jamk.fi

Porraserottelijan laitesuunnittelu

Toni Hållfast

Opinnäytetyö
Kevät 2020
Tekniikan ala
Insinööri (AMK), konetekniikka

Jyväskylän ammattikorkeakoulu
JAMK University of Applied Sciences

jamk.fi

Kuvailulehti

Tekijä(t)	Julkaisun laji	Päivämäärä
Hållfast, Toni	Opinnäytetyö, AMK	Toukokuu 2020
	Sivumäärä 160	Julkaisun kieli Suomi
		Verkkojulkaisulupa myönnetty: x

Työn nimi
Porraserottelijan laitesuunnittelu

Tutkinto-ohjelma
Insinööri (AMK), konetekniikka

Työn ohjaaja(t)
Petri, Luosma; Tomi, Nieminen

Toimeksiantaja(t)
Nordautomation Oy

Tiivistelmä

Opinnäytetyön tehtävänä oli toteuttaa tuotekehitysprojekti Nordautomation Oy:n suunnittelemalle porraserottelijalle. Porraserottelija vastaa sahansyöttö- ja tukinlajittelulinjastojen karkeasta tukkien erottelusta. Nykyisessä porraserottelijassa on huomattu käytön aiheuttavia ongelmia, joihin opinnäytetyöllä pyrittiin löytämään ratkaisut. Näitä ongelmia ovat olleet porraslohkojen suuret massat, kampimekanismin vaurioituminen, laakeripetien suuntaisuusongelmat sekä telirullastojen ja kulkujohteiden samansuuntaisuudet ja välistymiset.

Opinnäytetyö on tyyliltään kehittämistutkimus, jonka etenemismallia opinnäytetyössä hyödynnetään. Ongelman ratkaisemiseksi etsittiin tietoa alan kirjallisuudesta ja analysoitiin sitä. Ongelmanratkaisumallina hyödynnettiin suunnitteluprosessia, jonka avulla etsittiin optimaalisin ratkaisu. Ratkaisuista karsittiin paras vaihtoehto painopistearvioinnin avulla. Saadut ratkaisut perusteltiin kirjallisuuteen ja FEM-analyyseihin perustuen. Näiden tietojen pohjalta suunniteltiin lopulliset ratkaisut ja tarvittavat työkuvat.

Porraserottelijasta suunniteltiin uusi versio, jossa vanhat ongelmakohdat on korvattu uusilla ratkaisuilla. Uudet rakenteet on optimoitu painon ja kestävyyden mukaan FEM-analyyseillä takaamaan rakenteiden kestävyys. Uusi porraserottelija täyttää kaikki asiakkaan ja toimeksiantajan asettamat vaatimukset.

Uusi porraserottelija siirtyy testausvaiheeseen syksyllä 2020, jolloin uuden laitteen toiminnasta saadaan kerättyä tarkempaa tietoa. Toimiessaan suunnitellusti laite vähentää korjaustöistä johtuvia ylimääräisiä seisokkiaikoja toimeksiantajan asiakkaan sahoilla. Näin ollen uusi porraserottelija tarjoaa asiakkaalle sulavaa sahalinjastojen toimintaa.

Avainsanat (asiasanat)
Porraserottelija, FEM-analyysi, sahalaitos

Muut tiedot (Salassa pidettävät liitteet)
Liitteet 1;3-4;6-7 ovat salassa pidettäviä, ja ne on poistettu julkisesta työstä. Salassapidon perusteena on viranomaisten toiminnan julkisuudesta annetun lain (621/1999) 24 §:n kohta 17: yrityksen liike-tai ammattisalaisuus. Salassapitoaika on viisi (5) vuotta. Salassapito päättyy 1.6.2025.

jamk.fi

Description

Author(s)	Type of publication	Date
Hållfast, Toni	Bachelor's thesis	May 2020
		Language of publication: Finnish
	Number of pages: 160	Permission for web publication: x

Title of publication
Design of a step separator

Degree programme
Mechanical engineering

Supervisor(s)
Petri, Luosma; Tomi, Nieminen

Assigned by
Nordautomation Oy

Abstract

The subject of the thesis was to perform a product development project for a step sorter designed by Nordautomation Oy. The step sorter is responsible for the rough separation of logs in saw supply and log sorting lines. Problems in the current step sorter have been observed and the thesis is looking to solve them. Problems that have been sighted are the large masses of the moving steps, damaging of the crank mechanism, parallelism of bearing beds and parallelisms of track rollers and rails.

The thesis is development research as its style. Information about problems solutions are sought in articles related to the topic and by analyzing the information found about the problems. Design process was used as problem solution model for finding the most optimal solution. The best solution was found using point evaluation. Solutions obtained have been motivated by using FEM-analysis and the theory part. The final solutions and drawings have been designed based on this information

A new version of the step sorter, where old problem points are replaced with newer solutions was designed. The new structures have been optimized in weight and strength using FEM-analysis. The new step sorter fulfilled all the wishes and requirements set by the customer and the assignor.

The new step sorter moves in to test phase in autumn 2020, when more accurate information about the functionality of the device can be collected. If the device works as it was designed, it reduces additional shutdown times due repair work. Hence, the new step separator offers smooth operation from the saw lines to the customer.

Keywords/tags (subjects)
Step sorter, FEM-analysis, saw factory

Miscellaneous (Confidential information)
Attachments 1;3-4;6-7 are confidential, and they are removed from public work. Grounds for confidentiality are the actions of the authorities according to public disclosure act (621/1999) 24 §:n part 17: Business secret or professional secret of the company. Confidentiality time is five (5) years. Confidentiality time ends in 1.6.2025.

