

Opinnäytetyö (AMK)

Ajoneuvo- ja kuljetustekniikka

2025

Juhana Reunanen

Työkoneen dieselmoottorin nestetäytteisen tuennan suunnittelu

– Lundberg 60 -sarja

Opinnäytetyö (AMK) | Tiivistelmä

Turun ammattikorkeakoulu

Ajoneuvo- ja kuljetustekniikka

Kesäkuu 2025 | 38 sivua

Juhana Reunanen

Työkoneen dieselmoottorin nestetäytteen tuennan suunnittelu

- Lundberg 60 -sarja

Opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella ja mallintaa työkoneessa käytettävä nestetäytteen moottorin tuenta kaikkine komponentteineen. Työn taustalla on tarve kehittää moottorin tuennan värähtelyn eristyskykyä ja ehkäistä mahdollisia värähtelyn aiheuttamia ongelmia.

Opinnäytetyössä tarkastellaan työkoneen moottoria ja moottorikokoonpanoa, sekä perehdytään koneen toiminnan kannalta moottorin värähtelyn aiheuttamiin haitallisiin ominaisuuksiin, joihin moottorin tuennalla pyritään vaikuttamaan.

Työ tehdään hyödyntämällä laskenta- ja simulaatio-ohjelmia, joita apuna käyttäen luodaan ensin kuva lähtötilanteesta, jonka jälkeen suoritetaan uuden tuennan suunnittelu. Laskennan ja simulaation tuloksia avataan lukijalle ja niiden kautta esitetään moottorin tuennan toiminnan ja suunnittelun kannalta olennaisia värähtelyn tunnuslukuja.

Työn tuloksena saatiin sarjatuotantokelpoinen moottorin tuenta valmistus- ja kokoonpanokuvineen.

Asiasanat:

tuotekehitys, suunnittelu, mallinnus, työkoneet, moottoriajoneuvot, moottori

Bachelor's Thesis | Abstract

Turku University of Applied Sciences

Automotive and Transportation Engineering

June 2025 | 38 pages

Juhana Reunanen

Design of a Fluid-filled Mounting for a Diesel Engine in a Heavy Machinery

- Lundberg 60 -series

The objective of this thesis is to design and model a fluid-filled engine mounting system, including all its components, to be used in heavy machinery. The background of the work stems from the need to improve the vibration isolation capability of the engine mounting and to prevent potential issues caused by vibrations.

The thesis examines the engine and engine assembly of the work machine and explores the harmful effects of engine-induced vibrations on the machine's operation, which the mounting system aims to mitigate.

The work is conducted using calculation and simulation software. These tools are used first to create a baseline model of the current situation, after which the new mounting system is designed. The results of the calculations and simulations are presented to the reader, highlighting key vibration indicators relevant to the functionality and design of the engine mount.

As a result, the thesis produced a production-ready engine mounting system, complete with manufacturing and assembly drawings.

Keywords:

product development, design, modeling, work machines, motor vehicles, engine

Sisältö

1 Johdanto	6
2 Lännen Tractors Oy	7
2.1 Lundberg monitoimikoneet	7
2.2 Lundberg 60-sarja	8
3 Värähtelyn teoriaa	9
3.1 Värähtelyn tutkimus	10
3.2 Moottorin tuennan värähtelyt	12
3.3 Moottorin tuennan tarkastelu ja suunnittelu	13
4 Laskenta ja moottorin tukipisteiden suunnittelu	16
4.1 Esivalmistelu	16
4.2 Ensimmäinen laskenta	19
4.3 Toinen laskenta	21
4.4 Kolmas laskenta	23
4.5 Neljäs laskenta	23
5 Moottorikokoonpanon simuloinnin tarkastelu	25
5.1 Staattiset taipumat	25
5.2 Eristys	26
5.3 Luonnolliset taajuudet	26
5.4 Modaalinen efektiivinen massa	29
5.5 Dynaamiset tulokset	30
6 Tuennan komponentit	32
6.1 Moottorin korvakkeet	32
6.2 Moottorin etummaisets tukijalat	33
6.3 Moottorin takimmaisets tukijalat	34
6.4 Nestetäytteiset joustimet	34
7 Pohdinta ja yhteenveto	36

Kuvat

Kuva 1. Lundberg 4260, 6260, 8260 -koneet renderöinteinä (Lännen Tractors Oy 2025b).	8
Kuva 2. Systeemin värähtely (Liu ym. 2011, 1).	10
Kuva 3. Yksinkertainen heiluri (Singiresu 2011, 14).	11
Kuva 4. Moottorin ja komponenttien painopisteet.	17
Kuva 5. Keskitetyn massajärjestelmän malli.	18
Kuva 6. Moottorin etummainen tukijalka, oikea.	33
Kuva 7. Moottorin takimmainen tukijalka, oikea.	34
Kuva 8. Nestetäytteisen joustimen rakenne (AMC Mecanocaucho 2025).	35

Taulukot

Taulukko 1. Laskenta 1, joustinten alkuperäiset positiot 90 cc.	19
Taulukko 2. Laskenta 1, joustinten alkuperäiset positiot 130 cc.	20
Taulukko 3. Laskenta 2, takimmaisten joustinten siirto.	22
Taulukko 4. Laskenta 3, tukipisteiden hienosäätö	23
Taulukko 5. Lopputulos 90cc.	24
Taulukko 6. Lopputulos 130cc.	24
Taulukko 7. Staattiset taipumat.	25
Taulukko 8. Eristys.	26
Taulukko 9. Moodien tarkastelu.	27
Taulukko 10. Modaalinen efektiivinen massa.	30
Taulukko 11. Voimien määrittäminen.	31
Taulukko 12. Dynaamiset siirtymät, moottorikokoonpano.	31

1 Johdanto

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli toimeksiantona Lännen Tractors Oy:lle suunnitella ja mallintaa Lundberg-monitoimikoneen uuden mallisarjan moottorin tuenta nestetäytteisillä joustimilla värähtelyanalyysiä ja simulaatiota apuna käyttäen.

Aikaisemmissa mallisarjoissa on käytetty moottorivalmistajan suunnittelemaa ja toimittamaa moottorin tuentaa ja joustimia. Tarkastelussa on kuitenkin huomattu, että moottorikokoonpanoon liitetyt muut komponentit tuottavat ongelmia tuennalle kokoonpanon painon noustessa ja painopisteen siirtyessä. Tämän takia moottorin tuenta ei toimi halutulla tavalla ja pahimmassa tapauksessa heikentyneet vaimennusominaisuudet aiheuttavat komponenttien rikkoutumista. Uudessa mallisarjassa nämä ongelmat halutaan välttää, jonka vuoksi uuden moottorin tuennan suunnittelu on tarpeen.

Opinnäytetyössä tutkitaan moottorin tuennalta vaadittavia ominaisuuksia koko asennetussa moottorikokoonpanossa ottaen huomioon kaikki moottoriin liitetyt komponentit. Tämän pohjalta tuenta suunnitellaan täysin uudelleen vastaamaan kokoonpanon tarpeita.

Opinnäytetyössä perehdytään moottorin ja moottorikokoonpanon, sekä koneen toiminnan kannalta haitallisiin ominaisuuksiin, joihin moottorin tuennalla pyritään vaikuttamaan, kuten moottorin värähtelyyn ja painonsiirtymään. Lisäksi tarkastellaan moottorikokoonpanon painojakaumaa.

2 Lännen Tractors Oy

Lännen Tractors Oy on loimaalainen vuonna 1993 perustettu yritys, joka työllistää noin 100 henkilöä. Osana LMCE Groupia (Lännen Mobile Construction Equipment Group) Lännen Tractors suunnittelee ja valmistaa älykkäitä liikkuvia monitoimikoneita vaativiin olosuhteisiin. Lännen ja Lundberg - monitoimikoneiden pääasiallisia käyttökohteita ovat infrarakentaminen, kunnallistekniset työt, ympäristön- ja kiinteistönhoito, ratarakentaminen, sekä sähköverkon rakentaminen. LMCE Group on myös osa suomalaista puolustus- ja turvallisuusteknologiakonserni Summa Defence Oyj:tä, joka tukee alan kasvua ja vahvistaa teollista tuotantokapasiteettia geopoliittisessa murroksessa. Summa Defence keskittyy huoltovarmuuteen, tilannekuvaan, liikkuvuuteen ja puolustautumiseen liittyviin kaksikäyttöteknologioihin, jotka hyödyntävät siviili-, turvallisuus- ja puolustussektoreita sekä vahvistavat kokonaisturvallisuutta, huoltovarmuutta ja kriisinhallintakykyä. (Lännen Tractors Oy 2025a.)

2.1 Lundberg monitoimikoneet

Lundberg-monitoimikoneiden historia ulottuu 1940-luvulle Ruotsin Skellefteåan, jossa Lundbergin veljekset perustivat yrityksensä Bröderna Lundbergs Mekaniska Verkstadin. 1970-luvun lopulla yritys alkoi suunnittelemaan ja valmistamaan ympäristönhoidon monitoimikoneita. Lundbergin lähes 50-vuotisen ympäristönhoitokoneiden historian aikana keskeisenä suunnittelufilosofiana on ollut kehittää kompakti, ketterä, turvallinen ja mukava, mutta tehokas ja monipuolinen kone. Lundberg-monitoimikoneella voidaan vähentää useiden eri konetyyppien tarvetta ja lisätä konekaluston ympärivuotista käyttöastetta, samalla pienentäen investointi-, käyttö- ja ylläpitokustannuksia ja pienentäen koneiden aiheuttamaa ympäristökuormitusta. (Lännen Smart 2024, 14–17.)

