuutetaan tässä työssä. [11] Ennen Craig-Bampton -värähtelymuotosynteesin teorian esittämistä tässä kappaleessa tutustutaan tarkemmin sen toteutuksessa tarvitta-

viin ominaisvärähtelymuotoihin ja niiden superpositioon.

### 3.3.1 Ominaisvärähtelymuotojen laskeminen

Elementtimenetelmän avulla voidaan selvittää kappaleen kuormitustilanteen lisäksi sen ominaisvärähtelymuodot eli moodit. Moodit ovat kappaleen massa- ja jäykkyysmatriisien funktio, jolloin ne voidaan selvittää elementtimenetelmää varten verkotetun kappaleen liikeyhtälöä hyödyntämällä. Vaimentamattoman järjestelmän harmoninen liike saadaan yhtälöstä

$$\mathbf{u} = \mathbf{U} \cos(\omega t), \quad (3.4)$$

jossa  $\omega$  on värähtelytaajuus radiaaneina sekunnissa,  $t$  aika ja  $\mathbf{U}$  vektori taajuutta vastavista vapausasteiden amplitudeista. Haluttaessa tarkastella värähtelyn ominaismuotoja, tämä sijoitetaan liikeyhtälöön 3.3, josta on supistettu vaimennustermi  $\mathbf{c}$  ja voima  $\mathbf{f}$  pois:

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{k}\mathbf{u} = 0. \quad (3.5)$$

Toinen derivaatta yhtälöstä 3.4 on

$$\ddot{\mathbf{u}} = \frac{\partial^2}{\partial t^2}(\mathbf{U} \cos(\omega t)) = -\mathbf{U} \cos(\omega t) \omega^2, \quad (3.6)$$

joka yhtälön 3.4 kanssa sijoitettuna liikeyhtälöön 3.5 tuottaa yhtälön

$$\mathbf{U} \cos(\omega t)(\mathbf{k} - \mathbf{m}\omega^2) = 0. \quad (3.7)$$

Tutkittaessa ajanhetkeä  $t = 0$ , jolloin  $\cos(\omega t) = 1$ , värähtelyn amplitudi on suurimmillaan. Täten saadaan  $n$ -asteen algebrallinen ominaisarvoyhtälö

$$\mathbf{U}(\mathbf{k} - \omega^2 \mathbf{m}) = 0, \quad (3.8)$$

jonka toteuttaa triviaalin ratkaisun  $\mathbf{U} = 0$  lisäksi karakteristisen yhtälön nollakohta

$$\det(\mathbf{k} - \omega_r^2 \mathbf{m}) = 0. \quad (3.9)$$

Purettaessa determinantti saadaan  $n$  asteen polynomiyhtälö  $\omega^2$ :n funktiona, jonka juuret  $\omega_r^2$ ,  $r = 1, 2, \dots, n$  ovat yhtälön 3.8 ominaisarvot. Nämä ovat kappaleen moodien värähtelytaajuudet neliöön korotettuna. Moodien värähtelymuodot selviävät ominaisarvoja vastavista ominaisvektoreista  $\mathbf{U}_r$ ,  $r = 1, 2, \dots, n$  ratkaistessa yhtälö 3.8 kullakin ominaisarvolla. [8]

Teoriassa kappaleella on vapausasteidensa verran ominaistajuuksia, mutta käytännössä niistä ratkaistaan vain  $N$  ensimmäistä, jotka kuvaavat kappaleen deformaatiotilan riittäväällä tarkkuudella. Tähän perustuu tiivistysmenetelmän kyky vähentää tarvittavia va-

pausasteita: Modaalikoordinaatistossa voidaan jättää korkeampia taajuuksia vastaavat vapausasteet eli ominaismuodot huomioimatta, jos niiden osuus kokonaisdeformaatiosta on riittävän pieni. [8]

Saadut luonnollisten moodien muodot eli ominaisvektorin siirtymät ovat käytännössä dimensiottomia, minkä vuoksi ne tulee normeerata eli skaalata haluttuun suuruusluokkaan. Skaalaus tapahtuu kertomalla vektoria  $U_r$  vakiolla  $c_r$ , jolla valitulle alkioille saadaan haluttu arvo. Tällöin muut vektorin alkioit skaalautuvat sen mukaan. Normeerauksen  $U_r c_r = \phi_r$  tuloksena saatua ominaismuotovektoria  $\phi_r$  kutsutaan normaalimoodiksi. Normeeraukseen on esitetty kolme tapaa:

- Määrittää  $r$ :n moodin solmun  $i$  siirtymä haluttuun arvoon (esim.  $(\phi_i)_r = 1$ )
- Määrittää  $r$ :n moodin suurin siirtymä haluttuun arvoon (esim.  $\max_i |(\phi_i)_r| = 1$ )
- Määrittää moodimassa

$$M_r = \phi_r^\top m \phi_r \quad (3.10)$$

haluttuun arvoon, yleensä  $M_r = 1$ .

Jälkimmäisenä mainittu normeeratapa on yleisesti käytetyin, sillä se yksinkertaistaa liikeyhtälön matriiseja merkittävästi. Tämä yksinkertaistus nähdään seuraavaksi esiteltävässä moodien superpositiossa. [8]

### 3.3.2 Ominaisvärähtelymuotojen superpositio

Normaalimoodit voidaan kerätä yhteen modaalimatriisiksi  $\Phi = [\phi_1 \phi_2 \cdots \phi_N]$ . Määritettäessä rakenteen ominaista dynaamista vastetta, esimerkiksi tutkiessa rakennuksen luontaista värähtelyä maanjäristyksen herätteestä, moodien muodostaman modaalimatriisin avulla voidaan toteuttaa moodien superpositioksi kutsuttu laskentamenetelmä. Siinä rakenteen vaste kuvataan elementtien solmujen siirtymien sijasta kappaleen moodien summafunktiona, eli kuten mainittu, se on käytännössä koordinaatistomuunnos kolmiulotteisesta avaruudesta normaalimoodien virittämään modaalikoordinaatistoon. [12]

$\Phi$ :n avulla voidaan suorittaa koordinaattimuunnos  $n$ -ulotteisen avaruuden siirtymistä  $u(t)$  modaalikoordinaatistoon  $\eta(t)$ :

$$u(t) = \Phi \eta(t) = \sum_{r=1}^N \phi_r \eta_r(t). \quad (3.11)$$

Sijoitettaessa tämä muunnos matriisimuotoiseen liikeyhtälöön 3.3, saadaan yhtälö

$$m \Phi \ddot{\eta} + c \Phi \dot{\eta} + k \Phi \eta = f. \quad (3.12)$$

Yhtälön 3.12 kertominen  $\Phi^\top$ :lla tuottaa yhtälön

$$\Phi^\top m \Phi \ddot{\eta} + \Phi^\top c \Phi \dot{\eta} + \Phi^\top k \Phi \eta = \Phi^\top f, \quad (3.13)$$

jossa

$$\Phi^T \mathbf{m} \Phi = \mathbf{M} = \text{modaalinen massamatriisi}$$

$$\Phi^T \mathbf{c} \Phi = \mathbf{C} = \text{modaalinen vaimennusmatriisi}$$

$$\Phi^T \mathbf{k} \Phi = \mathbf{K} = \text{modaalinen jäykkyyssmatriisi.}$$

$$\Phi^T \mathbf{f} = \mathbf{F} = \text{modaalinen voimavektori.}$$

Nyt liikeyhtälö 3.3 voidaan ilmaista modaalikoordinaatistossa [8]

$$\mathbf{M} \ddot{\boldsymbol{\eta}} + \mathbf{C} \dot{\boldsymbol{\eta}} + \mathbf{K} \boldsymbol{\eta} = \mathbf{F}. \quad (3.14)$$

Normaalimoodien kyky muuttaa kytketyt liikeyhtälöt kytkemättömiksi liittyy niiden ortogonaalisuuteen. Ortogonaalisuudesta johtuen niille pätee yhtälö  $\phi_r^T \mathbf{m} \phi_s = \phi_r^T \mathbf{k} \phi_s = 0$ , kaikilla  $r \neq s$ . Tästä seuraa se, että modaaliset matriisit ovat diagonaalimatriiseja, esimerkiksi

$$\mathbf{M} = \text{diag}(M_1, M_2, \dots, M_N) = \text{diag}(\phi_r^T \mathbf{m} \phi_r), r = 1, 2, \dots, N. \quad (3.15)$$

Vastaavasti modaalinen jäykkyyssmatriisi koostuu diagonaalialkioista  $K_r$  seuraavasti

$$\mathbf{K} = \text{diag}(K_1, K_2, \dots, K_N) = \text{diag}(\phi_r^T \mathbf{k} \phi_r), r = 1, 2, \dots, N. \quad (3.16)$$

Mikäli moodit ovat normeerattu siten, että moodimassa  $M_r = 1$ ,  $r = 1, 2, \dots, N$ , modaalista massamatriisista  $\mathbf{M}$  tulee yhtälön 3.15 mukaisesti identiteettimatriisi. [8]

Ilmaistessa yhtälö 3.8  $r$ :nnen moodin suhteen ( $\mathbf{U} = \phi_r, \omega = \omega_r$ ) ja kerrottaessa sitä  $\phi_r^T$ :lla saadaan

$$(\phi_r^T \mathbf{k} \phi_r) = \omega_r^2 (\phi_r^T \mathbf{m} \phi_r). \quad (3.17)$$

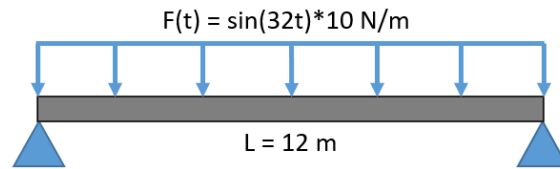
Tästä huomataan, että moodimassan  $\phi_r^T \mathbf{m} \phi_r$  ollessa yksi, modaaliseksi jäykkyydeksi tulee kyseisen moodin ominaistajuuden neliö  $\omega_r^2$ . Massanormeeratussa tapauksessa modaalinen jäykkyyssmatriisi  $\mathbf{K}$  on yksinkertaisesti yhtälön 3.16 mukaisesti diagonaalimatriisi ominaisarvoista

$$\mathbf{K} = \Phi^T \mathbf{k} \Phi = \text{diag}(\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_N^2). \quad (3.18)$$

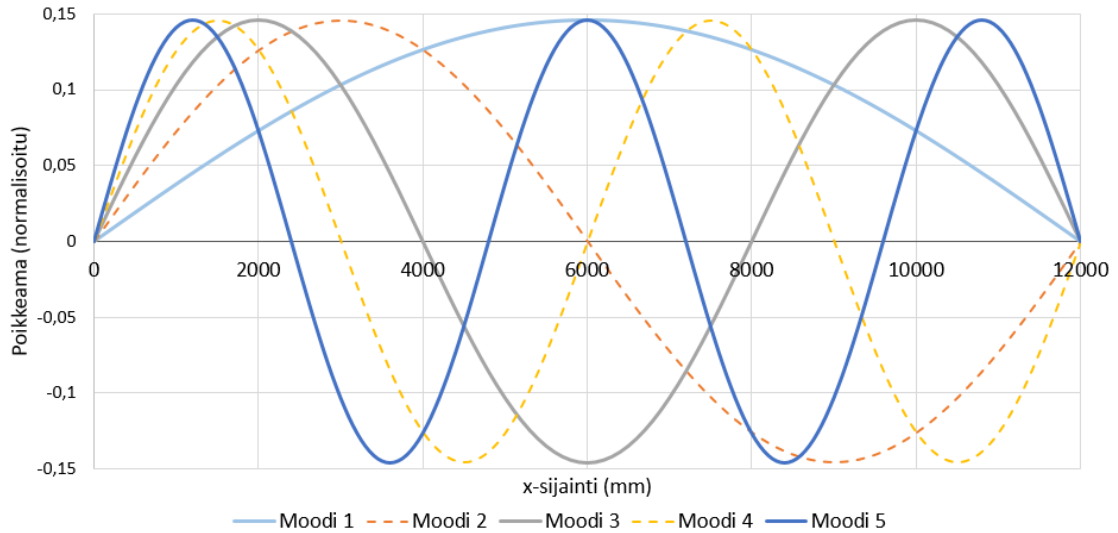
Tällaista ominaisarvoista koostuvaa diagonaalimatriisia merkitään symbolilla  $\Lambda$ . [8]

Esimerkkinä moodien superpositiosta voidaan käyttää kuvassa 3.6 esitettyä yksinkertaista päistään tuettua palkkia. Palkille on laskettu analyyttisesti 30 moodia, joista viisi ensimmäistä esitetään kuvassa 3.7. Nämä 30 moodia virittävät palkin modaalikoordinaatiston. Palkkia kuormitetaan symmetrisellä 10 N/m viivakuormalla, joka vaihtelee sinimuotoisesti 32 rad/s taajuudella. Teräspalkin neliömomentti on 7960 mm<sup>4</sup> ja poikkipinta-ala 1000 mm<sup>2</sup>. Lähteestä [12] mukailtu analyyttinen laskentatapa ei ole diplomityön kannalta olennainen, joten sitä ei esitetä tässä yhteydessä tarkemmin.