Sisältö

1 Opinnäytetyön lähtökohdat 8

1.1 Toimeksiantaja – Nordautomation Oy 8

1.2 Tavoite ja rajaus 8

1.3 Porraserottelija 9

1.4 Ajankohtaisuus ja ongelmakohdat 10

1.4.1 Kampimekanismin vauriot 11

1.4.2 Telipyörästön vauriot 12

1.4.3 Sidelevyjen vauriot 13

2 Menetelmät 14

2.1 Kehittämistutkimus 14

2.2 Kvalitatiivinen tutkimusote 16

3 Koneensuunnitteluprosessi 17

3.1 Tuotekehitysprojekti 17

3.1.1 Projektin käynnistäminen 17

3.1.2 Luonnosteluvaihe 18

3.1.3 Kehittelyvaihe 20

3.1.4 Viimeistelyvaihe 21

3.2 Direktiivit ja standardit koneensuunnittelussa 21

3.2.1 Standardit 21

3.2.2 Koneturvallisuusstandardit 22

3.2.3 CE-merkintä 23

4 Lujuustarkastelu 24

4.1 Lujuuslaskennan yleisiä periaatteita 24

4.2 Pääkuormituslajit 25

4.3 Materiaalien kuormituslajit ja ominaisuudet 26

4.4 FEM-analyysi 28

5 Suunnittelun lähtötiedot 30

6 Suunnittelu 31

6.1 Porraslohkot 31

6.1.1 Vanha A-porraslohko 33

6.1.2 Uusi A-porraslohko 49

6.1.3 Vanha B-porraslohko 64

6.1.4 Uusi B-porraslohko 78

6.2 Kampimekanismi 90

6.2.1 Kampimekanismin runko 91

6.2.2 Käyttöakselin kiinnityslaippa 97

6.2.3 Korvakkeiden reikien välyksen poisto 103

6.2.4 Kampimekansimin kuormitukset 105

6.2.5 Kampimekanismin FEM-analyysi 107

6.3 Kulkurullasto 113

6.3.1 Kulkurullaston laakerointi 120

6.3.2 Kulkurullaston FEM-analyysi 125

6.3.3 Uusi kulkurullasto 128

6.4 Käyttöakseli 131

6.5 Runko 140

6.6 Suojalaidat ja verkkosuojat 146

7 Johtopäätökset ja pohdinta 149

Lähteet 152

Liitteet 155

Liite 1. Kampimekanismi 155

Liite 2. Kiristysholkki 156

Liite 3. Kampimekansimin ääriasento 1 157

Liite 4. Kampimekanismin ääriasento 2 158

Liite 5. Konekortin kansilehti 159

Liite 6. Uusi porraserottelija takaprofiili 160

Liite 7. Uusi porraserottelija etuprofiili 160

Kuviot

Kuvio 1. Porraserottelija ajotilanteessa 9
Kuvio 2. Kampimekansimi 10
Kuvio 3. Kampimekanismin vaurio 12
Kuvio 4. Telipyörästön vaurio 13
Kuvio 5. Sidelevyn väsymismurtuma 14
Kuvio 6. Tuotekehitysprojektin käynnistämisvaihe (Jokinen 2001, 16) 18
Kuvio 7. Luonnosteluvaihe (Jokinen 2001, 16) 19
Kuvio 8. Kehittelyvaihe (Jokinen 2001, 16) 20
Kuvio 9. Viimeistelyvaihe (Jokinen 2001, 16) 21
Kuvio 10. Esimerkki Wöhlerin käyrästä (Valtanen 2016, 280) 27
Kuvio 11. Yleisimpiä elementti tyyppejä, kulmapisteet havainnoillistettuna (Comsol 2020) 29
Kuvio 12. Vanhan A-porraslohkon etuprofiili 34
Kuvio 13. Vanhan A-porraslohkon takaprofiili 35
Kuvio 14. Kiihtyvyyden aiheuttama kuormitus 36
Kuvio 15. Portaan massan ja kiihtyvyyden aiheuttamt kuormitukset 37
Kuvio 16. Putkipalkin jännitykset 38
Kuvio 17. Voimien suunnat 39
Kuvio 18. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormasta porrastasoihin kohden 40
Kuvio 19. Portaan kiinnityskohdan jännitykset 41
Kuvio 20. Sidelevyjen jännitykset 42
Kuvio 21. Tukkien massasta aiheutuvat siirtymät 43
Kuvio 22. Tukkipinon aiheuttama voima alinta porraslevyä vasten 44
Kuvio 23. Tukkien aiheuttama voima porraslevyjä vasten 45
Kuvio 24. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta voimasta porraslevyjä vasten 46
Kuvio 25. Sidelevyn jännitykset 47
Kuvio 26. Kulkurullaston kiinnityslaipan jännitykset 48
Kuvio 27. Tukkien massasta aiheutuvat siirtymät 49
Kuvio 28. A-portaan porraslevyjen muutokset 50

Kuvio 29. A-portaan sidelevy muutokset....51
Kuvio 30. Kiihtyvyyden aiheuttama kuormitus....52
Kuvio 31. Kiihtyvyydestä ja putoamiskiihtyvyydestä aiheutuvat jännitykset....53
Kuvio 32. Tukkien painosta aiheutuva voima porrastasoja kohden....54
Kuvio 33. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormasta porrastasoihin kohden....55
Kuvio 34. Sidelevyn jännitykset....56
Kuvio 35. Kiinnityskorvakkeen jännitykset....57
Kuvio 36. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät....58
Kuvio 37. Tukkipinon aiheuttama voima alinta porraslevyä vasten....59
Kuvio 38. Tukkien aiheuttama voima porraslevyjä vasten....60
Kuvio 39. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormituksesta porraslevyjä vasten....61
Kuvio 40. Sidelevyn jännitykset....62
Kuvio 41. Kulkurullaston kiinnityskohdan jännitykset....63
Kuvio 42. Kuormituksesta aiheutuvat siirtymät....64
Kuvio 43. Vanha porraslohko B etuprofiili....65
Kuvio 44. Vanha porraslohko B takaprofiili....66
Kuvio 45. Laitteen kiihtyvyyden ja putoamiskiihtyvyyden aiheuttama kuormitus....67
Kuvio 46. Kiihtyvyydestä ja putoamiskiihtyvyydestä aiheutuvat jännitykset....68
Kuvio 47. Kiinnityskorvakkeen jännitykset....69
Kuvio 48. Kuormittavan voiman suunta....70
Kuvio 49. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormasta porrastasoihin kohden....71
Kuvio 50. Kiinnityskorvakkeen jännitykset....72
Kuvio 51. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät....73
Kuvio 52. Kuormittavien voimien suunta....74
Kuvio 53. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta voimasta porraslevyjä vasten....75
Kuvio 54. Kiinnityskorvakkeen jännitykset....76
Kuvio 55. Kulkurullaston kiinnityslaipan kohdan jännitykset....77
Kuvio 56. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät....78