2.2 Lundberg 60-sarja

FinnMETKO:ssa elokuussa 2024 julkaistu Lundberg 60 -sarja on edellisiin mallisarjoihin verrattuna suunniteltu täysin Suomessa. Lundberg 60 -sarja koostuu kolmesta 4–8 tonnin koneesta. (Lännen Smart 2024, 14–17.)



Kuva 1. Lundberg 4260, 6260, 8260 -koneet renderöintinä (Lännen Tractors Oy 2025b).

LMCE Group siirsi Lundberg monitoimikoneiden valmistuksen Skellefteåsta Loimaalle keväällä 2023 keskittääkseen toimintaansa. Samaan aikaan, alkuvuodesta 2023, aloitettiin Lundberg 60 -sarjan suunnittelu Loimaalla. (Lännen Smart 2024, 14–17.)

3 Värähtelyn teoriaa

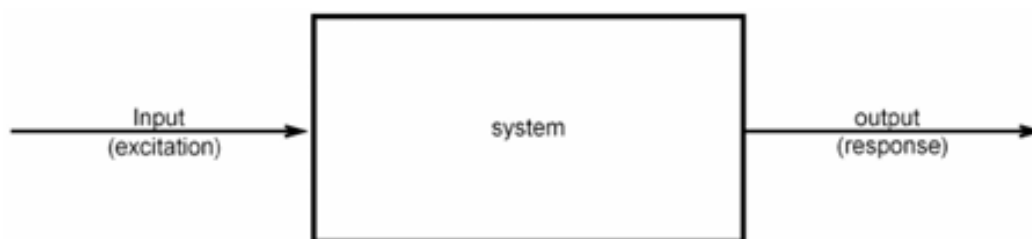
Värähtely on edestakaista liikettä, jonka suunta vaihtuu kahdesti syklin aikana. Jos edestakaisen liikkeen laajuus tai värähtelyn voimakkuus pienenee jatkuvasti, voidaan värähtelyä kutsua vaimennetuksi tai transientiksi (Liu & Huston 2011, 1; Crocker & Arenas 2021, 1–2). Kappaleen mekaanisessa värähtelyssä sen potentiaalienergiaa siirretään liike-energiaksi, eli kineettiseksi energiaksi ja liike-energiaa potentiaalienergiaksi vuorotellen. Kun potentiaalienergia on maksimiarvossaan, on kineettinen energia nolla ja kun kineettinen energia on maksimiarvossaan, on potentiaalienergia minimi. Jos järjestelmä on vaimennettu, osa energiasta haihtuu jokaisessa värähtelyjaksossa. (Singiresu 2011, 13; Jazar 2022, 3)

Värähtely voidaan luokitella monin eri tavoin. Esimerkkejä tärkeimmistä määritelmistä ovat vapaa ja pakotettu värähtely, vaimentamaton ja vaimennettu värähtely, lineaarinen ja epälineaarinen värähtely, sekä deterministinen ja satunnainen värähtely. (Singiresu 2011, 16–17)

Vapaassa värähtelyssä kappale saa alkuperäisen herätteen jälkeen värähdellä itsenäisesti ilman ulkoisia voimia. Esimerkki vapaasta värähtelystä on heilurin liike. Pakotetusta värähtelystä puhutaan, kun kappaleeseen kohdistuu ulkoista, yleensä jatkuvaa voimaa. Pakotettua värähtelyä on esimerkiksi moottorin värähtely. Värähtely voidaan luokitella vaimentamattomaksi, jos yhtään energiaa ei menetetä värähtelyn aikana. Jos energiaa menetetään, on värähtely vaimennettua. Linearisessa värähtelyssä kaikki värähtelevien kappaleiden peruskomponentit, jousi, massa ja vaimennin käyttäytyvät lineaarisesti. Jos edes yksi peruskomponenteista käyttäytyy epälineaarisesti, on värähtely epälineaarista. Jos herätteen, eli voiman tai liikkeen, suuruus tiedetään jokaisena ajan hetkenä, on värähtely determinististä. Värähtely on satunnaista, jos herätteen suuruutta ei voida ennustaa. (Singiresu 2011, 17)

3.1 Värähtelyn tutkimus

Tarkastellessa värähtelyä keskitytään niin itse liikkeeseen, kuin liikkeen aiheuttajiin. Kaikki kappaleet, joilla on massaa ja kimmoisuutta kykenevät värähtelyyn. Värähtely voi olla hyödyllistä ja haluttua, kuten kaiuttimen värähtely, tai se voi olla ilmiö, josta halutaan päästä eroon, kuten ajoneuvon moottorin värähtely. Värähtelyn tutkimuksessa käytetään tarkasteltavasta kokoonpanosta termiä systeemi. Systeemillä tarkoitetaan kokoonpanoa, jossa on erillisiä komponentteja, jotka toimivat yhdessä. Systeemin värähtely voidaan esittää kuvan 2 tapaan. (Liu ym. 2011, 1–2.)



Kuva 2. Systeemin värähtely (Liu ym. 2011, 1).

Kuvaajassa on kolme kokonaisuutta, syöttö, itse systeemi ja ulostulo. Yleensä värähtelytutkimuksessa tiedetään kahden näistä parametrit ja tutkimuksen avulla pyritään selvittämään kolmannen ominaisuudet. Värähtelyn tutkimus voidaan jakaa neljään osa-alueeseen:

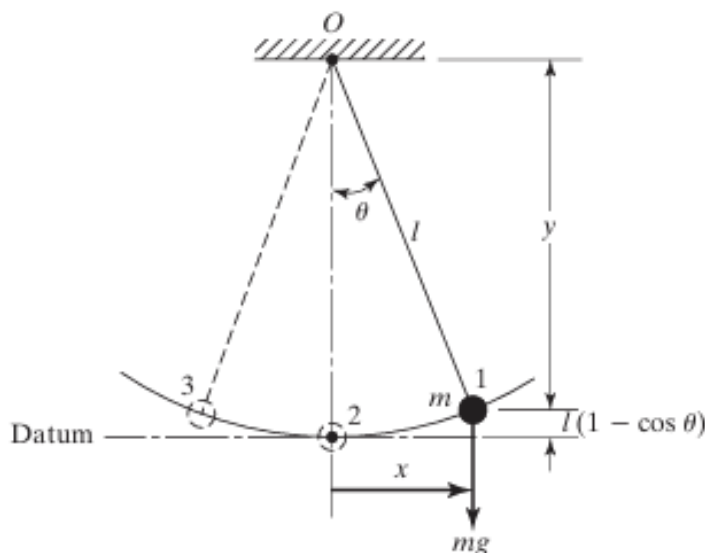
1. Värähtelyanalyysi, jossa systeemin ominaisuudet ja systeemiin syötettävä heräte tiedetään.
2. Systeemin suunnittelu, jossa tiedetään systeemiin syötettävä heräte, sekä haluttu ulostulo.
3. Syötteen arviointi, jossa tiedetään systeemin ominaisuudet, sekä ulostulo.
4. Systeemin tunnistus, jossa syöttö ja ulostulo tunnetaan, mutta itse systeemi on tuntematon. (Liu ym. 2011, 1–2.)

Värähtelyanalyysin tarkoituksena on selvittää tunnetun herätteen ja systeemin ominaisuuksien kautta saavutettava ulostulo. Tämän tiedon avulla voidaan tarkastella esimerkiksi moottorin tuennan soveltuvuutta käyttökohteeseensa. Värähtelyanalyysi on hyvä lähtökohta systeemin suunnittelulle. (Liu ym. 2011, 1–2.)

Systeemin suunnittelussa pyritään tunnetun herätteen ja tavoitellun ulostulon perusteella suunnittelemaan systeemi, joka pystyy vastaamaan vaatimuksiin. Moni erilainen systeemi voi kyetä vastaamaan asetettuihin tavoitteisiin, mutta lopputavoitteena hyvässä systeemin suunnittelussa tulee olla paras mahdollinen systeemi, eli optimi. (Liu ym. 2011, 1–2.)

Vapausasteet

Pienin määrä itsenäisiä koordinaatteja, jotka vaaditaan määrittämään systeemin jokaisen osan sijainti missä tahansa ajan hetkessä määrittää systeemin vapausasteiden määrän. Esimerkiksi heiluri on yhden vapausasteen systeemi. Heilurin liikettä voidaan kuvata kuvan 3 mukaisesti kulmana θ (Singiresu 2011, 14.)



Kuva 3. Yksinkertainen heiluri (Singiresu 2011, 14).