Kuormituksesta johdetuilla modaalikoordinaateilla muokatut parittomat moodit 1-9 ja niiden superpositiot ovat esitettynä kuvassa 3.8. Kuormituksen ollessa symmetrinen, epäsymmetristen parillisten moodien modaalikoordinaatit saavat arvon nolla ja ne eivät tä-



**Kuva 3.6.** Yksinkertainen päästään tuettu palkkimalli



**Kuva 3.7.** Yksinkertaisen palkin viisi ensimmäistä moodia

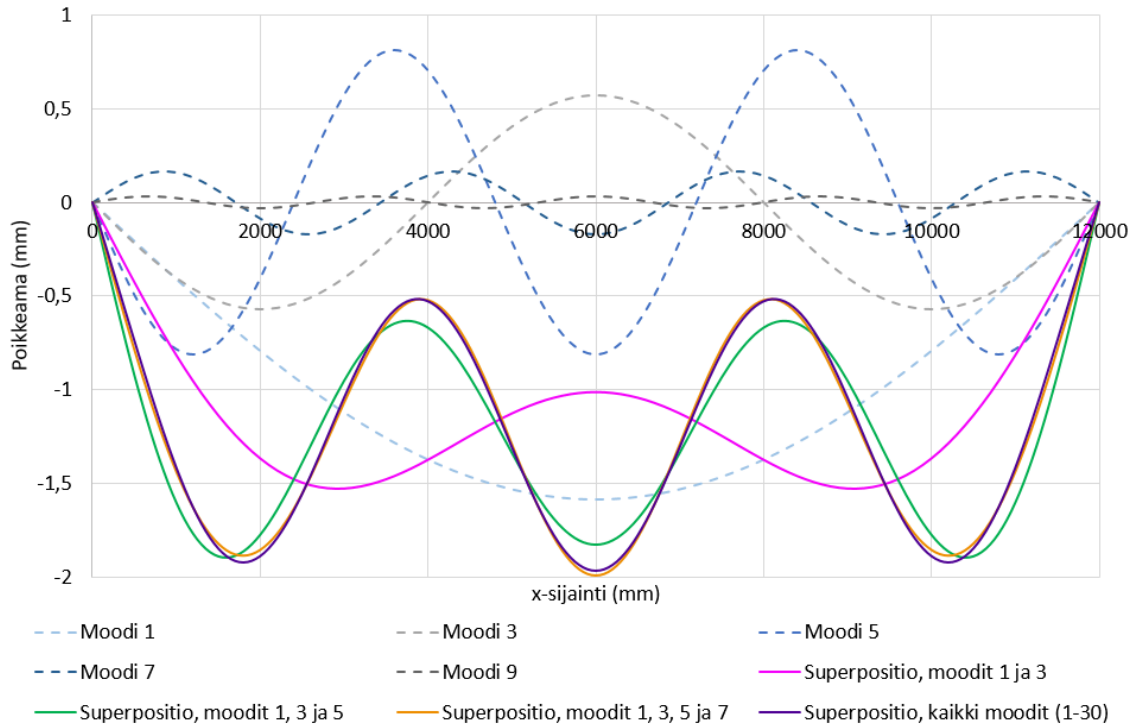
ten osallistu vasteen muodostamiseen. Kuvaajista huomataan, että jo viiden ensimmäisen moodin superpositiolla päästään suhteellisen lähelle todellista vastetta. Seitsemän ensimmäisen moodin superpositio kuvaa palkin vasteen lähes virheettömästi verrattuna täyteen 30 moodin superpositioon.

### 3.3.3 Craig-Bampton -menetelmä

Työssä käytettävän ADAMS-makron käyttämä dynaaminen tiivistysmenetelmä perustuu Hurtyin menetelmästä johdettuun Craig-Bampton -menetelmään. Tässä tapauksessa Craig-Bampton -menetelmän osakappaleena käsitellään koko komponenttia, kuten kampiakselia ja sen dynaamiset ominaisuudet pyritään esittämään dynamiikkamallin liitospisteiden suhteen. Hurtyin alkuperäisessä menetelmässä tiivistykseen käytettiin kolmea eri moodisarjaa:

- Jäykän kappaleen moodeja eli avaruudellisia translaatioita ja rotaatioita
- Kiinnitettyjen liitosten normaalimoodeja, joissa haetaan karakteristisen polynomin ominasarvot liitävapausasteet sidottuna
- Liitävapausasteita, joissa kuhunkin liitävapausasteeseen kohdistetaan yksikkösiirtymä pitäen muut liitävapausasteet paikallaan.

Craig ja Bampton huomasivat, että jäykän kappaleen vapausasteet ovat lopullisen muun-



**Kuva 3.8.** Yksinkertaisen palkin moodien superpositio

noksen kannalta redundantteja, sillä kaikki niiden informaatio saadaan esitettyä liitännämoodien avulla. Käytännössä CB-menetelmässä normaalimoodien superpositiona kuvataan kappaleen deformaatiotila ja liitännämoodien avulla täsmätään superelementin liitossolmujen siirtymät ympäröivään rakenteeseen. Craig-Bampton -menetelmää kutsutaan myös kiinnitettyjen liitosten värähtelymuotosynteesiksi käytetyn liitännämoodisarjan vuoksi. [13]

Värähtelymuotosynteesiin perustuvat dynaamiset tiivistysmenetelmät, kuten Craig-Bampton -menetelmä, perustuvat yhtälön 3.11 kaltaiseen koordinaatistomuunnokseen

$$\mathbf{u} = \Psi \mathbf{p}, \quad (3.19)$$

jossa  $n$ -ulotteisen avaruuden vapausasteiden siirtymävektori  $\mathbf{u}$  kuvataan värähtelymuotojen synteesimatriisin  $\Psi$  ja sitä vastaavien modaalikoordinaattien  $\mathbf{p}$  avulla [14]. Todellisuudessa modaalikoordinaatisto on useimmiten supistettu ja se ei ole dimensioiltaan yhteneväinen alkuperäisten vapausasteiden kanssa, joten yhtälö 3.19 on Ritz-approksimaatio todellisesta siirtymävektorista. [8] [10]

Kuten mainittu, Craig-Bampton -menetelmä perustuu osakappaleen jakamiseen sisäisiin ja liitännävapausasteisiin. Matemaattisesti tämä tarkoittaa sitä, että yhtälö 3.3 esitetään kahden vapausasteen suhteen

$$\begin{bmatrix} \mathbf{m}_{mm} & \mathbf{m}_{ms} \\ \mathbf{m}_{sm} & \mathbf{m}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_m \\ \ddot{\mathbf{u}}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{c}_{mm} & \mathbf{c}_{ms} \\ \mathbf{c}_{sm} & \mathbf{c}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_m \\ \dot{\mathbf{u}}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{mm} & \mathbf{k}_{ms} \\ \mathbf{k}_{sm} & \mathbf{k}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_m \\ \mathbf{f}_s \end{Bmatrix}, \quad (3.20)$$

jossa alaindeksillä  $m$  kuvataan liitöntävapausasteita ja alaindeksillä  $s$  sisäisiä vapausasteita. Tällöin siirtymävektori  $\mathbf{u}$  voidaan esittää muodossa

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{Bmatrix} = \Psi_{CB} \begin{Bmatrix} \mathbf{p}_m \\ \mathbf{p}_s \end{Bmatrix}, \quad (3.21)$$

jossa  $\mathbf{p}$  on sarja modaalikoordinaatteja ja  $\Psi_{CB}$  normaali- ja liitosmoodeista koostuva Craig-Bampton käännoismatriisi. Craig-Bampton -menetelmää käytettäessä  $\mathbf{p}_m = \mathbf{u}_m$ . [15] [10]

Normaalimoodit saadaan yhtälöä 3.8 vastaavalla tavalla, mutta käsitellen vain sisäisiä vapausasteita

$$\mathbf{U}_{sr}(\mathbf{k}_{ss} - \omega_r^2 \mathbf{m}_{ss}) = 0, \quad (3.22)$$

josta ratkaistaan ominaisarvot  $\omega_r^2$  ja -vektorit  $\mathbf{U}_{sr}$ ,  $r = 1, 2, \dots, n$ . Ominaisvektorit massanormeerataan yhtälön 3.10 mukaisesti moodimassaan yksi, jolloin saadaan kiinnitettyjen liitosten normaalimoodit  $[\phi_{s_1} \phi_{s_2} \dots \phi_{s_n}]$ . Käytännössä ratkaistujen ominaisarvojen lukumäärä  $N$  on huomattavasti pienempi kuin alkuperäisen mallin vapausasteiden lukumäärä  $n$ . Käytetyistä moodeista koostuva normaalimoodimatriisi

$$\Phi_{sk} = [\phi_{s_1} \phi_{s_2} \dots \phi_{s_N}] \quad (3.23)$$

sisältää vain  $N$  kappaletta ominaismuotoja. Tästä voidaan kasvattaa nollia lisäämällä dimensioiltaan alkuperäisiä vapausasteita vastaava normaalimoodimatriisi [15]

$$\Phi_N = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi_{sk} \end{bmatrix}. \quad (3.24)$$

Craig-Bampton -menetelmässä liitöntämoodit kuvaavat rakenteen staattista vastetta tilanteessa, jossa kullekin liitöntävapausasteelle määritetään yksikkösiirtymä pitäen muut liitöntävapausasteet paikoillaan. Ne määritetään yhtälön 3.20 jäykkyysmatriisin avulla

$$\begin{bmatrix} \mathbf{k}_{mm} & \mathbf{k}_{ms} \\ \mathbf{k}_{sm} & \mathbf{k}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{mm} \\ \Psi_{sm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{mm} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad (3.25)$$

jossa  $\Psi_{sm}$  kuvaa liitöntämoodit ja  $\mathbf{R}_{mm}$  yksikkösiirtymiä  $\mathbf{I}_{mm}$  vastaavat reaktiivoimat liitöntävapausasteilla. Tästä yhtälöstä voidaan ratkaista liitöntämoodit

$$\Psi_{sm} = -\mathbf{k}_{ss}^{-1} \mathbf{k}_{sm}. \quad (3.26)$$

Täten saadaan liitöntämoodimatriisi [15]

$$\Psi_C = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{mm} \\ \Psi_{sm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{mm} \\ -\mathbf{k}_{ss}^{-1} \mathbf{k}_{sm} \end{bmatrix}. \quad (3.27)$$



Nyt yhtälöiden 3.24 ja 3.27 matriiseista voidaan koostaa koko Craig-Bampton käänös-  
matriisi

$$\Psi_{CB} = \begin{bmatrix} \Psi_C & \Phi_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{mm} & \mathbf{0} \\ \Psi_{sm} & \Phi_{sk} \end{bmatrix}, \quad (3.28)$$

jonka avulla voidaan suorittaa yhtälön 3.21 koordinaatistomuunnos.