Kuvio 57. B-portaan porraslevyjen muutokset 79
Kuvio 58. B-portaan sidelevyjen muutokset 79
Kuvio 59. Laitteen kiihtyvyyden ja putoamiskiihtyvyyden aiheuttama kuormitus 80
Kuvio 60. Kiihtyvyydestä ja putoamiskiihtyvyydestä aiheutuvat jännitykset 81
Kuvio 61. Kiinnityskorvakkeen jännitykset 82
Kuvio 62. Kuormittavien voimien suunta 83
Kuvio 63. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormituksesta porrastasoja vasten 84
Kuvio 64. Kiinnityskorvakkeen jännitykset 85
Kuvio 65. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät 86
Kuvio 66. Kuormittavien voimien suunta 87
Kuvio 67. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta voimasta porraslevyjä vasten 88
Kuvio 68. Kiinnityskorvakkeen jännitykset 89
Kuvio 69. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät 90
Kuvio 70. Vanha kampimekanismi 91
Kuvio 71. Kampimekanismi Malli 1 93
Kuvio 72. Kampimekanismi Malli 2 94
Kuvio 73. Kampimekanismi Malli 3 95
Kuvio 74. Kiinnityslaipan vanha rakenne 97
Kuvio 75. Kiinnityslaippa Malli 1 99
Kuvio 76. Kiinnityslaippa Malli 2 100
Kuvio 77. Kiinnityslaippa Malli 3 101
Kuvio 78. Expander-kiristystappin rakenne (Nord-Lock Group, 2020) 104
Kuvio 79. Kuormittavat voimat ääriasennossa 1 106
Kuvio 80. Kuormittavat voimat 107
Kuvio 81. Kampirungon jännitykset ääriasennossa 1 108
Kuvio 82. Kampirungon akselin jännitykset 109
Kuvio 83. Kampirungon siirtymät ääriasennossa 1 110
Kuvio 84. Kampirungon jännitykset ääriasennossa 2. 111
Kuvio 85. Kampirungon akselin jännitykset 112
Kuvio 86. Kampirungon siirtymät ääriasennossa 2 113

Kuvio 87. Telirullasto 114
Kuvio 88. Kulkurullasto malli 1 116
Kuvio 89. Kulkurullasto malli 2 117
Kuvio 90. Kulkurullasto malli 3 118
Kuvio 91. 6214-2RS1 laakerin teknisettiedot 122
Kuvio 92. Kulkurullaston rungon jännitykset 125
Kuvio 93. Kulkurullaston akselin ja holkin jännitykset 126
Kuvio 94. Kulkurullaston runkolevyn jännitykset 127
Kuvio 95. Kulkurullaston siirtymät 128
Kuvio 96. Uusi kulkurullasto 129
Kuvio 97. Kulkurullaston poikkileikkaus 130
Kuvio 98. Uusi säädettävä liukujohde 131
Kuvio 99 Putkiakselin rakenne 132
Kuvio 100. Putkiakselin jännitykset 137
Kuvio 101. Umpiakselin jännitykset 138
Kuvio 102. Putkipalkin jännitykset 139
Kuvio 103. Putkiakselin kiertymä 140
Kuvio 104. Päätylohkon koneistettava alusrunko 141
Kuvio 105. Liukujohde pari 142
Kuvio 106. Liukujohteiden hitsausjigi 143
Kuvio 107. Päätylohkon rakenne 144
Kuvio 108. Laakeriyöksiköiden lukituspalat 145
Kuvio 109. Runkorakenne 146
Kuvio 110. Päätylohkon suojukset 148
Kuvio 111. Päätylohkonsuojukset 149

Taulukot

Kuvaotsikkoluettelon hakusanoja ei löytynyt.

Taulukko 1. Vaatimuslista 31
Taulukko 2. Porraserottelijan kiihtyvyyskäyrä 33

Taulukko 3. Kampimekanismin painopistearviointi 96
Taulukko 4. Kiinnityslaipan painopistearviointi.....103
Taulukko 5. Kulkurullaston painopistearviointi.....120
Taulukko 6. 6214-2RS1 Laakerin kuormitukset 123
Taulukko 7. Laakerin 6214-2RS1 elinikä 124
Taulukko 8. Laakerin 6214-2RS1 vähimmäiskuormitus.....124
Taulukko 9. Umpiakselin vääntöjännitys.....133
Taulukko 10. Koneenrakennuksessa sallittuja jännityksiä (Valtanen 2016, 292)
.....134
Taulukko 11. Putkipalkin vääntöjännitys.....135
Taulukko 12. Putkiakselin taipuma.....136

1 Opinnäytetyön lähtökohdat

1.1 Toimeksiantaja – Nordautomation Oy

Nordautomation Oy on pohjoismainen kansainvälisesti toimiva puunjalostusteollisuuteen erikoistunut yritys, joka on alansa markkinoiden johtava tukinkäsittelytekniikan suunnittelija ja valmistaja. Nordautomation on erikoistunut sahateollisuuden sahansyöttö ja tukinlajittelulinjastojen projektitoimituksiin. Nordautomation kuuluu kansainväliseen Addtech-konserniin, jossa se sijaitsee Industrial process-yksikössä. Addtech-konsernin alaisena toimii maailmanlaajuisesti yli 130 yritystä, joissa palvelee yli 2700 työntekijää. Nordautomation työllistää itse noin 90 työntekijää, joista noin 70 sijaitsee yrityksen tuotantolaitoksella Alajärvellä. Loput työntekijät sijaitsevat yrityksen pääkonttorilla Kristiinankaupungissa. (Nordautomation Oy, 2020)

Nordautomationin liikeideana on parantaa asiakkaidensa liiketoimintaa nostamalla asiakkaiden sahojen tuotantotehoa ja tuottavuutta. Tämän mahdollistaa laitteiden toimiminen häiriöittä sekä linjastojen nopeus ja tarkkuus. (Nordautomation Oy, 2020)

1.2 Tavoite ja rajaus

Opinnäytetyössä tavoitteena on suorittaa tuotekehitysprojekti toimeksiantajan valmistamalle porraserottimelle, jossa keskitytään eliminoimaan porraserottelijassa esiintyvät ongelmat. Lopputuloksena on toimittaa toimeksiantajalle uudesta porraserottelijasta 3D-malli sekä työkuvat porraserottelijan valmistusta varten. Opinnäytetyöhön on sisällytetty:

- Porraslohkojen kevennys
- Kampimekanismin suunnittelu
- Käyttöakselin suunnittelu
- Liukujohteiden suunnittelu
- Kulkurullaston suunnittelu
- Päätyrakenteiden suunnittelu
- Komponenttivalinnat

- Lujuustarkastelut
- Työkuvat

1.3 Porraserottelija

Opinnäytetyöni aihe koskee Nordautomation Oy:n suunnittelemaa tuotetta porraserottelijaa. Porraserottelija on tukinkäsittelylaite, joka sijaitsee tukinlajittelu ja sahansyöttölinjastojen alkupäässä. Porraserottelijan tehtävä on erotella tukkipöydältä tulevasta suuremmasta tukkipinosta tukit erilleen seuraavalle kuljettimelle ja näin ollen vastaa tukkien karkeasta erottelusta. Erottelu tapahtuu porraserottelijan porraslohkojen vuorottelevalla liikkeellä, joka mahdollistaa tukin liikkumisen portaita pitkin ylöspäin. Tällä tavoin tukit saadaan eroteltua suuremmasta pinosta ja näin ollen pystytään helpottamaan tukkien myöhempää käsittelyä. Kuviosta 1 voidaan nähdä porraserottelija ajotilanteessa.