Kun siirrytään tarkastelemaan systeemejä, jotka koostuvat useammasta kuin yhdestä vapausasteesta, ilmenee kaksi merkittävää fysikaalista ilmiötä. Ensimmäinen tärkeä ero on, että kahden vapausasteen systeemillä on kaksi luonnollista taajuutta. Samoin kolmen vapausasteen systeemillä on luonnollisia taajuuksia kolme. Jokainen vapausaste tuottaa systeemille uuden luonnollisen taajuuden. Toinen tärkeä ero siirryttäessä yhden vapausasteen systeemeistä useamman vapausasteen systeemeihin on muotovärähtely, jota ei yhden vapausasteen systeemeissä esiinny. Muotovärähtelyllä tarkoitetaan vektoria, joka kuvaa suhteellista liikettä kahden massan, tai kahden vapausasteen välillä. (Inman 2014, 304.)

Luonnolliset taajuudet

Kun systeemin annetaan alkuperäisen herätteen jälkeen värähdellä itsenäisesti, kutsutaan taajuutta, jolla systeemi värähtelee ilman ulkoista voimaa luonnolliseksi taajuudeksi (Singiresu 2011, 62).

3.2 Moottorin tuennan värähtelyt

Moottorikokoonpano on yksi ajoneuvon suurimmista värähtelyn ja äänen aiheuttajista. Moottorin värähtely voidaan luokitella sisäiseen ja ulkoiseen värähtelyyn. Moottorin sisäisellä värähtelyllä tarkoitetaan moottorin komponenttien liikkeen ja moottorin tahtien aiheuttamaa värähtelyä. Esimerkiksi mäntien liike ja iskun tuottama paine moottorin sisällä aiheuttaa moottorilohkoon korkeataajuisia rakenteellista värähtelyä. Moottorin ulkoinen värähtely on moottorikokoonpanon aiheuttamaa värähtelyä ajoneuvon muihin komponentteihin johtuen esimerkiksi moottorikokoonpanon epätasapainosta aiheutuvista kokoonpanon liikkeistä. Yksi ajoneuvon värähtelyn piirre on, että värähtely ja ääni ovat suoraan verrannollisia moottorin kierrosnopeuteen tai ajoneuvon kulkunopeuteen. Moottorin kierrosten noustessa tai ajonopeuden kasvaessa myös värähtely ja ajoneuvon tuottama ääni voimistuvat. Koska moottorikokoonpano on yleisesti suoraan yhdistetty ajoneuvon runkoon,

moottorin sisäinen ja ulkoinen värähtely säteilevät moottorin tuennan kautta ajoneuvon runkoon ja ajoneuvon muihin komponentteihin. Näitä värähtelyjä pyritään estämään moottorin tuennan avulla erottamalla moottorin tuottamat rakenteelliset ja akustiset moodit rungon luonnollisista moodeista. (Sheng 2012, 4–5; Crocker ym. 2021, 443–444, 636.)

Tehokkain tapa vähentää epätoivottua värähtelyä on pysäyttää värähtelyn lähde tai muokata sitä. Usein tämä ei kuitenkaan ole mahdollista, jonka vuoksi turvaudutaan rakentamaan värähtelyn lähteen ja värähtelyä vastaanottavien komponenttien välille värähtelyä eristävä systeemi. Yleinen tapa on käyttää korkeasti vaimentavia, tarkoitukseen sopivia materiaaleja, kuten kumia muuttamaan jäykkyyttä ja vaimennusta värähtelyn lähteen ja värähtelyltä suojattavien komponenttien välillä. (Inman 2014, 442.)

3.3 Moottorin tuennan tarkastelu ja suunnittelu

Moottorikokoonpanon värähtelyn eristyksen tarkastelua ja laskentaa varten moottorikokoonpanosta, sekä joustimista, jotka ovat kokoonpanon eristyskomponentit luodaan malli, joka kuvataan kuuden vapausasteen järjestelmänä, eli systeeminä. Malli yhdistää useat parametrit, kuten moottorikokoonpanon hitausmomentin, massan, keskipainopisteen, joustinten jäykkyyden ja joustinten sijoituksen. Joustinten sijoitus ajoneuvon moottorikokoonpanon ja ajoneuvon rungon välillä vaatii tilaa, joka voi tietyissä tapauksissa aiheuttaa ongelmia. Tästä syystä Joustinten sijoittaminen kokoonpanoon on hyvä tehdä ajoneuvon suunnittelun mahdollisimman aikaisessa vaiheessa. (Sheng 2012, 302.)

Moottorin tuennan tarkastelu

Moottorin tuennan suunnittelulla on tietyt tavoitteet, jotka yleensä ovat myös ristiriidassa toistensa kanssa:

- Joustinten tulisi olla tarpeeksi jäykät, jotta ne tukisivat moottorikokoonpanoa staattisessa tilassa.
- Joustinten tulisi olla tarpeeksi joustavat, jotta moottorin tuottaman värähtelyn säteily ajoneuvon runkoon saataisiin eristettyä.
- Joustimilla tulisi olla riittävä vastustuskyky torjua moottorinkokoonpanon vääntömomentti ja inertiaepätasapaino.
- Joustimilla tulisi olla riittävä vastustuskyky torjua dynaamisia voimia kiihdytyksen ja hidastuksen aikana
- Joustimilla tulisi olla riittävä iskukestävyys, jotta moottorikokoonpanon rakenteellisten osien tuottamat korkeataajuiset shokit saataisiin eristettyä.
- Joustimilla tulisi olla riittävä vaimennuskyky, jotta ne absorboisivat tien ja renkaiden aiheuttamat värähtelyt. (Sheng 2012, 302–303.)

Kuten sanottu, nämä moottorin tuennan vaatimukset ovat yleensä toistensa kanssa ristiriidassa. Esimerkiksi korkeaa joustimen jäykkyyttä vaaditaan eristämään matalat taajuudet, mutta korkeiden taajuuksien eristämiseen vaaditaan päinvastoin alhaista joustimen jäykkyyttä. Tavanomaiset kumiset joustimet eivät pysty samaan aikaan toteuttamaan molempia ehtoja, mutta esimerkiksi hyvin suunnitelluilla nestetäytteisillä joustimilla molemmat ehdot pystytään toteuttamaan. (Sheng 2012, 302–303.)

Moottorin tuennan suunnittelu

Moottorin tuennan suunnittelu on yksi tärkeimmistä värähtelyanalyysin sovelluskohteista. Tyypillinen ajoneuvon moottorikokoonpano koostuu itse moottorista, kolmesta tai neljästä kumijoustimesta, tai nestetäytteisestä joustimesta, sekä kokoonpanon perustasta, yleensä ajoneuvon rungosta. Näiden komponenttien välillä on myös kiinnitysosia, jotka ovat myös osa moottorikokoonpanoa. (Liu ym. 2011, 353.)

Moottorin kiinnitysosilla tarkoitetaan moottorin kannakkeita, joiden välityksellä ajoneuvon moottori on yhteydessä ajoneuvon runkoon. Moottorin kiinnitys

koostuu yleensä moottorin kannakkeista, vaimenninkomponenteista, kuten joustimista, sekä moottorin korvakkeista. Moottorin kannakkeet ovat suoraan yhteydessä moottoriin ja altistuvat voimakkaasti moottorin värähtelyn aiheuttamille heränteille. Vääränlainen moottorin kannakkeiden rakenne voi aiheuttaa haitallista värähtelyä ja ääntä, vaikka moottorin tuenta muuten olisi toimiva. (Pang 2018, 182.)

Koska ajoneuvon moottori on ajoneuvon suurimpia keskittyneitä massoja, joustinten virheellinen suunnittelu ja sijoittelu voivat aiheuttaa erittäin haitallista värähtelyä. Joustinten tehokkuus vaimentaa värähtelyä riippuu itse joustimen ominaisuuksien lisäksi myös moottorin ja ajoneuvon rungon ominaisuuksista. Esimerkiksi monisyylinterisen moottorin pulssimaiset värähtelyt ovat yksi ajoneuvon suurimmista värähtelyn lähteistä. (Liu ym. 2011, 353.)

Moottorin tuentaa suunniteltaessa on kolme tärkeää tehtävää:

1. Moottorikokoonpanon massakeskipisteen tai keskipainopisteen, sekä moottorin orientaation selvittäminen.
2. Yksittäisten joustinten sijainnin, sekä orientaation selvittäminen.
3. Joustinten jäykkyysominaisuuden valitseminen jokaiselle joustimelle. (Liu ym. 2011, 353.)

4 Laskenta ja moottorin tukipisteiden suunnittelu

Uuden moottorin tuennan laskenta ja simulaatiot, sekä osittain tuennan suunnittelua käydään läpi samassa luvussa, sillä laskentakierrosten aikana edistettiin koko ajan myös suunnittelua nestetäytteisten joustinten sijoittelun osalta. Tuennan muiden komponenttien osalta palataan suunniteluun myöhemmin, sillä ne suunniteltiin laskennan jälkeen, joustinten ollessa jo lopullisilla paikoillaan.