Täten on mahdollista ilmaista liikeyhtälö 3.3 redusoidussa modaalikoordinaatistossa mo-  
dien superpositioperiaatteen yhtälön 3.13 tapaan

$$\Psi_{CB}^\top \mathbf{m} \Psi_{CB} \ddot{\mathbf{p}} + \Psi_{CB}^\top \mathbf{c} \Psi_{CB} \dot{\mathbf{p}} + \Psi_{CB}^\top \mathbf{k} \Psi_{CB} \mathbf{p} = \Psi_{CB}^\top \mathbf{f}, \quad (3.29)$$

jossa

$$\Psi_{CB}^\top \mathbf{m} \Psi_{CB} = \hat{\mathbf{M}} \text{ on redusoitu massamatriisi}$$

$$\Psi_{CB}^\top \mathbf{c} \Psi_{CB} = \hat{\mathbf{C}} \text{ on redusoitu vaimennusmatriisi}$$

$$\Psi_{CB}^\top \mathbf{k} \Psi_{CB} = \hat{\mathbf{K}} \text{ on redusoitu jäykkymatriisi}$$

$$\Phi^\top \mathbf{f} = \hat{\mathbf{F}} \text{ on redusoitu voimavektori. [8]}$$

Redusoidut matriisit ja redusoitu voimavektori voidaan esittää seuraavasti

$$\hat{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{mm} + \mathbf{m}_{ms} \Psi_{sm} + \Psi_{sm}^\top [\mathbf{m}_{sm} + \mathbf{m}_{ss} \Psi_{sm}] & [\mathbf{m}_{ms} + \Psi_{sm}^\top \mathbf{m}_{ss}] \Phi_{sk} \\ \Phi_{sk}^\top [\mathbf{m}_{sm} + \mathbf{m}_{ss} \Psi_{sm}] & I_{mm} \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

$$\hat{\mathbf{C}} = \begin{bmatrix} \mathbf{c}_{mm} + \mathbf{c}_{ms} \Psi_{sm} + \Psi_{sm}^\top [\mathbf{c}_{sm} + \mathbf{c}_{ss} \Psi_{sm}] & [\mathbf{c}_{ms} + \Psi_{sm}^\top \mathbf{c}_{ss}] \Phi_{sk} \\ \Phi_{sk}^\top [\mathbf{c}_{sm} + \mathbf{c}_{ss} \Psi_{sm}] & \Phi_{sk}^\top \mathbf{c}_{ss} \Phi_{sk} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

$$\hat{\mathbf{K}} = \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{mm} + \mathbf{k}_{ms} \Psi_{sm} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Lambda \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

$$\hat{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_m + \Psi_{sm}^\top \mathbf{f}_s \\ \Phi_{sk}^\top \mathbf{f}_s \end{bmatrix}. \quad (3.33)$$

Redusoidussa jäykkymatriisissa esiintyvä  $\Lambda$  on diagonaalimatriisi yhtälön 3.22 ominai-  
sarvoista. [15]

## 4 JÄNNITYSPALAUTUS

Jännityspalautus tarkoittaa superelementiksi tiivistetyn kappaleen dynaamisen jännitystilän määritystä. Dynaaminen tiivistys keventää dynamiikkalaskentaa huomattavasti, mutta samalla kappaleen elementtitason resoluutio menetetään. Eri palautusmenetelmien avulla pyritään tuomaan redusoidun dynamiikkamallin tuloksista deformaatiotieto takaisin FE-malliin siten, että halutun ajanhetken jännitystilanne voidaan määrittää jälleen FE-mallin verkon tarkkuudella. [11]

Tässä työssä keskitytään kampiakselin jännitystilän selvittämiseen ANSYSissä FEV Virtual engine -ohjelmiston tulosten perusteella. Työn tavoitteena on kehittää toimiva ja käytännöllinen jännityspalautusmenetelmä näiden kahden ohjelmiston välille. Käytännössä palautusmenetelmä ja vaaditut muutokset dynaamisen tiivistyksen suorittavaan makroon koodataan Ansys Parametric Design Language:lla (APDL) ANSYSiin.

### 4.1 Palautusmenetelmät

Jännityspalautukseen vaadittu tieto voidaan siirtää CMS-tiivistetystä mallista kolmella tavalla:

- modaalikoordinaatteina
- elementtiverkon solmujen siirtyminä
- superelementin liitossolmuihin kohdistuvina voimina tai siirtyminä.

FEV Virtual Engine rajoittaa palautusmenetelmän kahteen ensimmäiseen vaihtoehtoon. Lisäksi pelkkiin superelementin liitossolmujen suureisiin perustuva palautus on dynaamisessa kuormituksessa epätarkempi, sillä sen avulla voidaan huomioida vain liitossolmujen deformaatiosta johtuva jännitystila. Tällöin kappaleen sisäisten hitausmomenttien ja kiihtyvyyksien aiheuttamat jännitykset voivat jäädä huomiotta, mikäli kyseinen kappaleen osa ei sisällä liitossolmua joka ilmaisisi sen siirtymän. [11]

Ensimmäisenä dynamiikkamallista tulee selvittää suurinta kuormitusamplitudia vastaavat ajanhetket. Sylinteripaineen ja massavoimien aiheuttamat muodonmuutokset ovat mahdollista nähdä esimerkiksi kammenpolven aukeamasta/supistumasta eli runkolaakerien välimatkastasta. Virtual Enginessä on mahdollista rakentaa dynamiikkamallin liitossolmujen välille mittausfunktioita. Runkolaakereiden välisellä mittauksella voidaan täten löytää

suurinta ja pienintä etäisyyttä vastaavien kuormituspisteiden ajanhetket, joista saadaan jännitysamplitudin yhden syklin ääripisteet.

#### 4.1.1 Modaalinen jännityspalautus

Kuten mainittu, modaalinen jännityspalautus perustuu dynaamisesti tiivistetyn mallin deformaation esittämiseen modaalikoordinaatteina  $p$  yhtälöstä 3.19. Massa- ja jäykkyyssmatriisien tapaan myös jännitykset voidaan esittää modaalisena jännitysmatriisina  $\hat{S}$  seuraavasti [16]

$$\hat{S} = EB\Psi_{CB}, \quad (4.1)$$

jossa  $E$  on jännitys-venymä -suhde (materiaaliominaisuus) ja  $B$  elementtimenetelmän tuottama funktiomatriisi, joka yhdistää elementtien venymät solmujen siirtymiin. Modaalisesta jännitysmatriisista saadaan kappaleen jännitysvektori  $\sigma$  kertomalla sitä modaalikoordinaateilla [16]

$$\sigma = \hat{S}p. \quad (4.2)$$

Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että kullakin modaalikoordinaatilla  $p_N$  kerrotaan sitä vastaavaa tiivistyksessä käytettyä moodia. Kerrotuista moodeista summataan yksi superpositionmoodi, joka sisältää jännityspalautuksen tuloksen. Virtual Enginestä saa vietyä dynamiikkamallin joustavan kappaleen deformaatio-tilan .dat-tekstiedostomuodossa, joka sisältää kullakin rivillä ensin simulaation ajanhetken ja  $N$  kappaletta vastaavia modaalikoordinaatteja. Deformaation sisältävä tulostiedosto on täten seuraavaa muotoa:

$$\begin{bmatrix} t = 0 & p_1 & p_2 & p_3 & p_4 & \cdots & p_N \\ t = 1 & p_1 & p_2 & p_3 & p_4 & \cdots & p_N \\ t = 2 & p_1 & p_2 & p_3 & p_4 & \cdots & p_N \\ \vdots & & & & & & \end{bmatrix}$$

Modaalista jännityspalautusta varten ANSYSissä tulee olla tarkalleen sama moodianalyysin tulostiedosto, jolla joustavan kappaleen MNF on ennen dynamiikkalaskentaa luotu. Työn alussa tämä osoittautui haastavaksi, sillä MNF:n luontiin ANSYSissä käytettävä ADAMS.MAC-makro on kirjoitettu siten, että se poistaa analyysin lopuksi kaikki tuottamansa tiedostot itse MNF:ää lukuunottamatta. Toinen makron muokkausta vaativa kohta liittyy CMS-moodianalyysin tulostiedoston jännitystulosten laskemiseen. Jännityspalautusta varten modaalianalyysin tulostiedostossa, josta MNF kirjoitetaan, tulisi olla kunkin moodin jännitystulos mukana. Makron voi määrittää sisällyttämään MNF:ään myös jännitystuloksen, jolloin jännitystulos ratkaistaan CMS-laskennan yhteydessä. Tarkempien FE-mallien MNF:ien tiedostokoot kasvavat kuitenkin satoihin gigatavuihin jo ilman jännitystietoa, joten sen kirjoittaminen itse MNF:ään on tarpeellista lakkauttaa.

Muutokset suoritettiin lisäämällä makrolle kaksi uutta argumenttia. Ensimmäinen keepFiles-

argumentti arvolla 1 lakkauttaa koodin lopussa tapahtuvan tiedostojen poistamisosuuden, jolloin jännityspalautuksessa vaadittu genCMS.rst-tulostiedosto jää ratkaisukansioon. Toinen MNFstr-argumentti arvolla 1 määrittää MNF:n kirjoittavan MNFLib.dll-kirjaston syöteen siten, että aiemmin laskettua jännitystulosta ei kirjoiteta MNF:ään. Muokattu makro on esitetty liitteessä A.

Yllä mainittujen muutosten jälkeen ADAMS.MAC-makrolla voidaan tuottaa MNF, jonka tiivistämisestä syntyneeseen genCMS.rst-tulostiedostoon on mahdollista suorittaa jännityspalautus. Kappaleen 3 mukaisesti MNF liitetään tässä kohtaa dynamiikkamalliin, jossa suoritetaan haluttu analyysi. Dynamiikkalaskennan jälkeen Virtual Enginestä viedään jännitysamplitudin ääripisteet sisältävä aikaväli .dat-tiedostoon.

Tästä tiedostosta taulukkolaskentaohjelmistoa (esim. Excel) käyttäen valitaan ääripisteitä vastaavat modaalikoordinaattirivit, jotka transponoidaan ja tallennetaan omiin tekstitiedostoihinsa. Kirjoitin ANSYSiin APDL-koodin (liite B), joka

- valitsee analyysin tiedostonimeksi genCMS ja jatkaa genCMS.db-tietokannasta jälkiprosessoriin (rivit 2-4)
- lukee luodusta tekstitiedostosta rivi kerrallaan \_NMODES kappaletta modaalikoordinaatteja ja tallentaa ne array-muotoiseen tietokantaan (8-10)
- nolaa kuormitusoperaatiot varmuuden vuoksi (12-13)
- lukee genCM.rst-tiedostosta 7. moodin\* ja asettaa sen ensimmäiseksi kuormitusaskeleeksi (15)
- kertoo kuormitusaskeleen sitä vastaavalla modaalikoordinaatilla (16)
- kirjoittaa tuloksen takaisin kuormitusaskeleeseen (17)
- toistaa kolme yllämainittua toimintoa kaikille moodeille, lisäten tuloksen aina kuormitusaskeleeseen (19-24)
- kirjoittaa kuormitusaskeleen uuteen .rst-tiedostoon. (26)

\*Käytetystä tiivistysmenetelmästä johtuen kuusi ensimmäistä moodia ovat kappaleen avaruudelliset translaatiot ja rotaatiot, minkä vuoksi niiden modaalikoordinaatti on automaattisesti nolla ja ne voidaan jättää superpositiossa huomiotta.