Kuvio 1. Porraserottelija ajotilanteessa

Porraserotin koostuu kahdesta vierekkäisestä porraslohkosta (lohkot A ja B), jotka saavat vuorottelevan mekaanisen liikkeensä kampimekanismista. Kampimekansimi saa voimansiirtonsa käyttöakselilta, jota pyörittää kaksi tappivaihdemoottoria. Kampimekanismi on kiinnitetty kumpaankin porraslohkoon työntövarrella. Käyttöakselin ja kampimekanismin välille kiinnitetty työntövarsi luo käyttöakselin pyöriessä edestakaisen liikkeen kampimekanismille. Tällöin A-lohkon liikkuessa ylöspäin B-lohkoon kiinnitetty työntövarsi vetää B-lohkoa alaspäin. Tällä tavoin porraslohkot A ja B saavat vuorottelevan liikkeen, joka mahdollistaa tukkien nousemisen portaita pitkin seuraavalle kuljettimelle. Kuviosta 2 voidaan nähdä tarkemmin kampimekanismin rakenne.

Kuvio 2. Kampimekansimi

1.4 Ajankohtaisuus ja ongelmakohdat

Tutkimisen arvoisen opinnäytetyöstä tekee porraserottelijan käytössä havaitut ongelmat. Nykyisessä porraserottelijassa on tiedossa puutteellisia kohtia, joita on jouduttu korjaamaan ja vaihtamaan erilaisilla ratkaisuilla ajansaatossa. Hajoamisista ja korjaa-

misista aiheutuvista seisokeista aiheutuu sahoille aikataulullisia ongelmia sahalaitteistojen seisoessa. Ongelma on siis ilmeinen, joka pyritään korjaamaan opinnäytetyöni avulla.

Suurimpana ongelmakohtana ovat porraslohkot A ja B. Porraslohkot ovat 7 metriä leveitä ja ovat rakenteeltaan vankkoja, josta johtuen porraslohkot ovat painoltaan raskaita. Porraslohko A:n paino on 10 750 kg sekä porraslohko B:n 10 118 kg. Lohkot tasapainotetaan saman painoisiksi, jolloin lohkoon B kiinnitetään painolevyjä. Tällöin portaiden yhteenlaskettu massa on lähes 22 000 kg. Portaiden suuri massa aiheuttaa porraserottimen muille rakenteille ja komponenteille suuria voimia, jotka ovat aiheuttaneet rakenteiden vaurioita.

1.4.1 Kampimekanismin vauriot

Kampimekanismi ottaa vastaansa portaiden painosta sekä tukkien painosta aiheutuvat voimat työntövarsien välityksellä. Toinen voima kohdistuu kampimekanismiin käyttöakseliin kiinnitetystä työntövarresta. Voimat eivät ole akselilla samansuuntaisia vaan kohdistuvat akselin kumpaankin reunaan aiheuttaen rakenteessa vääntömomentin. Kampimekanismiin kohdistuvat suuret voimat sekä korvakkeiden väliset momentit ovat aiheuttaneet hitsaussaumojen pettämisiä sekä korvakkeiden hajoamisia. Korvakkeiden hajoamisiin on myös vaikuttanut korvakkeiden reikien välistyminen ajossa. Korvakkeiden reikien välistyminen syntyy kampimekanismin iskevästä edesta-

kaisesta liikkeestä. Tällaiset vaihtelevat staattiset kuormat ovat aiheuttaneet rakenteelle väsymistä ja aiheuttaneet rakenteiden kulumisia ja ääritilanteissa murtumisia. Kuviosta 3 voidaan nähdä kampimekanismin akselin vaurioituminen.

Kuvio 3. Kampimekanismin vaurio

1.4.2 Telipyörästön vauriot

Telipyörästöt kiinnittyvät porraslohkojen reunoihin, jossa ne sijaitsevat runkorakenteessa olevien kulkujohteiden välissä. Telipyörästöt liukuvat liukukiskoja vasten, jolloin mahdollistetaan porraslohkojen rajoitettu liikerata. Telipyörästöjen runkorakenteita on myös hajonnut ajotilanteessa suurten kuormitusten alaisena. Telipyörästön hajotessa porras menettää yhden tukipisteensä ja alkaa nojaamaan toista porrasta

vasten. Tästä on aiheutunut porraslohkojen rakenteiden hinkkaamista toisiaan vasten, joka on vaurioittanut rakenteita. Kuviosta 4 voidaan nähdä esimerkki telipyörästön vaurioitumisesta.

Kuvio 4. Telipyörästön vaurio

1.4.3 Sidelevyjen vauriot

Porraslohkojen runkorakenteet koostuvat niin sanotuista tukilevyistä eli sidelevyistä, johon portaiden muut levyosat hitsataan kiinni. Sidelevyjä on molemmissa porraslohkoissa useampi ja ne ovat hitsattu samaan linjaan sidelevyjä lävistävillä putkipalkeilla. Sidelevyistä ja putkipalkeista koostuva runko ottavaa pääsääntöisesti vastaan tukkien painoista aiheutuvat voimat. Tukeista aiheutuvat voimat ovat epäsäännöllisiä staattisia ja iskeytyviä voimia, jotka muodostat ajansaatossa sidelevyjen rakenteille väsymismurtumia. Väsymismurtumat laajenevat ajansaatossa ja vaativat korjaavia toimenpiteitä. Kuviosta 5 voidaan nähdä esimerkillinen tapaus sidelevyjen väsymismurtumasta.

Kuvio 5. Sidelevyn väsymismurtuma

2 Menetelmät

2.1 Kehittämistutkimus

Opinnäytetyöni on tyyliltään tuotekehitysprojekti, joten tutkimusmenetelmältään aihe sisältyy kehittämistutkimukseen. Kehittämistutkimuksen lähtökohtana toimii jonkin prosessin, tuotteen, asiantilan tai toiminnon kehitystoiminta (Kananen 2012, 20). Kehittämistutkimus on kehittämistoimintaa mihin yhdistetään tutkimus. Kehittämistutkimuksen rakenteen perustana toimii teoria, joka on oleellinen osa tutkimusta. Teoria toimii niin sanotusti perusteena saaduille tutkimustuloksille, jolla voidaan todentaa tutkimustulosten oikeellisuutta (Kananen 2012, 19). Kehittämistutkimus on siis kehittämistyön ja tutkimuksen yhdistelmä.

Kehittämistutkimus voidaan jakaa karkeasti viiteen eri pääosioon. (Kananen 2012, 15)

1) Johdanto
2) Tutkimusongelma
3) Metodologia
4) Teoreettinen viitekehys
5) Tutkimustulokset
6) Johtopäätökset

Johdanto osiossa opinnäytetyön tutkimusongelma käydään läpi yleisellä tasolla. Osiossa käydään läpi opinnäytetyö aiheen valikoitumisperusteita ja taustatietoja. Voidaan sanoa, että johdanto osio perustuu aiheen perustelemiseksi validiksi tutkimusaiheeksi. Osiossa esitetään myös opinnäytetyön ongelmat, joita tutkimuksella pyritään ratkaisemaan (Kananen 2012, 16).