4.1 Esivalmistelu

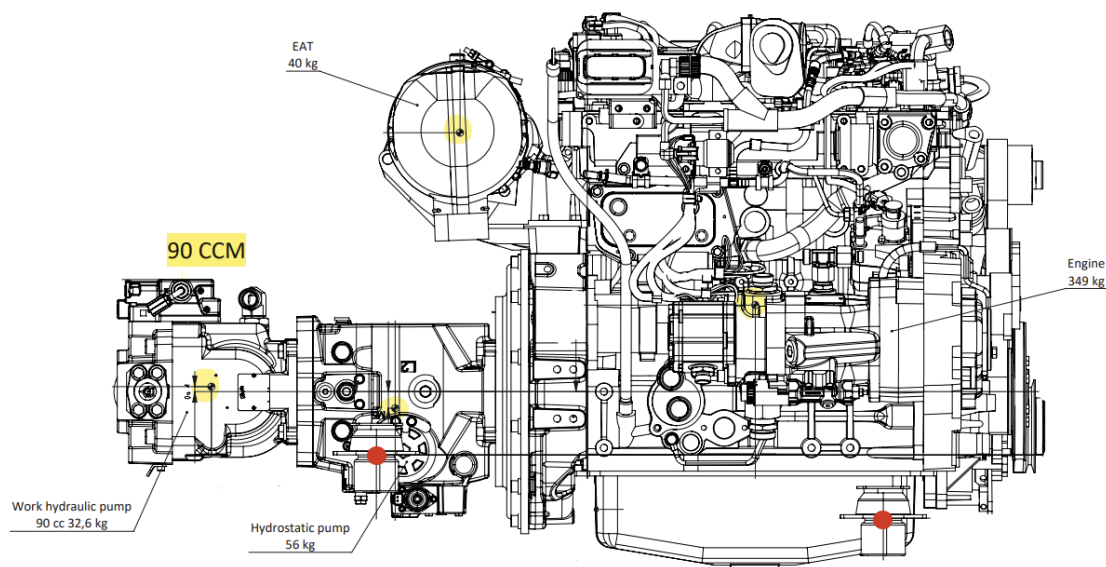
Laskentaa varten moottorikokoonpanosta vaadittiin seuraavat tiedot:

- Moottorin tiedot: Sylinteriluku, tyhjäkäyntinopeus, moottorin tyhjäkäynnin aiheuttaman häiriötaajuuden selvittämiseksi
- Moottorikokoonpanon kokonaispaino ja painopisteen paikka, painojakauman selvittämiseksi
- Tärinän eristyskomponenttien määrä, joka säilytettiin alkuperäisen moottorikokoonpanon tavoin neljässä.

Koneeseen asennettava moottori on Deutz TCD 3.6 L4, nelisylinterinen rivimoottori, jonka tyhjäkäyntinopeus on 800 1/min. Tästä saadaan moottorin tyhjäkäynnin aiheuttama häiriötaajuus muuntamalla tyhjäkäyntinopeus hertseiksi ja ottaen huomioon nelitahtimoottorin tahtien aiheuttama häiriö kahdesti kierroksen aikana ottamalla tuloksesta toinen kertaluku. Moottorin tyhjäkäynnin aiheuttamaksi häiriötaajuudeksi saatiin noin 26,6 Hz.

Moottorikokoonpanon kokonaispainon ja kokoonpanon painopisteen selvittämiseksi luotiin moottorikokoonpanosta CAD-malli, johon tuotiin koneen moottori, moottorin alkuperäinen tuenta, moottoriin kytkimellä liitetyt ajohydrauliikkapumppu, tähän laipalla liitetty työhydrauliikkapumppu, sekä moottoriin kiinteästi asennetut pakokaasun käsittelyjärjestelmän osat. Tästä CAD-mallista luotiin kuvan 4 mukainen piirros lähtötilanteesta. Piirrokseen

määritettiin origo, josta mitattiin jokaisen komponentin painopisteen sijainti origoon nähden. Piirroksen merkittiin myös moottorin, sekä muiden moottorikokoonpanon komponenttien painopisteet. Moottorikokoonpanon kokonaispaino, sekä kokoonpanon painopisteen paikka kyettiin selvittämään mahdollisimman tarkasti moottorin ja pumppujen dokumentaatiosta.



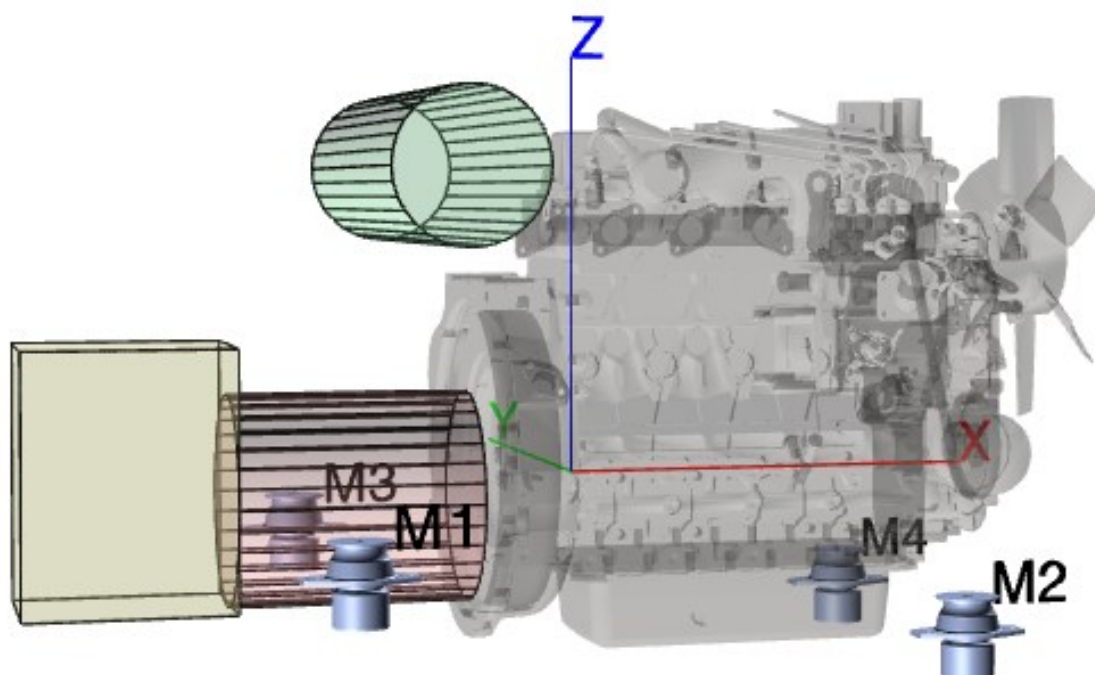
Kuva 4. Moottorin ja komponenttien painopisteet.

Laskenta toteutettiin kahdelle eri moottorikokoonpanolle: 90 cc työpumpulla ja 130 cc työpumpulla. Näiden eri kokoonpanojen ero huomioitiin laskelmissa muuttuneena kokonaispainona, sekä painopisteellä. Koska 130 cc työpumppu on koneeseen erikseen myytävä optio, päädyttiin samaa tuentaa käyttämään molemmissa moottorikokoonpanoissa. Näin moottorikokoonpanon kiinnitystä ei tarvitse muuttaa ja koneen runko saadaan valmistettua jokaisen koneen osalta samanlaiseksi.

Moottorikokoonpanosta luotiin laskentamallin rinnalle suunnittelua varten CAD-malli, johon tuotiin aiemmin käytetty laskentamalli, sekä moottorin tuennan suunnittelun osalta muut olennaiset komponentit, uudet nestetäytteiset moottorin joustimet, ja koneen runko tuennan kiinnityksen suunnittelua varten. Lisäksi malliin tuotiin muita olennaisesti tuennan suunnitteluun vaikuttavia

komponentteja, jotka aiheuttavat tilavarauksia, kuten moottorin alla sijaitseva polttoainesäiliö ja muut kuin moottoriin kiinteästi asennetut pakokaasujärjestelmän osat. Tätä CAD-mallia käytettiin apuna tuennan laskennan aikana muokkaamalla joustinten paikkaa mallissa laskennan tulosten perusteella.

Tilavarausten tarkastelussa hyödynnettiin myös olemassa olevaa CAD-mallia koneen pääkokoontaanosta, josta nähtiin vaimentimien siirron jälkeen mahdolliset uudet komponentit, jotka vaikuttavat vaimentimien sijoitukseen. Lopuksi päätettiin vielä uusille nestetäytteisille vaimentimille vaadittava tila niiden asennuksen kannalta. Laskennan aikana tiedostettiin niin joustinten, kuin joustinten vaatimien moottorin jalkojen, sekä moottorinkorvakkeiden vaatima tila valmistettavuuden näkökulmasta. Laskennan aikana erilaisia simulaatioita tehtiin yhteensä neljä kappaletta.



Kuva 5. Keskitetyn massajärjestelmän malli.

Laskenta ja simulaatio toteutettiin SimulationX-ohjelmistolla, joka on diskreetin tapahtumasimulaation (DES) ohjelmisto. Ohjelmistoon luodaan malli koko systeemistä pilkottuna pienempiin kokonaisuuksiin. Moottorikokoontaanosta

luotiin laskentaohjelmaan kuvan 5 mukainen keskitetyn massajärjestelmän malli, jossa koordinaatistoon on sijoitettu moottori, ajohydrauliikkapumppu (punainen), työhydrauliikkapumppu (keltainen), pakokaasujärjestelmä (vihreä), sekä nestetäytteiset joustimet: moottorin etummaisat joustimet M2 ja M4 ja moottorin takimmaisat joustimet M1 ja M3. Lisäksi moottorikokoonpanolle määritettiin koordinaatistossa nollakohta.