Tämä koodi ajetaan halutulle määrälle modaalikoordinaatit sisältäviä tekstitiedostoja pitäen tulostiedoston nimi samana. Tämä tuottaa tulostiedoston, joka sisältää jännitystuloksen jokaiselle modaalikoordinaattisarjalle. Tulostiedostossa kukin kuormitustilanne näkyy omana moodinaan. Näistä on mahdollista tarkastella akselin jännitys- ja muodonmuutos-tilaa täydellä elementtiverkon tarkkuudella.

## 4.1.2 Solmusiirtymien jännityspalautus

Solmujen siirtymiin perustuva jännityspalautus on toteutukseltaan suoraviivaisempi. Siinä siirtymävektori  $u$  lasketaan jo dynamiikkaohjelmistossa käännoismatriisin  $\Psi_{CB}$  ja mo-

daalikoordinaattien  $p$  avulla yhtälöstä 3.21. Saadut solmusiirtymät viedään statiikkaohjelmistoon, joka ratkaisee kappaleen jännitysvektorin annetuilla siirtymillä seuraavasti [16]

$$\sigma = EBu. \quad (4.3)$$

Virtual Enginestä saa vietyä joustavan kappaleen muodonmuutoksen sen solmujen siirtyminä halutulle aikavälille. Tällöin ohjelma tuottaa tiedoston, jossa kaikille simulaatiosta halutuille ajanhetkille on  $4 * x$  -kokoinen matriisi, jossa  $x$  on verkon solmujen lukumäärä. Matriisi sisältää ensimmäisessä sarakkeessa solmunumeron ( $ID$ ) ja kolmessa seuraavassa sarakkeessa kunkin koordinaattiakselin mukaisen siirtymän kyseiselle solmulle  $(u_x, u_y, u_z)$ . Solmusiirtymien tulostiedoston rakenne on seuraava:

$$t = 0$$

$$\begin{bmatrix} ID_1 & u_x & u_y & u_z \\ ID_2 & u_x & u_y & u_z \\ ID_3 & u_x & u_y & u_z \\ \vdots & & & \\ ID_x & u_x & u_y & u_z \end{bmatrix}$$

$$t = 1$$

$$\begin{bmatrix} ID_1 & u_x & u_y & u_z \\ ID_2 & u_x & u_y & u_z \\ ID_3 & u_x & u_y & u_z \\ \vdots & & & \\ ID_x & u_x & u_y & u_z \end{bmatrix}$$

$$t = 2$$

$$\begin{bmatrix} ID_1 & u_x & u_y & u_z \\ ID_2 & u_x & u_y & u_z \\ ID_3 & u_x & u_y & u_z \\ \vdots & & & \\ ID_x & u_x & u_y & u_z \end{bmatrix}$$

$$\vdots$$

Näistä valitaan jännityspalautettavat ajanhetket ja ne tallennetaan tekstitiedostoiksi, jotka

sisältävät vain itse matriisin pilkuilla erotetussa muodossa. Kirjoitin APDL-koodin (liite C), joka lukee tällaisen tiedoston (rivit 3-5), määrittää sen perusteella solmuille vapausasteiden siirtymät (rivit 8-12) ja lopuksi ratkaisee FEM-mallin annetuilla siirtymillä. Myös tämän menetelmän avulla on mahdollista koostaa useampi jännitystilanne samaan tulostiedostoon. Tällöin koodi ajetaan kutakin ajanhetkeä vastaavalle solmumatriisille, määrittäen jokaiselle jännitystilalle oma aika-askel  $y$  komennolla `TIME, y`.

## 4.2 Toteutustapojen erot

Merkittävin ero modaalisen ja solmusiirtymiin perustuvan jännityspalautusmenetelmän välillä on laskennassa. Modaalisen jännityspalautuksen tulos on ratkaistu jo dynaamisen tiivistyksen yhteydessä ja palautus koostuu tiivistyksessä käytettyjen moodien superposition muodostamisesta oikeilla modaalikoordinaateilla. Solmusiirtymien menetelmä taas edellyttää kunkin palautettavan jännitystilan ratkaisemista jälkikäteen FE-mallissa. Tästä syystä itse modaalinen jännityspalautus on nopeampi toteuttaa suurille malleille. [16]

Laskennan yksinkertaisuuden vastapainoksi modaalista jännityspalautusta varten täytyy säilyttää ja käsitellä dynaamisen tiivistyksen tulostiedostoja, jotka voivat tämän hetken mallien tarkkuudella olla satojen gigatavujen kokoisia. Solmusiirtymiin perustuvalla menetelmälle riittää pelkkä verkotettu malli, jonka tiedostokoko on suurimmillaankin vain satoja megatavuja.

Modaalikoordinaattien ollessa vielä tiivistetyssä muodossa ( $n_{DoF} = N$ ), niiden vieminen Virtual Enginestä pidemmällekin aikavälille on nopea prosessi. Tällöin on mahdollista viedä esimerkiksi kokonainen työkierto ( $\theta = 720^\circ$ ) ja valita taulukkolaskentaohjelmistolla myöhemmin kiinnostavien kuormituspisteiden modaalikoordinaatit. Solmusiirtymien vieminen on hitaampaa, sillä  $n_{DoF} = n$  ja siirtymät pitää laskea käänösmatriisin avulla modaalikoordinaateista. Tämän vuoksi siirtymien vienti kuluttaa huomattavasti enemmän aikaa Virtual Enginen puolella ja niistä kannattaa viedä vain valmiiksi kiinnostavat ajanhetket.

## 5 TULOKSET

Työssä ANSYSin ja Virtual Enginen välille toteutetut jännityspalautusmenetelmät ovat yleisesti tunnettuja ja käytössä muiden ohjelmistojen kanssa. [6] Tästä syystä niiden toimivuus voidaan varmistaa suhteellisen yksinkertaisilla esimerkeillä. Tämän kappaleen tarkoituksena on tutkia ja varmentaa toteutettujen menetelmien toimivuus tapaustutkimusmenetelmällä.

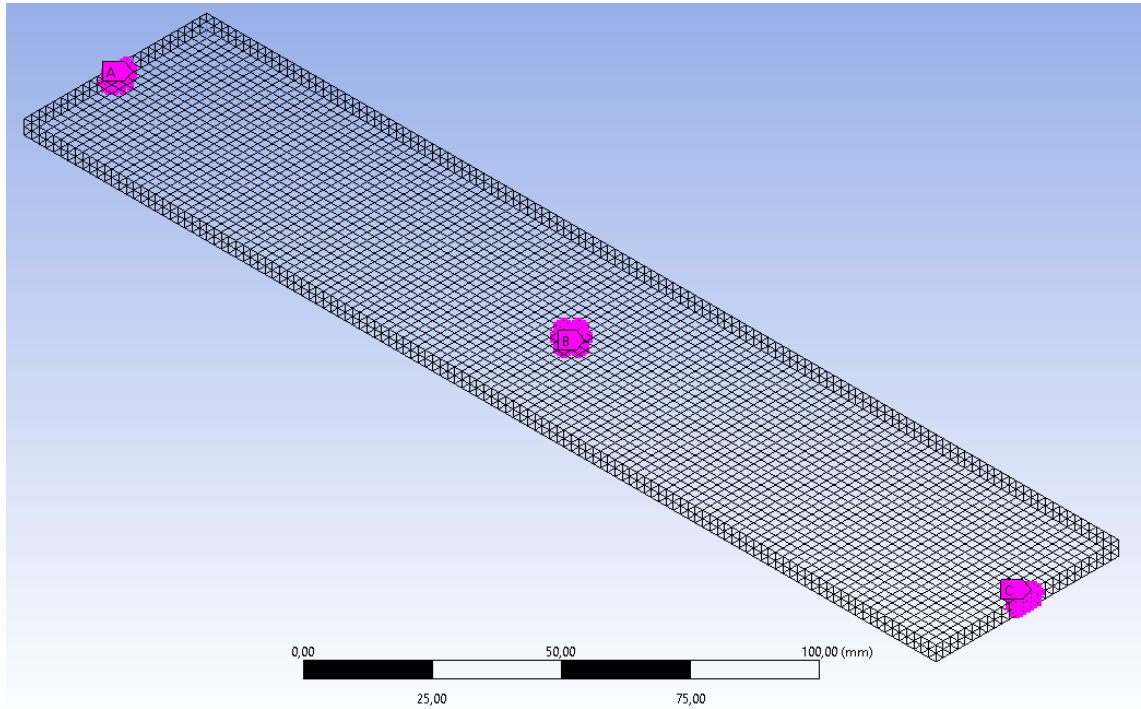
### 5.1 Palkkimalli

Ensimmäinen tutkittava kappale on kuvan 5.1 mukainen yksinkertainen palkkimalli, jonka kuormituksen dynamiikkamallissa käytetään hitaasti nousevaa pistekuormaa. Kuormitus tilanne on valittu siten, että dynaamiset ilmiöt kuten värähtely eivät vaikuta kappaleeseen merkittävästi. Täten mallista palautettavalle jännitystulokselle on mahdollista laskea vertailuarvo suoraan FEM-ratkaisijalla ANSYSissä.

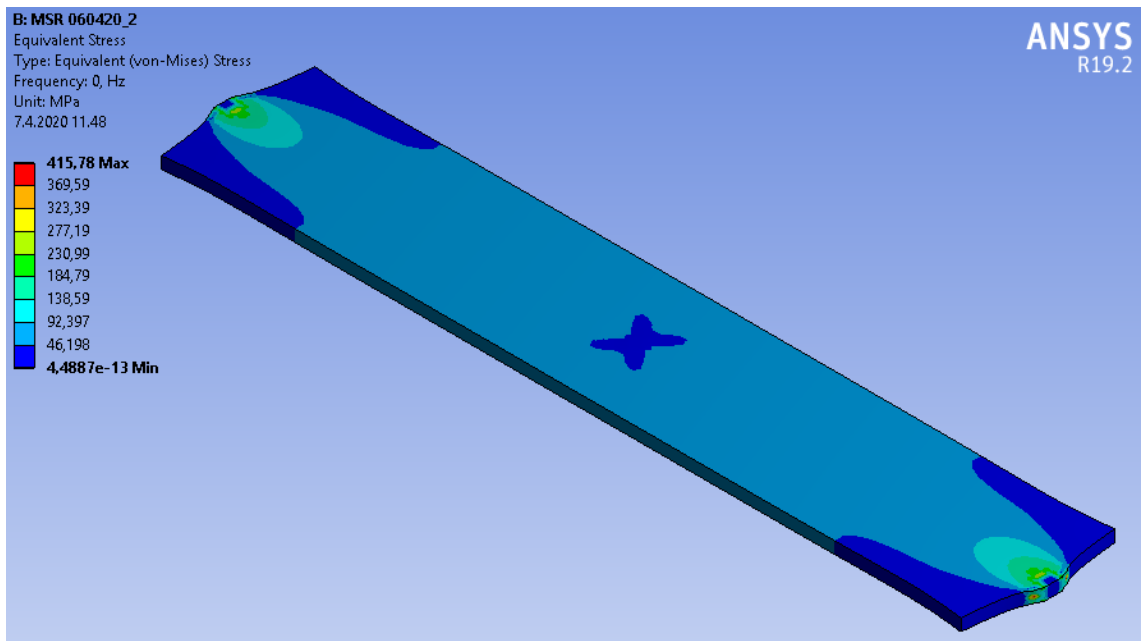
Kappaleen mitat ovat  $250 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ . Kappale verkotettiin kvadraattisilla  $2 \text{ mm}$  kuutioelementeillä, jolloin nurkkien lisäksi kuutioiden särmillä on solmupisteet. Superelementin liitossolmut sidottiin kuvan 5.1 mukaisesti elementtiverkkoon. Verkotus ja liitossolmujen sidonta tehtiin melko karkeasti, sillä mallilla pyrittiin nopeisiin laskenta-aikoihin. Elementtiverkon hienoudella ei ole tässä tapauksessa juuri merkitystä, sillä tavoitteena on vain saada sama tulos MBS-laskennalla ja jännityspalautuksella kuin suoralla FEM-ratkaisijalla. Elementtiverkon resoluution tulee kuitenkin riittää kuvaamaan tiivistyksessä käytetyt moodit riittävällä tarkkuudella ilman, että yksittäisen elementin matkalla esiintyy liian suurta muodonmuutosta. Tämä voi rajoittaa elementtien suurinta kokoa otettaessa tiivistykseen mukaan korkeataajuuksisia moodeja. Mikäli laskennassa yritetään huomioida liian korkeataajuuksisia moodeja elementtiverkon resoluutioon nähden, laskennan tarkkuus kärsii tai pahimmillaan moodeissa voidaan huomata laskostumisilmiön kaltaisia ongelmia. [17]