Taustatietojen selvittämistä varten kehittämistutkimuksessa oleellista on suorittaa lähtötilanteen kartoitus, joka suoritetaan toisessa osiossa. Lähtötilanteen selvityksessä paneudutaan tutkittavaan ilmiöön ja suoritetaan aiheen rajaus. Osiossa hyödynnetään tiedonkeruumenetelmiä, kuten havainnointia, haastatteluja sekä aiheesta löytyviä dokumentteja (Kananen 2012, 53–62). Tarkasti suoritettu alkutilan selvitys voi avata tutkimuksen kohteena olevaa ongelmaa ja sen riippuvuussuhteita tutkijalle ja näin ollen lisätä ongelman ymmärrystä. Osiossa määritetään myös tutkimuskysymykset, joihin kehitystutkimuksella pyritään löytämään vastaukset (Kananen 2012, 15).

Tutkimusasetelma osiossa valitaan ja perustellaan tutkimuksessa hyödynnettäviä menetelmiä, joiden avulla tutkimusongelmaa lähdetään ratkaisemaan. Menetelmät vaativat kuitenkin tietoa perusteeksi, joita lähdetään keräämään tiedonkeruu-, analyysi- ja ongelmanratkaisumenetelmiä hyödyntämällä (Kananen 2012, 17).

Neljäntenä osiona toimii Teoreettinen viitekehys eli tietoperusta. Teoreettinen viitekehys sisältää kehitystutkimuksessa käytettävän teoriaosuuden. Teoriaosuutta lähdetään hankkimaan kirjallisuuskatsauksen avulla. Kirjallisuuskatsauksessa tarkastellaan oman alan tietovarantoa, jossa pääpainona on aihetta vastaavan tiedon etsiminen. Kirjallisuuskatsauksessa löytyneistä tutkimuksista voidaan hyödyntää tutkimustuloksia ja teorioita omassa tutkimuksessa. Katsauksessa ei kuitenkaan välttämättä löydy

omaa tutkimusaluetta vastaavia tutkimuksia, joka puolestaan nostaa oman tutkimuksen arvoa (Kananen 2012, 17).

Tutkimusmenetelmiä ja tietoperustaa hyödyntämällä saadaan tutkimustulokset. Tutkimustulokset osiossa käydään läpi kehittämistutkimuksessa saatuja tuloksia. Tutkimuksessa saatujen tulosten todentamista varten suoritetaan luotettavuusarviointi. Luotettavuusarviointia varten on kerätty tietoperusta osio, johon tulosten tulisi perustua. Tulokset tulee siis kyetä perustelemaan kerätyn tietoperustan avulla. Perusteluun ei kuitenkaan riitä pelkkä tietoperusta osio, vaan luotettavuus tulee suorittaa tarkan dokumentaation tavulla. Dokumentaation tulee sisältää vastaukset mitä on tehty, miten on tehty ja miksi on tehty (Kananen 2012, 166).

2.2 Kvalitatiivinen tutkimusote

Laadullinen eli kvalitatiivinen tutkimusote on menetelmäsuuntaus, jossa pyritään löytämään ratkaisu tutkittavaan ilmiöön. Tämä sisältää ilmiön tarkoituksen ja merkityksen selvittämisen. Kvalitatiivisessa tutkimusotteessa tieto pyritään selvittämään haastattelujen, havainnoinnin ja kirjallisen dokumentaation avulla. Tämä tarkoittaa ratkaistavan ongelman tarkkailu, ongelman yhteydessä toimivien henkilöiden haastattelu ja ongelmasta löytyvän kirjoitetun tiedon tulkinta. Laadullinen tutkimusote ei sisällä määrällisen eli kvantitatiivisen tutkimusotteen tavoin numeraalisen datan tulkintaa (Kananen 2012, 29–30).

Kvalitatiivinen tiedonkeruu prosessi koostuu neljästä vaiheesta:

1) Suunnittelu
2) Tiedonkeruu
3) Analyysi
4) Tulkinta

Ensimmäisessä vaiheessa eli suunnitteluvaiheessa fokusoidaan ongelman määrittämiseen. Ongelman määrityttyä lähdetään suorittamaan vastaavanlaisten ongelmien selvitystä kirjallisuuskatsauksen avulla (Kananen 2012, 93).

Suunnitteluvaiheen jälkeen suoritetaan tiedonkeruu vaihe. Tässä vaiheessa lähdetään keräämään tutkimusongelmasta tietoa havainnoinnin, haastattelujen ja kirjallisten lähteiden avulla. Havainnoinnissa tarkastellaan ongelman käyttäytymistä sen luonnollisessa ympäristössä, josta voidaan havaita silmämääräisesti tietoa. Toisena vaihtoehtona on suorittaa haastatteluja ongelman lähettyvillä työskenteleville henkilöille. Mahdollisuutena on myös kerätä tietoa ongelmasta tehdyn kirjallisuuden avulla (Kananen 2012, 93–94).

3 Koneensuunnitteluprosessi

3.1 Tuotekehitysprojekti

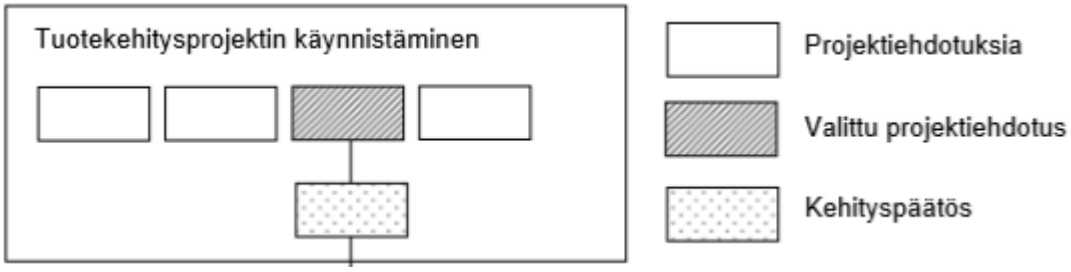
Koneensuunnitteluprojektin ja tuotekehitysprojektin teoriaa voidaan soveltaa keskenään, sillä koneensuunnitteluprojekti voidaan luokitella tuotekehitysprojektiksi. Jokisen (2001) mukaan tuotekehitysprojektit voidaan jakaa neljään vaiheeseen, joita ovat suoritus järjestyksessä