4.2 Ensimmäinen laskenta

Ensimmäisenä laskennassa selvitettiin mahdollisuutta käyttää moottorinvalmistajan määrittämää moottorin tuentaa vaihtamalla alkuperäisten kumijoustinten tilalle vaimennuskomponenteiksi nestetäytteiset joustimet. Kokoonpanon painojakaumaa tarkasteltiin laskennassa tässä konfiguraatiossa.

Taulukko 1. Laskenta 1, joustinten alkuperäiset positiot 90 cc.

Joustin	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)	Max. kuorma (kg)	Kuormitus (%)
M1	-0,01	0,00	-1,74	200,00	88,71
M2	0,02	0,00	-0,60	125,00	48,74
M3	-0,01	0,00	-1,75	200,00	88,96
M4	0,02	0,00	-0,60	125,00	48,94

Taulukossa 1 on havaittavissa selvää takapainoisuutta moottorin takimmaisten joustinten M1 ja M3 kuormittuessa lähes 90 %. Laskennan tuloksista huomattiin, että moottorikokoonpanon painopiste käytettäessä alkuperäistä moottorin tuentaa on vaakatasossa lähes moottorin takimmaisten tukipisteiden kanssa samassa linjassa.

Taulukko 2. Laskenta 1, joustinten alkuperäiset positiot 130 cc.

Joustin	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)	Max. kuorma (kg)	Kuormitus (%)
M1	-0,03	0,00	-2,00	200,00	102,02
M2	0,02	0,00	-0,45	125,00	36,44
M3	-0,03	0,00	-2,01	200,00	102,26
M4	0,02	0,00	-0,45	125,00	36,61

Sama takapainosuus on selvästi nähtävissä taulukossa 2. Moottoriin liitetyt pumput ja pakokaasujärjestelmän osat tuovat moottoriin takapuolelle niin paljon lisää painoa, että 130 cc moottorikokoonpanossa moottorin takimmaisiet joustimet kärsivät jäykemmällä 50 Sh koostumuksella yli sadan prosentin kuormituksesta, eli ne eivät toimisi lainkaan. Samoin 130 cc moottorikokoonpanossa etummaisiet joustimet olisivat hyvin pienen rasituksen alla.

Ihanteellisesti painojakauma saisi olla tasainen kaikissa moottorikokoonpanon kiinnityspisteissä, eli sekä etummaisiet että takimmaisiet joustimet olisivat saman, mahdollisimman matalan rasituksen alla. Huomattavaa on myös, että tässä tapauksessa moottorikokoonpanon painojakaumaa on pyritty tasapainottamaan käyttämällä moottorin takapuolella, painavammassa päässä jäykempää kumia. Jäykemmän kumin käyttämisellä saadaan nostettua joustimen maksimikuormaa, tässä tapauksessa 75 kg, mutta vastavuoroisesti jäykempi kumi heikentää joustimen vaimennusominaisuuksia.

Lisäksi simuloinnissa joustimiin kohdistuvat staattiset taipumat ovat moottorin etu- ja takapuolilla huomattavan eroavaiset: 130 cc moottorikokoonpanossa moottorin takana z-akselilla $F_z \approx -2$ kN molemmissa tukipisteissä ja moottorin edessä $F_z \approx -0,45$ kN molemmissa tukipisteissä. Lisäksi kaikissa tukipisteissä joustimiin kohdistuu yli 0,01 kN suuruista x-akselin suuntaista staattista taipumaa.

Ensimmäisen laskennan tuloksena oli selvää, että vaimentimien paikat kokoonpanossa eivät olleet tyydyttävät painojakauman, sekä värinän vaimennuksen osalta. Laskelmien perusteella tätä vaimenninkokoonpanoa ei päädytty tutkimaan tarkemmin, vaan painojakauma päätettiin korjata ennen laajempaa tarkastelua.

Koska laskennan perusteella päädyttiin käyttämään samaa tuentaa sekä 90 cc, että 130 cc moottorikokoonpanoissa, käsitellään seuraavien laskentojen osalta vain 90 cc kokoonpanon laskennan tuloksia. 130 cc moottorikokoonpanoon palataan vielä tulosten osalta luvun 4 lopuksi.

4.3 Toinen laskenta

Ensimmäisen simulaation tulosten perusteella tultiin siihen tulokseen, että moottorin takimmaisista tukipisteistä tulisi siirtää huomattavasti kauemmas koko moottorikokoonpanon painopisteestä ja moottorin etummaisista tukipisteistä tulisi nostaa y-akselilla samalle tasolle takimmaisten kanssa. Näiden tulosten pohjalta tehtiin muutokset joustimien sijoitukseen CAD-mallissa tarkastelua varten.

Tarkastelumallissa huomattiin heti, että moottorin etummaisten tuentapisteiden nostaminen samalle tasolle y-akselilla takimmaisten tuentapisteiden kanssa olisi mahdotonta. Moottoriin oikealle puolelle kiinnitetty ilmastoinnin kompressori estää joustimen nostamisen halutulle tasolle. Tämän vuoksi toisessa laskennassa päädyttiin keskittymään moottorin takimmaisten tuentapisteiden sijoitukseen, jotta moottorikokoonpano saataisiin suuremmalta osin tasapainotettua, jonka jälkeen tuentapisteiden sijoitus voitaisiin vielä hienosäätää.

Ensimmäisen laskennan perusteella moottorin takimmaisista tuentapisteistä siirrettiin tarkastelumallissa 280 mm x-akselilla pois päin moottorikokoonpanon painopisteestä.

Taulukko 3. Laskenta 2, takimmaisten joustinten siirto.

Joustin	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)	Max. kuorma (kg)	Kuormitus (%)
M1	0,00	0,00	-1,23	200,00	62,48
M2	0,00	0,00	-1,22	200,00	62,16
M3	0,00	0,00	-1,23	200,00	62,79
M4	0,00	0,00	-1,23	200,00	62,44

Toisen laskennan tuloksissa huomataan taulukossa 3 selvä parannus moottorikokoonpanon painojakaumassa kaikkien neljän tukipisteen välillä. Tällä konfiguraatiolla mahdollistetaan myös saman kumin jäykkyyden käyttäminen kaikissa neljässä tukipisteessä. Lisäksi joustinten kumin x-akselin ja y-akselin suuntaiset staattiset taipumat ovat alle 0,01 kN suuruiset ja z-akselin suuntaiset staattiset taipumat ovat kaikissa tukipisteissä lähes identtiset.

Vaikka laskennan perusteella tulokset olivat tällä konfiguraatiolla kiitettävät, havaittiin tarkastelumallissa este tälle tukipisteiden sijoittelulle. Moottorin vasemmalla puolella pakokaasujärjestelmän komponentit estivät tukipisteen sijoittamisen halutulle paikalle. Laskennan perusteella moottorin takimmaisista tukipisteistä päädyttiin siirtämään y-akselilla alaspäin 54,5 mm, jotta tukipiste olisi mahdollista sijoittaa kuitenkin samaan x-akselin koordinaattiin ja tukipisteen sijoittaminen olisi vaadittavan tilan puolesta mahdollista.

Moottorikokoonpanon painojakauman osoittauduttua kiitettäväksi, seuraavaa laskentaa varten hienosäädettiin moottorin etummaisista tukipisteistä. Koska tukipisteet haluttiin nostaa samalle tasolle takimmaisten tukipisteiden kanssa, nostettiin etummaisista tukipisteistä niin ylös, kuin mahdollista rajoitukset huomioon ottaen. Moottorin etummaisista tukipisteistä nostettiin y-akselilla 52 mm, mutta tämän mahdollistamiseksi tukipisteistä siirrettiin x-akselilla kohti moottorikokoonpanon painopistettä 80 mm.

4.4 Kolmas laskenta

Kolmannen laskennan tulosten perusteella moottorin etummaisten tukipisteiden siirtäminen lähemmäs moottorikokoonpanon painopistettä aiheuttaa painojakauman kannalta enemmän harmia kuin hyötyä. Lisäksi joustinten kumin staattiset taipumat seuraavat painojakauman muutosta ja ero etummaisten ja takimmaisten tukipisteiden välillä kasvaa z-akselin suuntaisesti.