ADAMSissa rakennettiin vastaava dynamiikkamalli, johon palkista 50 normaalimoodin ja 18 liitäntämoodin avulla tiivistetty MNF vietiin. Kuormitus asetettiin kahden sekunnin aikana nousevalla askelfunktiolla ja kappaleen jännitystila vietiin simulaation ajanhetkeltä  $t = 3 \text{ s}$ . ADAMS tukee ainoastaan modaalikoordinaattien viemistä, joten palkkimallin jännityspalautus on suoritettu ainoastaan modaalikoordinaatein.

Ensimmäinen kuormitus on palkin päätyjen liitossolmuihin kohdistuva  $10 \text{ kN}$  aksiaalinen



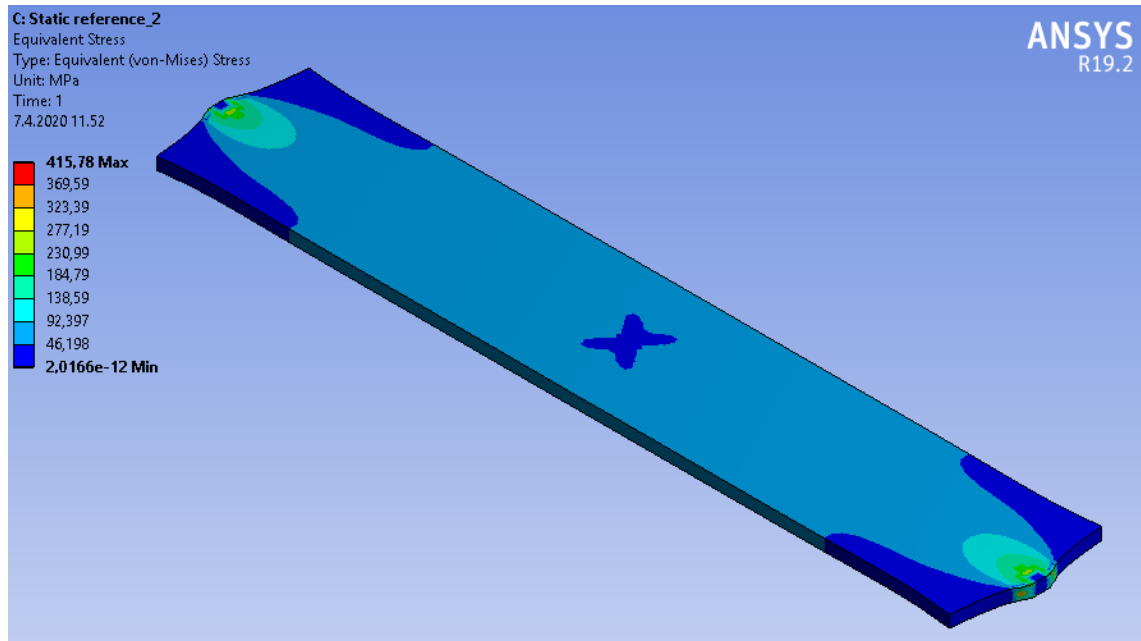
**Kuva 5.1.** Palkkimallin FEM-ratkaisussa ja dynaamisessa tiivistyksessä käytetty elementtiverkko sekä dynamiikkamallin liitossolmujen sidonta verkkoon



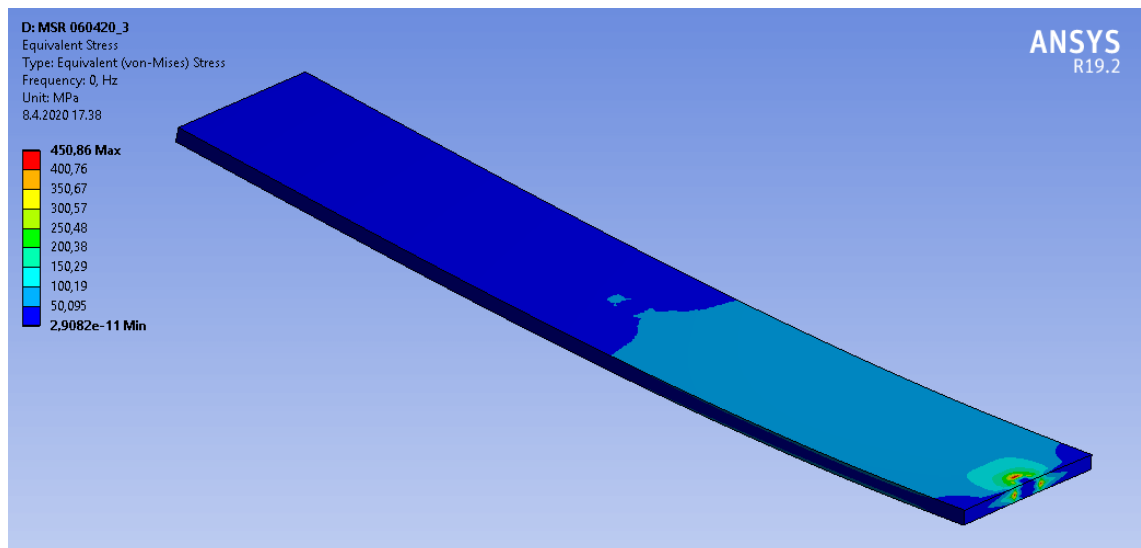
**Kuva 5.2.** Palkkimallin jännityspalautuksen tulos, aksiaalinen veto

veto. Kuvassa 5.2 on tämän kuormitusilanteen modaalisen jännityspalautuksen tulos ja kuvassa 5.3 vastaava FE-laskettu jännitystulos. Toinen kuormitus on palkin taivutustila 50 N kuormalla. Toisen päädyn liitossolmu sidottiin paikoilleen ja toisen pään liitossolmuun kohdistettiin kuormitus palkin pienimmän taivutusvastuksen suuntaan. Kuvassa 5.4 on tämän kuormitusilanteen modaalisen jännityspalautuksen tulos ja kuvassa 5.5 vastaava FE-laskettu jännitystulos.





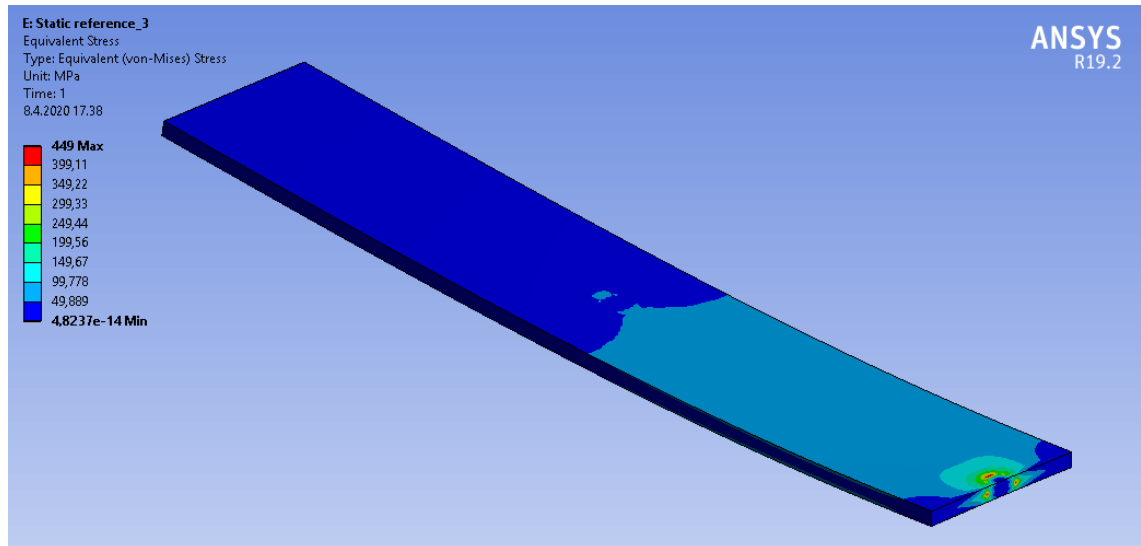
**Kuva 5.3.** Palkkimallin elementtimenetelmällä laskettu tulos, aksiaalinen veto



**Kuva 5.4.** Palkkimallin jännityspalautuksen tulos, taivutus

Tuloksista huomataan, että yksinkertaisen aksiaalisen jännitystilän CMS-menetelmällä laskettu ja modaalisesti jännityspalautettu tulos on tällä tarkkuudella identtinen elementtimenetelmän tuloksen kanssa. Palkin taipumatilanteessa CMS-menetelmästä jännityspalautettu huippujännitys 450,86 MPa poikkeaa FE-menetelmän tuloksesta 449 MPa vain n. 0,4 %. Kaikkien tulosten keskellä näkyy RBE2-elementtityypistä johtuvan sidonnan aiheuttama jäykistymä. Palkkien päissä näkyy myös jännityskeskittymät voiman välittävän sidonnan reunoilla. Näiden tulosten perusteella voidaan olettaa, että modaalin jännityspalautusmenetelmä toimii.