- Projektin käynnistäminen
- Luonnostelu
- Kehittäminen
- Viimeistely

3.1.1 Projektin käynnistäminen

Tuotekehitysprojektin lähtökohtana on usein jonkin ongelma, johon pyritään löytämään ratkaisu. Projekti lähtee liikkeelle kehitysehdotuksesta, joka siirtyy tuotekehitysprojektin päättävän tahon käsittelyyn. Uuden tuotekehityshankkeen alullepanossa on oltava selvillä uuden ratkaisun mahdollistamasta hyödystä. Sillä tuotekehitysprojektit vaativat myös kustannuksia, joita ovat kehittämiskustannukset, työterveydelliset ja ympäristösuojelulliset kysymykset, markkinointi näkymät sekä saatava tuotto

projektin onnistuessa. Tuotekehitysprojektit ovat välttämättömiä yrityksen jatkuvuuden turvaamiseen, joten näin ollen oikeiden projektien käynnistämisellä on yritykselle tärkeä merkitys. Tuotekehitysprojekteilla on myös riskinsä, sillä projektit sitovat yrityksen resursseja ja pieleen menneissä projektissa resurssit kuluvat hukkaan. Kuviosta 6 voidaan nähdä tuotekehitysprojektin käynnistysvaiheen rakenteen. (Jokinen 2001 14-15)



Kuvio 6. Tuotekehitysprojektin käynnistämisvaihe (Jokinen 2001, 16)

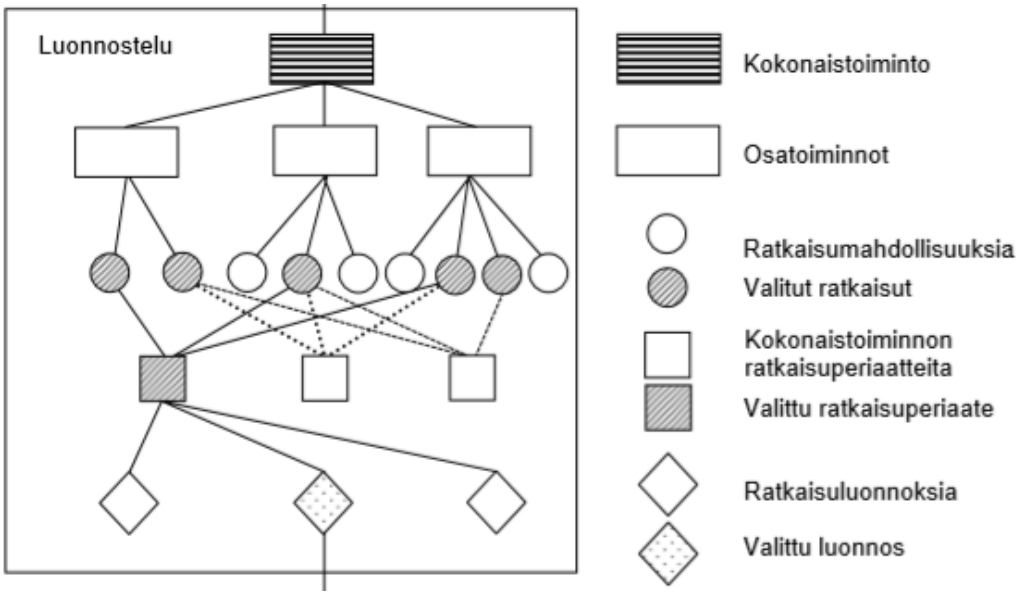
3.1.2 Luonnosteluvaihe

Tuotekehitysprojektien toteuttajat ovat usein ulkopuolisia, jotka eivät ole olleet mukana kehityspäätöksen laatimisessa, joten luonnosteluvaiheessa on todella tärkeää tuoda toteuttaville henkilöille tarkat lähtötiedot tuotekehitystyöhön. Luonnosteluvaihe alkaa siis tehtävän analysoinnilla, missä asetetaan kehitettävälle kohteelle Tavoitteet ja vaatimukset. Koneensuunnitteluprojekteissa laaditaan tuotekehityskohteelle vaatimuslista, josta ilmenee koneen kiinteät-, vähimmäisvaatimukset ja toiveet, jotka toimivat laitteen suunnittelun kulmakivinä.

Vaatimuslistan määrittämisen jälkeen aloitetaan ratkaisun löytäminen luonnostelun avulla. Luonnostelun aluksi pyritään välttämään pääongelman analysointia vaan pyritään keskittyä epäsuorasti vaikuttaviin aiheisiin. Esimerkiksi jos tarkoituksena on suunnitella jokin kone, niin keskitytään aluksi etsimään ratkaisuja koneen asentamiseen tai siirtämiseen. Tätä toimenpidettä kutsutaan yleistämiseksi. Yleistämisellä saadaan myös kartoitettua tarkasti kaikki tuotekehitystoiminnassa ilmenevät ongelmat, joista ei välttämättä kehitysehdotus vaiheessa tiedetty. Kun kaikki kehityskohteet eli

kokonaistoiminto on selvillä, voidaan keskittyä ongelman pilkkomista pienempiin osa-alueisiin eli osatoimintoihin. Näille ongelmille pyritään löytämään ratkaisuja hyödyntäen eri ideointimenetelmiä.

ideointimenetelmien avulla saatujen ratkaisujen karsimista ruvetaan käymään teknis-taloudellisten näkökulmien mukaan läpi. Ideoista valitaan parhaimmat ja pyritään niitä yhdistelemällä löytää kokonaistoiminnon ratkaisemiseksi ratkaisu. Löydettyjä ratkaisuja verrataan vaatimuslistan kriteerien mukaan. Kriteerit täyttävät ideat siirretään jatkokehittelyyn, jossa ne kehitetään konkreettisiksi luonnoksiksi. Tällä tavoin pää ongelman ratkaisemiseksi saadaan mahdollisesti useampi konkreettinen ratkaisuluonnos. Kustannus- ja aikataulusyistä johtuen kuitenkin vain yksi ratkaisuluonnos voidaan kehittää lopulliseksi tuotteeksi. Tästä johtuen ratkaisuluonnokset tulee käydä huolella läpi ja tarkastella erinäkökulmista luonnoksia parhaimman ratkaisun löytämiseksi. Ratkaisujen karsimiseksi voidaan hyödyntää esim. painoarvotaulukkoa. Tässä ideat arvioidaan pistein eri omineisuuksien mukaan, jolloin paras ratkaisu saadaan selville. Kuviossa 7 on havainnollistettu luonnosteluvaihe. (Jokinen 2001, 14-15)