Taulukko 4. Laskenta 3, tukipisteiden hienosäätö

Joustin	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)	Max. kuorma (kg)	Kuormitus (%)
M1	0,01	0,00	-0,96	200,00	48,68
M2	0,00	0,00	-1,39	200,00	70,68
M3	0,01	0,00	-0,96	200,00	48,69
M4	0,00	0,00	-1,39	200,00	70,69

Taulukosta 4 on myös havaittavissa x-akselin suuntaisen staattisen taipuman kasvu 0,01 kN moottorin takimmaisissa tukipisteissä. Etummaisten tukipisteiden nostaminen lähelle takimmaisten tukipisteiden tasoa y-akselilla ei näiden rajoitusten puitteissa tuota haluttua tulosta. Kuten aiemmin on todettu, moottorin etummaisista joustimista ei ole mahdollista tällä y-akselin korkeudella siirtää kauemmas moottorikokoonpanon painopisteestä. Tästä syystä neljänteen laskentaan moottorin etummaiset tuentapisteet palautettiin takaisin alkuperäisille paikoilleen ja niiden sijoitusta muokattiin pitämällä mielessä asetetut rajoitukset ja laskennan perusteella saatu tieto siitä, että tuentapisteitä ei ole järkevää siirtää liian lähelle moottorikokoonpanon painopistettä.

4.5 Neljäs laskenta

Lopputuloksena laskennan perusteella päädyttiin siirtämään moottorin takimmaisista joustimista pois päin kokoonpanon painopisteestä x-akselilla 280 mm

ja laskemaan niitä y-akselilla 54,5 mm. Moottorin etummaisat joustimet nousivat y-akselilla 76,5 mm ja siirtyivät x-akselilla pois päin moottorista 20 mm.

Taulukko 5. Lopputulos 90cc.

Joustin	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)	Max. kuorma (kg)	Kuormitus (%)
M1	0,00	0,00	-1,07	200,00	54,65
M2	0,00	0,00	-1,27	200,00	64,73
M3	0,00	0,00	-1,07	200,00	54,63
M4	0,00	0,00	-1,27	200,00	64,71

Sekä 90 cc, että 130 cc moottorikokoonpanoissa painojakauma jakautuu joustinten uusilla paikoilla melko tasaisesti jokaisen neljän joustimen kesken.

Taulukko 6. Lopputulos 130cc.

Joustin	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)	Max. kuorma (kg)	Kuormitus (%)
M1	0,00	0,00	-1,23	200,00	62,72
M2	0,00	0,00	-1,22	200,00	62,27
M3	0,00	0,00	-1,23	200,00	62,66
M4	0,00	0,00	-1,22	200,00	62,22

Taulukossa 6 130 cc moottorikokoonpanossa kuormitus kunkin joustimen päällä on lähes identtinen. Taulukossa 5 90 cc moottorikokoonpanossa moottorin etummaisten joustinten kantama kuormitus on noin 10 prosenttiyksikköä korkeampi verrattuna takimmaisiiin joustimiin. Lisäksi joustinten kumin staattiset taipumat ovat kaikissa tukipisteissä lähes samat ja x-akselin, sekä y-akselin suuntaiset staattiset taipumat ovat alle 0,01 kN suuruiset. Ottaen huomioon joustinten sijoittelua koskevat rajoitukset, voidaan näitä arvoja pitää riittävinä ja halutun lainen painojakauma on saavutettu. Tässä vaiheessa joustinten hienosäätö koostuisi pienistä muutoksista, joihin kuluu aikaa ja jotka vaikuttaisivat negatiivisesti 130 cc moottorikokoonpanon painojakaumaan.

5 Moottorikokoonpanon simuloinnin tarkastelu

Tässä luvussa käydään läpi muita simulaatioiden aikana tarkasteltuja moottorikokoonpanon ominaisuuksia. Selkeyden vuoksi tarkastelu rajataan vain viimeiseen 90 cc moottorikokoonpanon simulaation, eli moottorikokoonpanon lopulliseen tuentaan.

5.1 Staattiset taipumat

Luvussa neljä sivutuilla staattisilla taipumilla tarkoitetaan joustinten kumin käytöstä staattisen massakuormituksen alla. Yksinkertaisesti se on moottorikokoonpanon paino, jolla se kuormittaa joustimia ja aiheuttaa joustinten kumiosassa kumin taipumista. Tarkasteltavassa simulaatiossa staattiset taipumat ovat seuraavan taulukon mukaiset.

Taulukko 7. Staattiset taipumat.

Joustin	x (mm)	y (mm)	z (mm)
M1	0,04	0,00	-3,44
M2	-0,03	0,00	-4,02
M3	0,04	0,00	-3,44
M4	-0,03	0,00	-4,02

Luvussa neljä staattisia taipumia tarkasteltiin akseleiden suuntaisten voimien näkökulmasta, taulukossa sama tieto on esitetty voimien aiheuttamana siirtymänä akseleiden suuntaisesti. Huomioitavaa on, että y-akselin suuntaisesti staattista taipumaa ei näytä olevan lainkaan, mutta tämän puute johtuu simulaatioon syötetyistä lähtötiedoista, joissa moottorikokoonpanon kokonaispainopiste y-akselilla on 0. Simulaatio siis olettaa moottorin olevan akselillaan tasapainossa. Todellisuudessa staattista taipumaa tapahtuu myös y-akselilla, mutta se on verrattavissa x-akselin taipumaan.

5.2 Eristys

Taulukkoon 8 on kerätty moottorikokoonpanon prosentuaalinen eristys x-, y- ja z-akseleiden suuntaisesti. Simulaation perusteella lopullinen moottorikokoonpano kykenee teoreettisesti eristämään x- ja y-akseleilla värähtelyä yli 95 prosenttia. Värähtelyn suodatus z-akselilla on teoreettisesti 73,58 prosenttia.

Taulukko 8. Eristys.

Eristys x (%)	Eristys y (%)	Eristys z (%)
95,65	96,41	73,58

X- ja y-akseleiden korkea eristyskyky verrattuna z-akseliin johtuu siitä, että x- ja y-akselit ovat kokoonpanon vaaka-akselit, eikä niihin kohdistu samanlaisia voimia kuin z-akseliin, joka on kokoonpanon pysty akseli, jolla joustimet kannattelevat koko kokoonpanon painon. Lisäksi z-akseliin kohdistuu aina voimia, kun voimia kohdistuu x- ja y-akseleihin. Yli 70 prosentin eristys z-akselilla on riittävä pienentämään merkittävästi moottorin käynnin aiheuttamaa värähtelyä.

5.3 Luonnolliset taajuudet

Simulaatiota varten luodusta keskitetyn massajärjestelmän mallista laskentaohjelma luo massamatriisin, joka sisältää massat ja hitausmomentit, sekä jäykkyysmatriisin, joka kuvaa tässä tapauksessa nestetäytteisten joustinten jäykkyyttä eri suuntiin. Laskentaohjelma laskee vapaan värähtelyn analyysiä varten matriisien avulla värähtelylle kuuden vapausasteen värähtelymuodot.

Ratkaisemalla kaava jäykkyysmatriisin ja massamatriisin avulla saadaan systeemin ominaisarvot, eli luonnollisten taajuuksien neliöt, jotka kertovat millä taajuuksilla systeemi värähtelee. Lisäksi saadaan systeemin ominaisvektorit, eli

muototilat, jotka kuvaavat miten systeemi värähtelee. Tarkastellessa moottorikokoonpanon tuentaa tarkastellaan kuuden vapausasteen systeemiä, eli kokoonpanoa tarkastellaan kuudessa vapausasteessa:

- x, y, z aseman muutoksissa
- $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ kiertymissä

Laskemalla kaava tällaisen tarkastelun lähtötiedoilla saadaan ratkaisuksi kuusi luonnollista taajuutta ja kuusi muototilaa, eli moodia.

Moottorikokoonpanon joustinten jäykkyyden, kokoonpanon massan ja rakenteen perusteella saatiin laskennan tuloksena kuusi luonnollista taajuutta, taajuusalueelta 4,75 Hz–14,13 Hz, yksi luonnollinen taajuus jokaista vapausastetta kohden. Jokaista moodia vastaa yksi luonnollinen taajuus. Moodeja ja luonnollisten taajuuksien vaikutusta moottorikokoonpanoon tarkastellaan seuraavaksi.

Taulukko 9. Moodien tarkastelu.

	Moodi 1	Moodi 2	Moodi 3	Moodi 4	Moodi 5	Moodi 6
F_0 (Hz)	4,75	5,04	6,96	11,16	12,26	14,13
x	0,00	1,00	0,00	-0,08	-0,06	0,00
y	1,00	0,00	-0,05	0,00	0,00	0,04
z	0,00	-0,02	0,00	-0,70	0,20	0,00
φ_x	-0,82	0,00	-0,02	-0,01	-0,01	1,00
φ_y	0,00	0,48	0,00	1,00	1,00	0,00
φ_z	0,40	0,00	1,00	0,00	0,00	0,08

Taulukossa 9 moodeja on tarkasteltu kuudessa vapausasteessa. Jokainen moodi vastaa yhtä systeemin värähtelymuotoa. Kyseistä moottorikokoonpanoa tarkasteltaessa moodit on jaettu seuraavasti:

Moodi 1

- Hallitseva liike: y (1,00), sivusuuntainen liike
- Aktiiviset liikkeet: φ_x (-0,82), kierto x-akselin ympäri, φ_z (0,40), kierto z-akselin ympäri

Moodi 1 on matalataajuuksinen muoto, jossa moottori liikkuu sivusuunnassa, samalla keinahtaen eteen-taakse, sekä kiertyen pystyakselillaan. Tällaista liikettä on havaittavissa esimerkiksi moottorin tyhjäkäynnillä moottorin sisäisten voimien takia.