Elementtimenetelmällä ratkaistuissa ja dynaamisen tiivistyksen kautta siirrettyjen joustavien kappaleiden MBS-lasketuissa jännitystuloksissa on todennäköisesti aina pieniä



**Kuva 5.5.** Palkkimallin elementtimenetelmällä laskettu tulos, taivutus

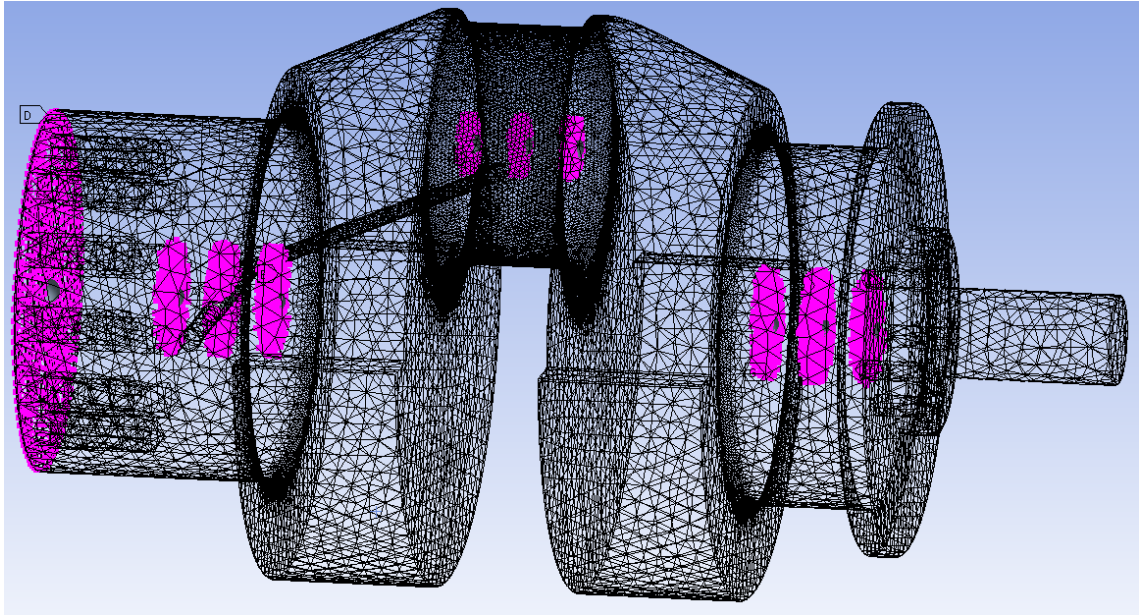
eroavaisuuksia. Tämä johtuu siitä, että dynaaminen tiivistäminen aluksi redusoi mallia ja lopullinen elementtikohtainen tulos saadaan moodien superpositiona, kun elementtimenetelmällä puolestaan ratkaistaan suoraan verkon jokaisen elementin tarkka jännitystila. Lisäksi elementtimenetelmällä voimien ja tukien sijoittelu on mahdollista mihin tahansa verkon pisteeseen, kun redusoidussa CMS-mallissa se on mahdollista vain superelementin liitospisteisiin.

## 5.2 Tutkimusmoottorin kampiakseli

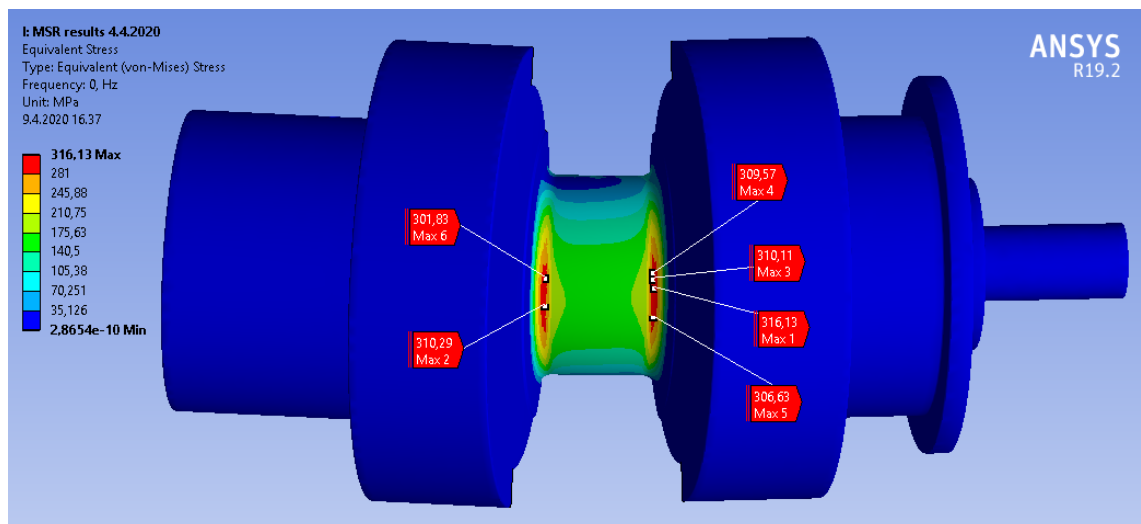
Toinen tutkittava tapaus on tutkimusmoottorin kuvan 2.3 kampiakselin dynaaminen kuormitustilanne 1400 rpm nopeudella. Tämä vastaa moottorin vääntömomentin maksimipistettä. Kampiakselimalli on dynaamisesti tiivistetty kymmenellä superelementin solmulla, jotka tuottavat 60 liitäntämoodia. Lisäksi mukaan valittiin 50 normaalimoodia, jolloin redusoitujen modaalkoordinaattien määrä  $N$  on yhteensä 110 kpl. Kuvassa 5.6 esitetään käytetty 588 919 solmun kvadraattinen elementtiverkko, jota on tihennetty jännitysten kannalta kriittisen kammentapin alueelta. Kuvasta on myös korostettu vaaleanpunaisella värillä verkon solmut, johon dynamiikkamallin liitospisteet ovat kiinnitetty.

Ennen MNF-tiedoston vientiä dynamiikkamalliin sitä voidaan keventää ADAMS Flex-ohjelmiston MNF Optimizer -työkalulla. Se poistaa MNF-tiedoston verkosta sisäiset solmut ja elementtien särmien solmut, jolloin tiedostoon jää jäljelle lineaarinen kuoriverkko ja superelementin liitossolmut. Tämä pienentää MNF-tiedostoa merkittävästi, mikä nopeuttaa sen käsittelyä Virtual Enginessä. MNF:n optimointi vähensi kampiakselin tapauksessa verkon solmujen lukumäärän 588 919:stä 64 310:aan ja tiedostokoko pieneni 2,94 gigatavuusta 327 megatavuun.

Kampiakselin ensimmäinen kuormitustilanne on kaasunpainevoiman aiheuttaman taipuman maksimi yläkuolokohdan jälkeen. Jännityspalautus suoritettiin nyt sekä modaalkoor-



**Kuva 5.6.** Kampiakselin dynaamisessa tiivistyksessä käytetty elementtiverkko ja dynamiikkamallin liittosolmujen sidonta verkkoon

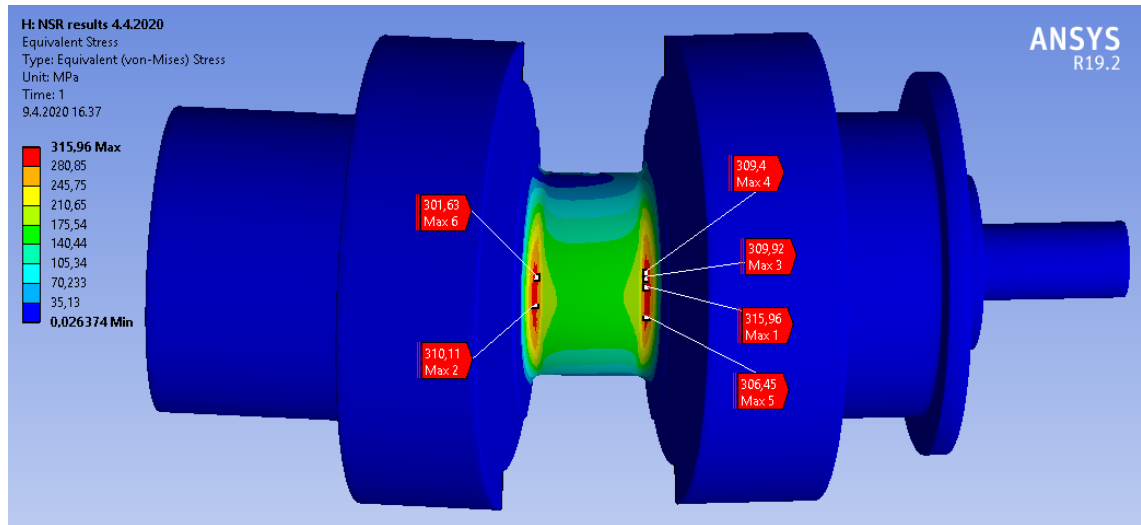


**Kuva 5.7.** Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos, sylinteripaineen kuormitus

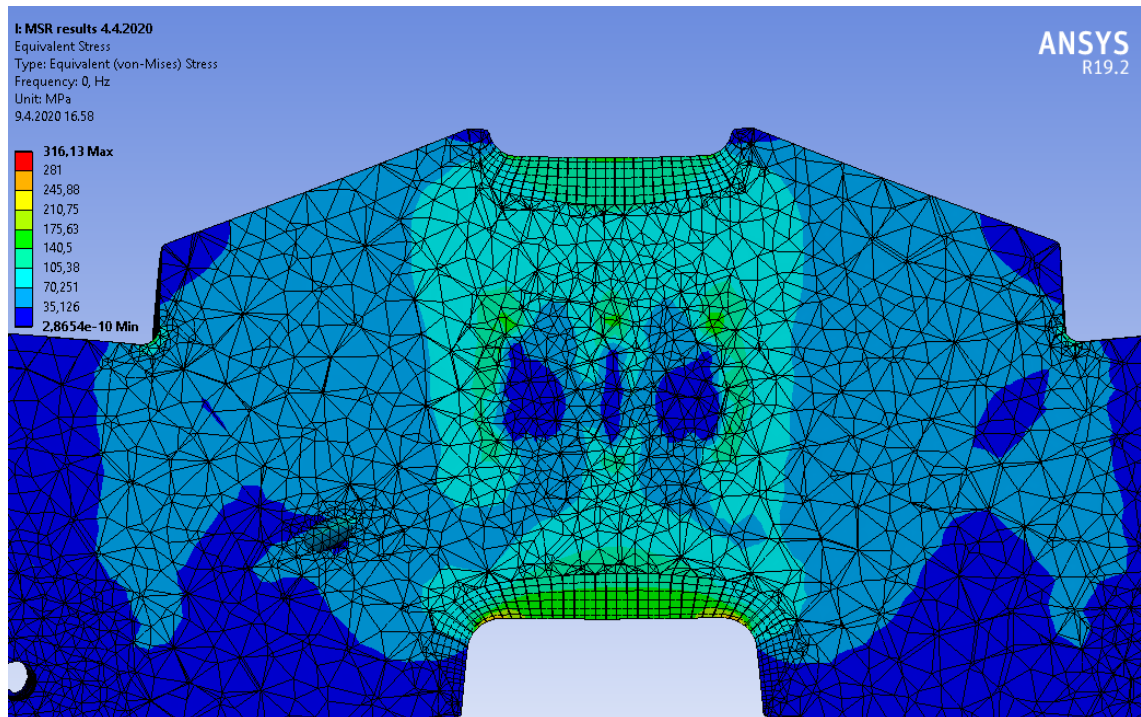
dinaateilla että solmuniirtymillä. Tässä laskennassa käytettiin optimoitua MNF:ää, jolloin palautettavia solmuniirtymiä oli yhteensä 64 320 kappaletta (64 310 kpl verkon solmuja + 10 kpl liittosolmuja). Kuvissa 5.7 - 5.10 esitetään jännityspalautuksen tulokset kaasunpaine kuormituksessa.

Tuloksista voidaan huomata, että menetelmät tuottavat käytännössä identtisen jännitystuloksen, huippujännitysten (316,13 MPa ja 315,96 MPa) eron ollessa noin 0,05 %. Solmuniirtymiin perustuva menetelmä voidaan täten todeta toimivaksi, sillä sen tulokset täsmäävät aiemmin validoituun modaalikoordinaatteihin perustuvaan palautusmenetelmään.