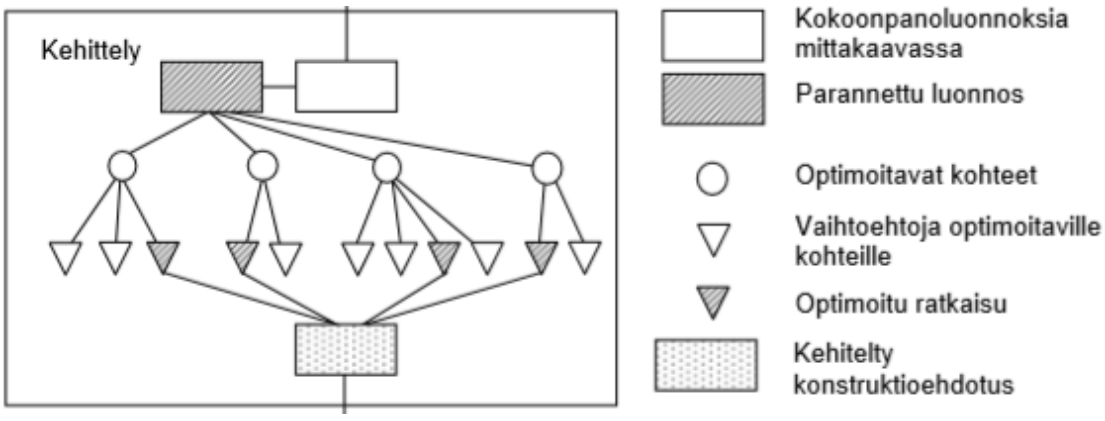
Kuvio 7. Luonnosteluvaihe (Jokinen 2001, 16)

3.1.3 Kehittelyvaihe

Parhaimman ratkaisuluonnoksen löytyessä siirrytään valmistamaan kyseisestä ratkaisusta oikeassa mittakaavassa oleva karkea kokoonpanoluonnos. Uutta luotua rakennetta verrataan teknistaloudellisiin kriteereihin. Vastaavasti jos uudesta ratkaisusta on vanha ratkaisu olemassa, voidaan näitä verrata keskenään vaatimuslistan kriteereihin perustuen. Tässä vaiheessa pyritään vielä selvittämään mahdollisesti ilmeneviä teknistaloudellisia ongelmia ja löytämään tarvittaessa niihin ratkaisuja.

Tarpeen tullen huomatessa, ettei valittu ratkaisuluonnos vaikuta toteuttamiskelpoiselta, siirrytään pistearvioinnissa seuraavaksi eniten pisteitä saadun ratkaisuluonnoksen pariin ja selvitetään, onko kyseinen idea toteuttamiskelpoinen.

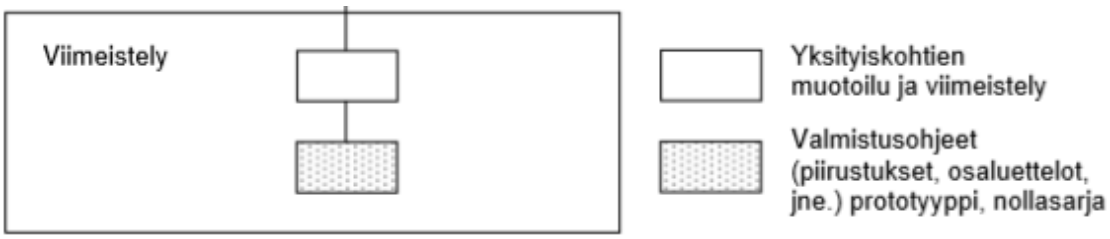
Kun ratkaisuluonnoksesta on saatu eliminoitua heikot ominaisuudet ja luonnokseen ollaan tyytyväisiä, voidaan siirtyä yksityiskohtaisempaan suunnitteluun ja optimointiin. Yksityiskohtaisesti suunniteltu ja optimoitu tuote voidaan siirtää seuraavaan ja viimeisen vaiheeseen. Kuviossa 8 on havainnollistettu kehittelyvaihe. (Jokinen 2001, 15)



Kuvio 8. Kehittelyvaihe (Jokinen 2001, 16)

3.1.4 Viimeistelyvaihe

Viimeistelyvaiheessa suoritetusta työstä laaditaan vielä yksityiskohtainen viimeistely, mikä sisältää muun muassa osien työpiirustukset, kokoonpanopiirustukset sekä osaluettelo. Kuviosta 9 voidaan nähdä viimeistelyvaiheen rakenne. Viimeistelyvaihe sisältää myös huolto- ja käyttöohjeiden laatimisen laitteelle. Prototyyppi valmistetaan, jos kyseinen tuote siirtyy sarjatuotantoon. Jos kehitettävä tuote on suuri ja kallis prototypointi vaihe jätetään välistä. Viimeistelyvaiheen päättyessä tehdään päätös laitteen tuotantoon lähettämisestä. (Jokinen 2001, 16-17)



Kuvio 9. Viimeistelyvaihe (Jokinen 2001, 16)

3.2 Direktiivit ja standardit koneensuunnittelussa

3.2.1 Standardit

Mitä standardisoinnilla tarkoitetaan? Standardit on kehitetty tukemaan yhteisiä toimintatapoja. Standardit on luotu helpottamaan kuluttajien, elinkeinoelämän ja viranomaisten elämää. Standardisoinnilla mahdollistetaan tiettyjen tuotteiden turvallisuutta ja yhteensopivuutta. Tästä esimerkkinä tuotteet, kuten paperikoot ja ruuvit ovat standardisoituja. Standardisoinnilla helpotetaan kansainvälistä ja kotimaista kauppaa. (Valtanen 2016)

Standardien käyttö ja hyödyntäminen on ilmaista ja niitä pystytään hankkimaan Suomessa Suomen Standardisoimisliiton eli SFS kautta. Maailmanlaajuisesti tunnetuimpia virallisia standardeja ovat saksalainen DIN, eurooppalainen EN sekä kansainvälinen ISO. (Valtanen 2016)

3.2.2 Koneturvallisuusstandardit

Koneensuunnittelua varten on määritelty useita standardeja. Näillä pyritään asettamaan tietyt raja-arvot ja kriteerit suunnittelua varten, jotta suunnittelijat kykenevät suunnittelemaan koneet vaatimusten puitteissa. Tällä mahdollistetaan, että suunnitellut koneet ovat soveltuvia ja turvallisia niiden käyttöympäristöissä. (SFS-EN ISO 12100, 2010)

Seuraavassa on esitetty valtioneuvoston määritelmä koneesta: “Koneella tarkoitetaan toisiinsa liitettyjen osien tai komponenttien yhdistelmää, jossa on tai joka on tarkoitettu varustettavaksi muulla kuin välittömällä ihmis- tai eläinvoimalla toimivalla voimansiirtojärjestelmällä ja jossa ainakin yksi osa tai komponentti on liikkuva ja joka on kokoonpantu erityistä toimintoa varten” (Finlex, 2020).