Moodi 2

- Hallitseva liike: x (1,00), pituussuuntainen liike
- Aktiivinen liike: φ_y (0,48), kierto y-akselin ympäri

Moodissa 2 moottori liikkuu eteen ja taakse, samalla kiertyen pituussuunnassaan. Tällaista liikettä esiintyy esimerkiksi kiihdytyksissä ja väännön siirrossa.

Moodi 3

- Hallitseva liike: φ_z (1,00), kierto z-akselin ympäri

Moodissa 3 moottori kiertyy pystyakselinsa ympäri, eli tekee pyörähdysliikkeen (yaw). Tällaista liikettä voi aiheuttaa esimerkiksi moottorin ja moottorikokoonpanon epäsymmetrinen rakenne.

Moodi 4

- Hallitsevat liikkeet: z (-0,70), pystysuuntainen liike, φ_y (1,00), nyökkäys

Moodissa 4 moottori ”pomppii” pystysuunnassa ja tekee nyökkäävää liikettä. Tällaisen liikkeen voi aiheuttaa esimerkiksi tien epätasaisuuksiin reagointi.

Moodi 5

- Sekamuoto: φy (1,00) z (0,20), Yhdistetty pystysuuntainen ja kiertävä liike, nyökkäys

Moodin 5 kaltaisia liikkeitä voi aiheuttaa moottorikokoonpanon massan epätasapainoinen jakautuminen.

Moodi 6

- Hallitseva liike: φx (1,00), kierto x-akselin ympäri, keinuminen

Moodissa 6 moottori tekee keinuvan liikkeen sivusuunnassa. Tällaista liikettä voi aiheuttaa esimerkiksi moottorin ja rungon dynaaminen keinuminen. Moodin 6 luonnollisesta taajuudesta on hyvä huomata, että se on lähellä moottorin herätetaajuutta. Tämä voi aiheuttaa resonanssiriskin.

5.4 Modaalinen efektiivinen massa

Modaalinen efektiivinen massa kertoo, kuinka suuri osa kokoonpanon kokonaismassasta osallistuu tiettyyn moodiin, kun systeemiä kuormitetaan jossain tietyssä liikesuunnassa. Se ei ole sama asia, kuin massan määrä, vaan mitta siitä, kuinka herkästi kukin moodi vastaa tiettyyn suuntaan kohdistuvaan herätteeseen. Korkea modaalinen efektiivinen massa tarkoittaa, että kyseiseen liikesuuntaan kohdistuva voima aktivoi moodin helpommin ja päinvastoin matala modaalinen efektiivinen massa tarkoittaa, että moodi ei aktivoidu merkittävästi, tai ei aktivoidu lainkaan.

Taulukko 10. Modaalinen efektiivinen massa.

	Moodi 1	Moodi 2	Moodi 3	Moodi 4	Moodi 5	Moodi 6	Kok.
F_0 (Hz)	4,75	5,04	6,96	11,16	12,26	14,13	
x	0,01	463,34	0,00	4,43	9,83	0,00	477,60 kg
y	451,30	0,01	10,69	0,00	0,00	15,60	477,60 kg
z	0,00	0,15	0,00	371,75	105,70	0,00	477,60 kg
φ_x	0,97	0,00	0,17	0,00	0,00	24,53	25,67 kg/m ²
φ_y	0,00	1,90	0,00	13,63	48,65	0,00	64,17 kg/m ²
φ_z	1,18	0,00	54,83	0,00	0,00	0,09	56,09 kg/m ²

Taulukossa 10 voidaan tarkastella esimerkiksi moodia 1, jonka aiemmin todettiin aiheutuvan esimerkiksi moottorin tyhjäkäynnistä. Moodin 1 modaalinen efektiivinen massa y-akselin suunnassa on suuri, eli moodi 1 on herkkä aktivoitumaan, kun moottorikokoonpanoon kohdistuu y-akselin suuntaisia voimia.

5.5 Dynaamiset tulokset

Simulaatiossa tarkasteltiin vaimennetun moottorikokoonpanon käytöstä myös dynaamisissa tilanteissa. Systemiin kohdistettiin taulukon 12 mukaisesti 3 G suuruisia shokkeja x-, y- ja z-akseleille määritettyihin koordinaatteihin 20 ms ajan.

Taulukko 11. Voimien määrittäminen.

Syöttö shokki x (G)	Syöttö shokki y (G)	Syöttö shokki z (G)
3,00	3,00	3,00
Koordinaatti x (mm)	Koordinaatti y (mm)	Koordinaatti z (mm)
90,96	0,00	118,40
Shokin kesto x (ms)	Shokin kesto y (ms)	Shokin kesto z (ms)
20,00	20,00	20,00

Tämän simulaation tuloksena saatiin moottorikokoonpanon dynaamiset siirtymät, joustinten dynaamiset siirtymät, sekä joustimiin kohdistuvat dynaamiset voimat shokkien vaikutuksesta.

Taulukko 12. Dynaamiset siirtymät, moottorikokoonpano.

	Minimi (mm)	Maksimi (mm)
x	-4,13	4,96
y	-5,00	5,82
z	-2,96	4,98

Taulukon 12 arvot kuvaavat moottorikokoonpanon painopisteen siirtymän maksimiarvoja taulukon 11 mukaisten shokkien aikana. Kokoonpano liikkuu maksimissaan x-akselilla eteen ja taakse 4–5 mm, y-akselilla sivulta toiselle 5–6 mm ja z-akselilla ylös ja alas 3–5 mm z-akselilla kokoonpano pääsee liikkumaan alas suhteessa vähemmän muiden akselien liikkeisiin nähden, koska joustimet vaimentavat shokkia eniten. Kokonaisuutena moottorikokoonpano pääsee liikkumaan shokkien aikana huomattavan vähän.

6 Tuennan komponentit

Moottorin alkuperäistä valmistajan suunnittelemaa tuentaa muutettaessa vaatii uusi tuenta joustinten lisäksi uusia komponentteja. Vanhassa mallissa moottorin tuenta oli kiinnitetty koneen runkoon korvakkeilla, joiden päälle alkuperäinen tuenta ja moottori oli asennettu. Laskennan perusteella siirtyneet joustimet vaativat korvakkeiden lisäksi tukijalat, joilla ne liitetään moottoriin, alkuperäisen tuennan kiinnityksen tilalle.

Suunnittelun lähtökohtana olivat moottorin valmistajan toimittama moottorin tuenta, sekä aikaisempien konemallien moottorinkorvakkeet rungon ja tuennan välillä. Suunnittelun alussa tiedettiin koneen muiden komponenttien vaatima tila koneen rungon sisällä ja tuennan osalta suunnittelu tehtiin tämän pohjalta.

Moottorin takimmaiseta joustimet siirtyivät laskennan jälkeen huomattavan paljon ja niiden tukijalkojen suunnittelussa haasteita tuotti erityisesti jalan kestävyys moottorin painon alla. Moottorin etummaiseta joustimet siirtyivät alkuperäisiltä paikoiltaan huomattavan vähän, joten niiden tukijalkojen suunnittelu oli huomattavasti helpompaa. Tukijalkojen suunnittelussa päätettiin käyttää moottorin ja joustinten väliseen kiinnitykseen moottorin alkuperäisen tuennan kiinnityspisteitä kiinnityksen helpottamiseksi.

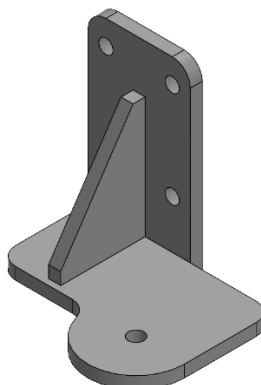
6.1 Moottorin korvakkeet

Moottorin korvakkeiden lähtökohdaksi otettiin edellisten konemallien käyttämät moottorin korvakkeet. Vaimentimien muuttuessa kuitenkin jouduttiin kaikki korvakkeet muuttamaan, kun uusien vaimentimien kiinnitys vaati niiltä lisää leveyttä. Lisäksi uudet vaimentimet vaativat kiinnitysreikien lisäksi korvakkeisiin reiät, joihin vaimentimet asetettiin. Koska moottorin tukijalat haluttiin pitää toistensa peilikuvina moottorin molemmin puolin, päädyttiin moottorin vaimentimien kiinnitys toteuttamaan koneistamalla koneen takarunkoon asennettuihin moottorin korvakkeisiin reiät kullekin vaimentimelle vaimentimen kiinnityksen vaatimilla mitoilla.

Moottorin asennuksen jälkeen huomattiin moottorin etummaisen korvakkeen ottavan lähes moottoriin kiinni moottorin oikealla puolla. Korvake haittasi moottoriin asennetun ilmastoinnin kompressorin asennus- ja tulevia huoltotöitä, joten korvakeeseen päädyttiin leikkaamaan viiste. Valmistusteknisistä syistä viiste peilautuu myös moottorin toiselle puolelle, kun sama korvake on käytössä moottorin molemmin puolin.