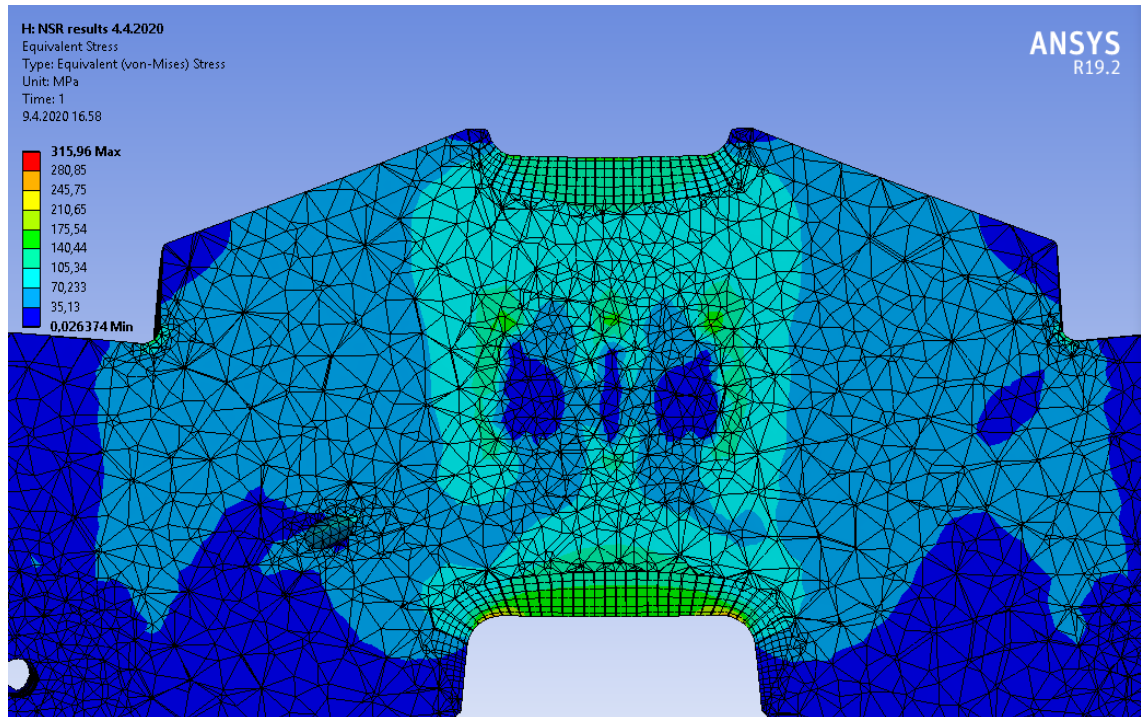
Kampiakselin toinen tutkittu kuormitus tilanne on massa- ja kaasunpainevoimien aiheutta-



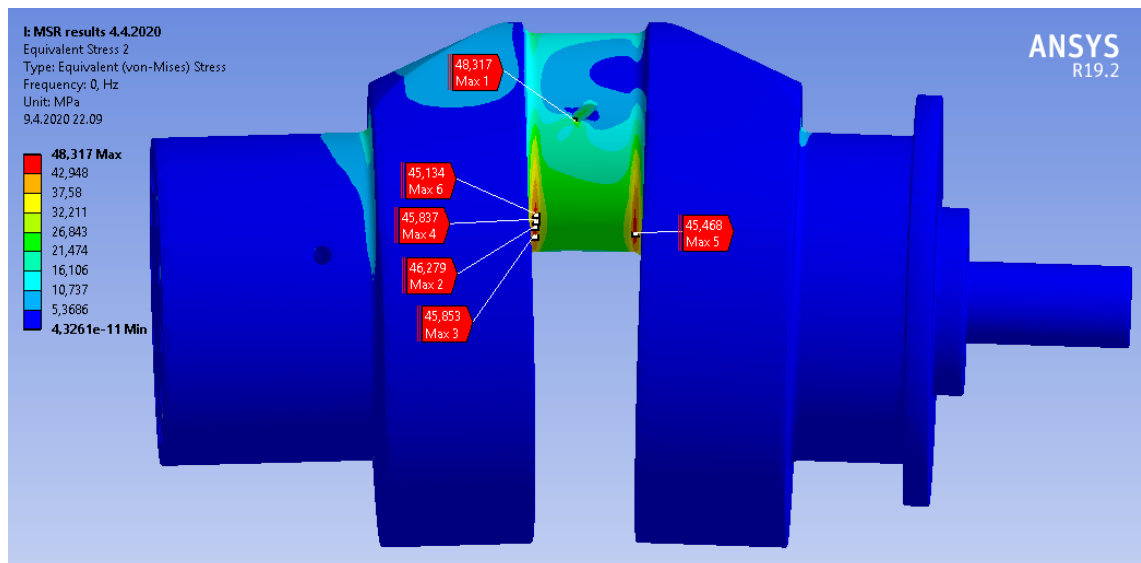
**Kuva 5.8.** Kampiakselin solmushiirtymillä suoritettun jännityspalautuksen tulos, sylinteripaineen kuormitus



**Kuva 5.9.** Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos (poikkileikkaus), sylinteripaineen kuormitus



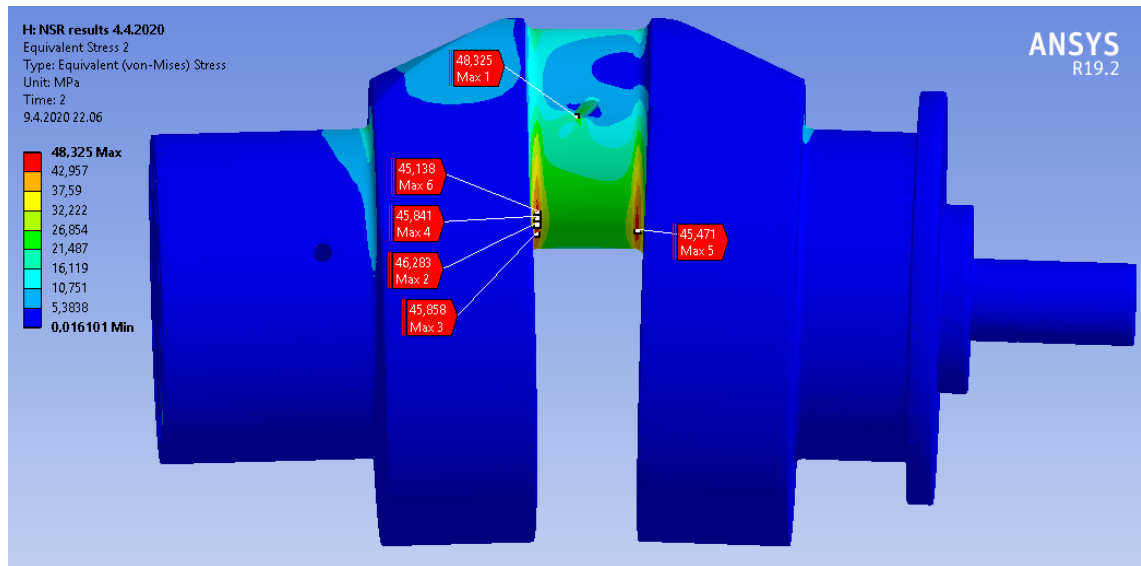
**Kuva 5.10.** Kampiakselin solmuisiirtymillä suoritetun jännityspalautuksen tulos (poikkileikkaus), sylinteripaineen kuormitus



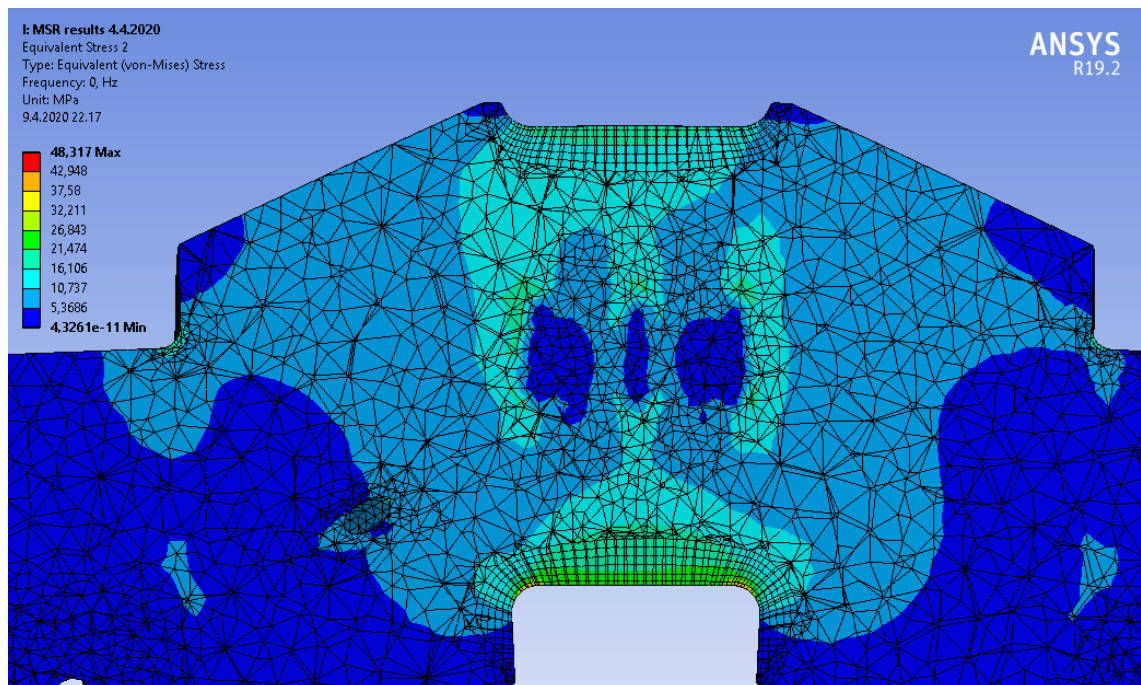
**Kuva 5.11.** Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos, massavoimien kuormitus

ma kammempolven supistuma työtahdin lopussa. Sen jännitystila palautettiin dynamiikkalaskennan tuloksesta vastaavasti molemmilla tavoilla. Jännityspalautuksen tulokset ovat esitetty kuvissa 5.11 - 5.14.

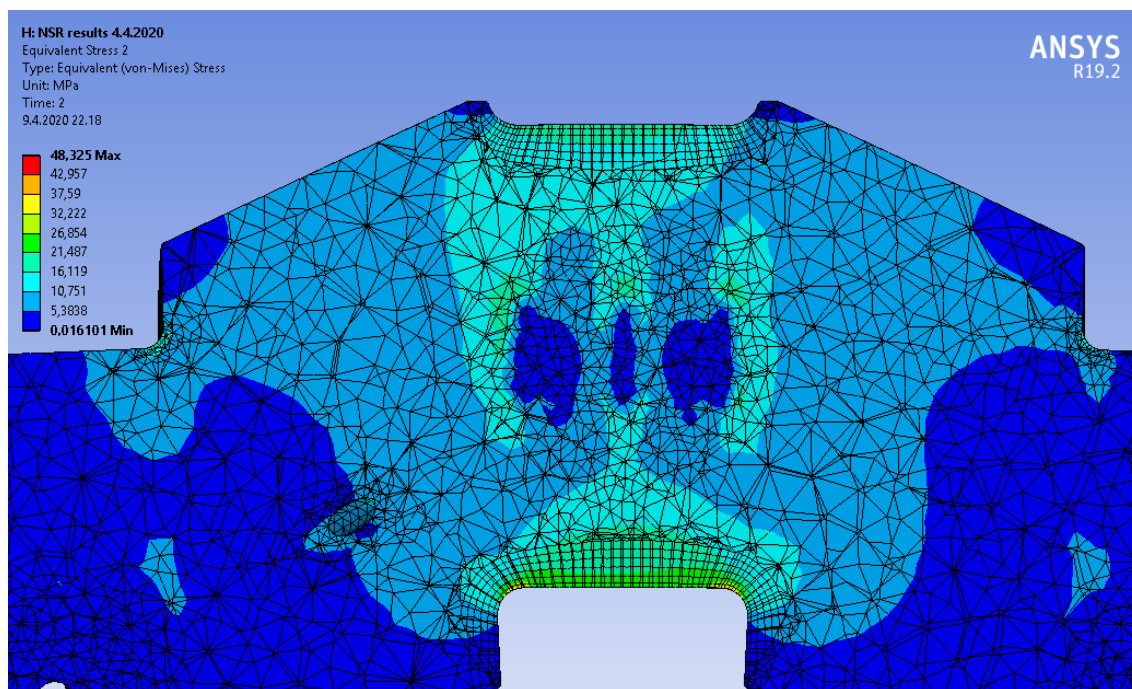
Tuloksista huomataan, että kuormitus- ja jännitystaso on kokonaisuudessaan huomattavasti matalampi työtahdin loppuessa verrattuna sen alkuun. Suhteellisen hidaskäyntisessä työkonemootorissa sylinteripaineen kuormitus siis hallitsee kampikoneiston rasituk-



**Kuva 5.12.** Kampiakselin solmushiirtymillä suoritetun jännityspalautuksen tulos, massa-voimien kuormitus



**Kuva 5.13.** Kampiakselin modaalisen jännityspalautuksen tulos (poikkileikkaus), massa-voimien kuormitus



**Kuva 5.14.** Kampiakselin solmuisiirtymillä suoritetun jännityspalautuksen tulos (poikkileikkaus), massavoimien kuormitus

sia. Jännityspalautusten tulokset ovat jälleen käytännössä identtisiä, huippujännitysten (48,317 MPa ja 48,325 MPa) eron ollessa alle 0,02 %.

### 5.3 Jännityspalautuksen tarkkuus ja toteutettavuus

Testatessani jännityspalautuksen suorittavaa koodia huomasin modaalisen jännityspalautuksen herkkyyden, joka on hyvä asia mahdollisten virheiden havaitsemiseksi. Mikäli jännityspalautus suoritettiin mihinkään muuhun kuin kyseisen dynaamisen tiivistyksen tulostiedostoon, lopputulos oli selkeästi virheellinen. Näissä tapauksissa kappaleen muoto vääristyi täysin tunnistamattomaksi tai sen pinta muuttui ”piikkikääksi” vierekkäisten solmujen siirtyessä useita millimetrejä toisiinsa nähden. Tämä viittaisi siihen, että jos jännityspalautuksen tulos on kuormitukseen nähden looginen, itse palautus on todennäköisesti onnistunut virheettää.

Vaikka jännityspalautus tuottaakin tarkan, elementtikohtaisen jännitystuloksen, tulee sitä käyttäessä ottaa huomioon dynaamisen tiivistyksen yksinkertaistukset. Kampiakselimallin poikkileikkauskuvat ovat hyvä esimerkki tästä: Tapin keskellä näkyy kolme jännitysvaapaata aluetta, joiden ympärillä on jännityskeskittymiä. Nämä johtuvat dynamiikkamallin sidontasolmuista, jotka välittävät voimia kappaleen sisälle, vaikka kampikoneiston voimat todellisuudessa jakautuvat laakerikaulojen pinnalle.

Oikean kokoisilla sidonta-alueilla ja riittävän tiheällä verkolla voidaan välttää liian suuret elementtikohtaiset siirtymät ja jännitykset sidontasolmujen ympäristössä. Lisäksi sidontojen ympärillä näkyvät jännityskeskittymät ovat arvoiltaan huomattavasti matalampia

verrattuna akselin kriittisiin pyöristyksiin. Laakeripintojen kontaktipaineen mallinnus ei ole akselin lujuuden kannalta merkityksellistä, sillä akselin kriittiset jännitykset syntyvät taipumasta epäjatkuvuuskohtiin kuten pyöristyksiin ja öljyporauksiin.

Modaalisen ja solmuisirtyviin perustuvan jännityspalautuksen merkittävin ero toteutettavuuden kannalta liittyy käsiteltävien tiedostojen ja matriisien kokoihin. Menetelmiä tulee jatkossa testata useampisylinteristen moottorien raskaammilla dynamiikkamalleilla, jolloin on mahdollista nähdä paremmin eroja sekä tarvittavan työmäärän että laskenta-ajan suhteen. Työssä käytetyllä kampiakselimallilla jännityspalautus tapahtui kummallakin menetelmällä minuuteissa, kun käytössä oli Dell Precision 7730-työasema varustettuna 6-ytimisellä Core i7-suorittimella, 32 gigatavun keskusmuistilla ja flash-pohjaisella NVME-massamuistilla.

Työssä oli alustavan suunnitelman mukaan tarkoituksena vertailla dynamiikkalaskennasta saatuja tuloksia kampiakselimittauksiin. Valitettavasti kampiakselien taipumamittauksia ei kuitenkaan pystytty toteuttamaan tämän diplomityön aikana. Mielestäni akselien lasketut muodonmuutokset olisi hyvä varmentaa käytännön mittauksilla, sillä tämän työn puitteissa saadut tulokset perustuvat puhtaasti simuloinnista saatuihin arvoihin.



## 6 YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli kehittää jännityspalautusmenetelmä AGCO Powerilla käytettyjen ohjelmistojen välille. Ohjelmistoista johtuen jännityspalautuksen toteutukselle oli kaksi vaihtoehtoa: palautus modaalikoordinaattien tai kappaleen elementtiverkon solmujen siirtymien avulla. Jännityspalautus FEV Virtual Enginestä ANSYSiin saatiin toteutettua onnistuneesti kummallakin menetelmällä.

Dynamiikkalaskennassa ei ole mahdollista käyttää nykyisellä laskentakapasiteetilla suoraan FE-verkotettuja kappaleita, sillä niiden vapausasteiden määrä on liian suuri. Vapausasteiden määrää vähennetään värähtelymuotosynteesiin perustuvalla dynaamisella tiivistyksellä, joka on käytännössä koordinaatistomuunnos elementtiverkon solmujen siirtymistä kappaleen modaalikoordinaatistoon. Palautusmenetelmästä riippumatta dynaaminen tiivistys suoritetaan aina modaalikoordinaattien avulla.

Jännityspalautusmenetelmillä pyritään palauttamaan kappaleen tarkka elementtikohtainen jännitystila dynaamisesti tiivistetystä mallista. Modaalikoordinaatteihin perustuvassa menetelmässä Virtual Enginestä palautetaan kappaleen jännitystila suoraan modaalikoordinaatteina, joilla kerrotaan tiivistyksessä käytettyjä moodeja. Kertoimilla muokattujen moodien superpositiona saadaan kappaleen palautettu jännitystila. Elementtiverkon solmusiirtymiin perustuvassa menetelmässä ratkaistaan käänösmatriisin avulla modaalikoordinaateista solmujen siirtymät jo Virtual Enginessä. Ratkaistut siirtymät palautetaan ANSYSiin, jossa suoritetaan FEM-laskenta.

Menetelmien merkittävin ero on siinä, että modaalikoordinaatteihin perustuvassa jännityspalautuksessa FE-mallia ei ratkaista, vaan hyödynnetään jo dynaamisessa tiivistyksessä luotua tulostiedostoa. Solmusiirtymiin perustuvassa palautusmenetelmässä FEM-malli täytyy ratkaista uudelleen Virtual Enginessä lasketuille siirtymille. Modaalinen jännityspalautus on siis laskennallisesti kevyempi kuin solmusiirtymiin perustuva menetelmä, mutta siinä täytyy käsitellä huomattavasti suurempia tiedostoja. Palautusmenetelmät tuottavat kuitenkin samanlaisen jännitystuloksen.

Tämän työn perusteella jännitystilan kannalta ei ole merkitystä, kumpaa palautusmenetelmää käytetään. Valinnan kriteeriksi voi muodostua ennemminkin käytettävissä oleva levytilan määrä, laskentakapasiteetti tai aika. Modaalinen palautus voi olla käyttökelpoisempi, jos on tarve palauttaa useamman ajanhetken jännitystila, koska palautuksessa tarvittava laskenta on kevyempää ja ohjelmistojen välillä siirrettävää informaatiota on vähemmän.

## LÄHTEET

- [1] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Vol. 2nd ed. McGraw-Hill Education, 2018. ISBN: 9781260116106.
- [2] *Handbook of Diesel Engines*. eng. 1st ed. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 1-282-92672-1.
- [3] A. A. Shabana. *Dynamics of Multibody Systems*. Vol. 3rd ed. Cambridge University Press, 2005. ISBN: 9780521850117. URL: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&AuthType=cookie,ip,uid&db=nlebk&AN=138999&site=ehost-live&scope=site&authtype=sso&custid=s4778523>.
- [4] P. Flores. *Concepts and Formulations for Spatial Multibody Dynamics*. Springer, 2015. ISBN: 978-3-319-16190-7. DOI: <https://doi-org.libproxy.tuni.fi/10.1007/978-3-319-16190-7>.
- [5] X. Wang, L. Baron ja G. Cloutier. Topology of serial and parallel manipulators and topological diagrams. *Mechanism and Machine Theory* 43.6 (2008), 754–770. ISSN: 0094-114X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2007.05.005>. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X07001073>.
- [6] FEV Software and Testing Solutions GmbH. *FEV Virtual Dynamics User Manual*. Versio 2019.2.9733. 2020.
- [7] M. P. Castanier, Y.-C. Tan ja C. P. Pierre. Characteristic Constraint Modes for Component Mode Synthesis. *AIAA Journal* 39 (2001), 1182–1187. DOI: 10.1115/1.1338948. URL: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01537673>.
- [8] R. R. Craig. *Structural Dynamics: An Introduction to Computer Methods*. Vol. 1st ed. Wiley, 1981. ISBN: 9780471044994.
- [9] W. C. Hurty. Dynamic Analysis of Structural Systems Using Component Modes. *AIAA Journal* 3.4 (1965), 678–685. DOI: 10.2514/3.2947.
- [10] R. R. Craig ja M. C. C. Bampton. Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. *AIAA Journal* 6.7 (1968), 1313–1319. DOI: 10.2514/3.4741. URL: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01537654>.
- [11] ANSYS, Inc. *ANSYS Substructuring Analysis Guide, Appendix A. Rigid Body Dynamics and the ANSYS-Adams Interface*. Versio 19.2. 2020.
- [12] C. Multiphysics. *Multiphysics Cyclopedia, Mode Superposition*. 2018. URL: <https://www.comsol.com/multiphysics/mode-superposition> (viitattu 11.04.2020).
- [13] P. Seshu. Substructuring and component mode synthesis (CMS). *Shock and Vibration* 4.3 (1997), 199–210. URL: <https://www.hindawi.com/journals/sv/1997/147513/>.
- [14] P. Klinge. *Osakappaleen dynaamisten ominaisuuksien tiivistäminen, raportti BVAL35-001015*. Tekninen raportti. 2000.

- [15] ANSYS, Inc. *ANSYS Theory Reference, 15.6 Substructuring Analysis*. Versio 19.2. 2020.
- [16] MSC Software Corporation. *ADAMS User Manual, Stress Recovery Theory*. Versio 2019.2. 2020.
- [17] J. Xie, D. Sun, C. Xu ja J. Wu. The Influence of Finite Element Meshing Accuracy on a Welding Machine for Offshore Platform'S Modal Analysis. eng. *Polish Maritime Research* 25.s3 (2018), 147–153. ISSN: 1233-2585. URL: <http://search.proquest.com/docview/2168534076/>.