6.2 Moottorin etummaiset tukijalat

Moottorin etummaiset tukijalat päädyttiin hitsaamaan kolmesta levystä kuvan 6 mukaiseksi osaksi. Suunnitteluvaiheessa haluttiin pitää moottorin tuennan komponentit peilikuvina toisiinsa nähden moottorin kummallakin puolella valmistettävyyden vuoksi.

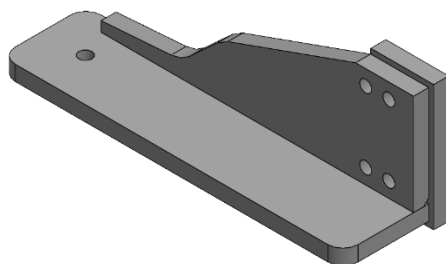


Kuva 6. Moottorin etummainen tukijalka, oikea.

Levyt suunniteltiin tästä syystä sellaisiksi, että ne hitsattaessa kokoonpanoksi pystyttiin niitä hyödyntämään moottorin ja vaimentimien välisessä kiinnityksessä moottorin molemmilla puolilla.

6.3 Moottorin takimmaisiet tukijalat

Myös moottorin takimmaisiet tukijalat hitsattiin kokoon kolmesta levystä kuvan 7 mukaiseksi osaksi. Samoin kuin etummaisiet tukijalat, takimmaisiet tukijalat suunniteltiin toisilleen peilikuviksi käytettäväksi moottorin kummallakin puolella.



Kuva 7. Moottorin takimmainen tukijalka, oikea.

Prototyypivaiheessa osia hitsattaessa päädyttiin tukilevyyn tekemään viiste, jotta hitsausseama osia yhteen hitsattaessa saatiin tukilevyn pinnan tasalle. Tämän muutoksen takia tuentakokoonpanon vaatimien osien määrä kasvoi yhdellä, kun samaa tukilevyä ei enää voinut käyttää moottorin molemmin puolin. Tukijalkojen suunnittelussa aiheutti ongelmia erityisesti moottorin kiinnityspisteen, sekä vaimentimen välinen välimatka, sekä pitkän välimatkan ylittävän levyn vaatima tila.

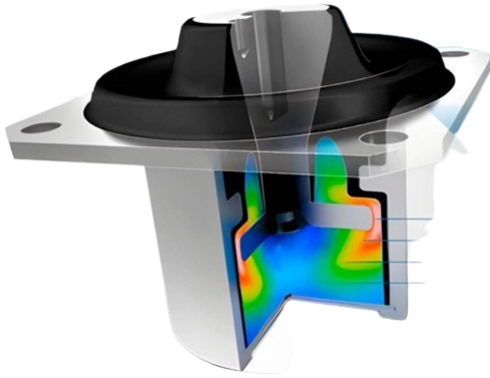
6.4 Nestetäytteiset joustimet

Uudet nestetäytteiset joustimet valittiin moottorikokoonpanon ominaisuuksien ja laskennan perusteella. Joustimiksi valittiin 50 Sh joustimet, joiden maksimikuormitus on 200 kg. Tuenta suunniteltiin siten, että samoja 50 Sh joustimia pystyttiin käyttämään jokaisessa moottorin neljässä kiinnityspisteessä.

Nestetäytteisillä joustimilla pyritään poistamaan moottorin värähtelyn aiheuttamia taajuuksia. Tämän vuoksi joustinten materiaalin kovuudeksi valittiin 50 Sh (shore A), joka on shore-kovuusasteikon pehmeimmästä päästä.

Matalampi shore-kovuus pystyy poistamaan enemmän värähtelytaajuuksia. Matalan shore-kovuuden käyttö oli mahdollista, sillä moottorikokoonpanon yhteispaino ei ylittänyt joustinten kantavuutta. Lisäksi moottorikokoonpanoon ei kohdistu sellaisia voimia, jotka vaatisivat joustimilta erityisen suurta kykyä poistaa sivuttaisvoimia, joita kovemman shore-kovuuden omaavilla joustimilla pystyttäisiin poistamaan.

Nestetäytteisissä joustimissa yhdistyvät sekä jousi, että hydraulinen vaimennuselementti kompaktissa rakenteessa. Joustinten kumiosa on kuvan 8 tapaisesti sidoksissa metalliosiin siten, että se kestää suuretkin iskut. Joustinten nestekammio on jaettu kahteen osaan, joiden välillä on kuristusaukko.



Kuva 8. Nestetäytteisen joustimen rakenne (AMC Mecanocaucho 2025).

Tällaisella rakenteella mahdollistetaan elastomeerielementin liikkeen aiheuttama nestevirtaus kammioiden välillä, joka hajottaa energiaa ja vaimentaa värähtelyä.

7 Pohdinta ja yhteenveto

Moottorin tuentaa tarkasteltaessa erilaisissa tuentakonfiguraatioissa on selvää, että itse moottorin tuenta sen alkuperäistä tuentaa käytettäessä on riittävä. Kun moottorikokoonpanoon lisätään muita komponentteja, jotka liitetään osaksi moottoria ja jotka näin siirtävät moottorikokoonpanon painopistettä ja kasvattavat kokoonpanon painoa, ei alkuperäinen tuenta pysty vastaamaan muuttuneisiin ominaisuuksiin.

Laskennassa haasteita tuottivat erityisesti koneen rungon ja muiden komponenttien vaatimat tilavaraukset, joiden vuoksi jouduttiin tekemään kompromisseja, eikä täysin optimaalista tuentaa ollut mahdollista toteuttaa. Optimaalisessa tilanteessa sekä moottorin etummaisesta, että takimmaisesta joustimet olisivat olleet y-akselilla samalla korkeudella, mutta ilmastoinnin kompressori esti tämän.

Uuden moottorin tuennan vuoksi uuden mallisarjan koneet ovat käyntiääneltään huomattavasti hiljaisempia kuin edeltäjänsä. Toimiva moottorin tuenta eristää moottorin värähtelyä tehokkaasti ja tämä heijastuu koko koneeseen. Moottorin värähtelyn poistamisen seurauksena myös muut koneen komponentit säästyvät ylimääräisiltä iskuilta erityisesti koneen konepeiton sisällä.

Ensiesittelyssään uusi mallisarja keräsi kehuja hiljaisesta käyntiäänestään ja tasaisesta käynnistään. Olennaisena osana näihin on moottorin tuennan kyky eristää moottorin värähtely koneen rungosta ja näin estää resonointi koneen muissa komponenteissa.

Kokonaisuudessaan uuden moottorin tuennan suunnittelu oli onnistunut projekti. Toteutettu tuenta pystyy vastaamaan johdannossa läpikäytyihin haasteisiin hyvin. Lisäksi tuennan komponentit pystyttiin suunnittelemaan kustannustehokkaasti, eikä uusi tuenta huomattavasta parannuksesta huolimatta vaikuta olennaisesti koneen tuotantokustannuksiin.

Jatkokehitystä pyritään tekemään, kun uutta moottorin tuentaa päästään perusteellisesti testaamaan. Testauksessa on tarkoitus tarkastella tuennan

staattisia ja dynaamisia ominaisuuksia. Testituloksia tullaan vertaamaan laskennan ja simuloinnin tuottamiin tuloksiin ja testauksen jälkeen saadaan lopullinen kuva tuennan suunnittelun onnistumisesta.

Lähteet

AMC Mecanocaucho 2025. Advices. Viitattu 10.06.2025.

<https://www.mecanocaucho.com/en-GB/news/advices-amc/advices/>

Crocker, M. J & Arenas, J. P. 2021. Engineering Acoustics: Noise and Vibration Control. Hoboken, New Jersey USA: Wiley

Inman, D. J. 2014. Engineering Vibration. Fourth Edition. Upper Saddle River, New Jersey USA: Pearson Education, Inc.

Jazar, R. N. 2022. Advanced Vibrations. Theory and Application. Second Edition. Cham, Switzerland: Springer Nature Switzerland AG

Liu, C. Q & Huston, R. L. 2011. Principles of Vibration Analysis with Applications in Automotive Engineering. Warrendale, Pennsylvania USA: SAE International.

Lännen Smart 2024. (14–17). Kaikkien aikojen paras Lundberg.

https://www.lannen.com/hubfs/SMART/LMCE_Group_Smart_2024_www.pdf?sCtaTracking=c21dd003-c457-4468-8f68-1baeeb7d7799%7Cb200c5aa-b07e-42c0-816b-9eb638864eb7

Lännen Tractors Oy 2025a. Tietoa meistä. Viitattu 08.06.2025.

<https://www.lannen.com/fi/yritys/lmce-group>

Lännen Tractors Oy 2025b. Lundberg 60 - Kaikkien aikojen paras. Viitattu

08.06.2025. <https://www.lannen.com/fi/ajankohtaista/lundberg-60-kaikkien-aikojen-paras>

Pang, J. 2018. Noise and Vibration Control in Automotive Bodies. Hoboken, New Jersey USA: Wiley.

Sheng, G. 2012. Vehicle Noise, Vibration and Sound Quality. Warrendale, Pennsylvania USA: SAE International

Singiresu, S. R. 2011. Mechanical Vibrations. Fifth Edition. Upper Saddle River, New Jersey USA: Pearson Education, Inc.