EN ISO 12100 standardi on kansainvälinen koneturvallisuusstandardi, joka määrittelee laajasti koneturvallisuuden asioita. Kyseinen standardi on myös suomalaisen standardisointiliiton SFS hyväksymä, joka liikkuu suomessa nimellä SFS-EN ISO 12100. Standardi käsittelee pääasiallisesti koneturvallisuudessa ilmeneviä riskejä ja niiden arvioimista ja riskien pienentämistä. Edellä mainittu standardi on jaettu standardiryhmään, jolla on seuraavan lainen hierarkia:

1) A-tyypin standardit
2) B-tyypin standardit
3) C-tyypin standardit

A-tyypin standardit ovat turvallisuuden perusstandardeja. Ne esittävät yleiset näkökulmat, suunnitteluperiaatteet ja perusteet, joita kyetään soveltamaan koneisiin. (SFS-EN ISO 12100, 2010)

B-tyypin standardit ovat turvallisuuden ryhmästandardeja. Ne käsittelevät yksittäisiä teknisiä laitteita ja turvalisuusnäkökohtia. B-tyypin standardit voidaan jakaa vielä kahteen osaan, jotka ovat B1 ja B2.

- B1-tyyppi ottaa kantaa yksittäisiin turvallisuusnäkökohtiin, joita ovat esimerkiksi melu, turvaetäisyydet ja pinta lämpötilat. Tähän sisältyvät esimerkiksi standardit SFS-EN ISO 13854 ja SFS-EN ISO 13857. Standardi SFS-EN 349+A1 sisältyy tyypin B1 alaisuuteen ja käsittelee geometrisiä vähimmäisetäisyyksiä turvaetäisyyksiin nähden.

- B2-tyyppi käsittelee sujausteknisiä laitteita, joita ovat esimerkiksi suojukset, kaksinkäsinhallintalaitteet ja koneen kytkentälaitteet. B2 tyypin sisältyvät standardit SFS-EN 953+1A, josta ilmenee suojuksien suunnitteluperiaatteet. (SFS-EN ISO 12100:2010)

C-tyypin standardit ovat konekohtaisia turvallisuusstandardeja. Ne käsittelevät yksittäisen koneryhmän tai koneen turvallisuusvaatimuksia yksityiskohtaisesti. (SFS-EN ISO 12100, 2010)

3.2.3 CE-merkintä

Koneensuunnittelussa Euroalueella tulee myös huomioida direktiiveissä määritelty CE-merkintä. CE-merkintä on pakollinen tiettyihin tuotteisiin, jolla mahdollistetaan tuotteen vapaa liikkuminen EU:n alueella. CE-merkintä vakuuttaa tuotteen täyttävän tietyt vaadittavat turvallisuus kriteerit. CE-merkintää ei myönnä mikään viranomainen tai taho, vaan tuotteen valmistanut yritys vastaa itse merkinnän kiinnittämisestä tuotteeseen. Tuotteita, jotka vaativat CE-merkinnät ovat mm.

- Mittauslaitteet
- Koneet
- Sähkölaitteet
- Henkilönsuojaimet
- lelut

CE merkintää ei saa kiinnittää muihin tuotteisiin, pelkästään tuotteisiin, joita koskettaa tuotelainsäädäntö. CE-merkinnän käyttöä valvovat myös viranomaiset ja merkinnän väärinkäytöstä voidaan rangaista ja tuote voidaan määrätä markkinoilta poistettavaksi. (SFS 2020)

4 Lujuustarkastelu

4.1 Lujuuslaskennan yleisiä periaatteita

Lujuusopillinen analyysi on yksi tärkeimmistä osa-alueista rakenteiden suunnittelussa. Erityisesti rakennus- ja mekaniikkasuunnittelun kannalta rakenteiden kestävyys on tärkeitä turvallisuuden näkökulmasta. Lujuusoppi lukeutuu luonnontieteisiin, jossa pyritään matemaattisilla keinoilla todentamaan jonkin rakenteen riittävä kestävyys voiman alaisuudessa, johon se on suunniteltu. rakennetta ei saa myöskään ylimitoittaa, jolloin kappaleen koko ja massa on suuri sekä on kustannuksiltaan kallis. Lujuusteknilliset ominaisuudet voidaan matemaattisen tarkastelun ohella todentaa kokeellisten menetelmien avulla, mutta tätä ei ole aina mahdollista toteuttaa. (Airila, Karjalainen, Mantovaara, Nurmi, Ranta ja Verho 1985, 77-78; Lehtonen 1975, 7-8)

Lujuusopissa rakenteiden tarkistus perustuu kappaleiden poikkipinta-alojen ja materiaalin ominaisuuksien tarkistukseen. Tiedettäessä rakenteeseen kohdistuva voima ja sen tulosuunta saadaan selville rakenteeseen kohdistuvat jännitykset ja siirtymät. Saaduista tiedoista voidaan tutkia rakenteen soveltuvuus suunniteltuun käyttökohteeseen. Lujuuksien määrittäminen perustuu siis laskentamalleihin. Laskentamallit eivät välttämättä aina vastaa tosielämän tilannetta, joka aiheuttaa laskelmiin epätarkkuutta. Tämä voi aiheuttaa rakenteen rikkoutumisen, vaikka laskenta olisi muuten suunniteltu oikein. Tästä johtuen laskentojen suhteen pyritään saamaan riittävä varmuuskerroin jännitykseen suhteen, jolloin mitoitettu rakenne kestää ylimääräisiä voimia. Tästä esimerkkinä, jos laskentaan saadaan materiaalin myötörajaan nähden kaksinkertainen varmuus tietyllä voimalla, tulisi rakenteen kestää kyseinen voima kaksinkertaisena. Varmuuskertoimen suuruuteen on erilaisia sääntöjä tietyissä käyttökohteissa kuten valtioneuvoston asetus koneidenturvallisuudesta, jossa nostoapuvälineiden staattisessa testissä tulisi olla 1,5 varmuus ja dynaamisessa varmuus 1,1 (Airila ym. 1985, 77-78; Finlex 2008).

4.2 Pääkuormituslajit

Koneensuunnittelussa erilaisia vaikuttavia voimia kutsutaan kuormituslajeiksi. Koneensuunnittelussa pääkuormituslajeja on viisi ja ne ovat leikkaus, taivutus, veto, vääntö ja puristus (Lehtonen 1975, 7-9).

Leikkaaminen on vääntämisen ohella leikkaavia voimia. Leikkaus voima syntyy, kun kaksi vastakkaista voimaa toisiinsa nähden ovat lähellä toisiaan. Voimat luovat väliinsä jännityksen, jota kutsutaan leikkausjännitykseksi. Leikkausjännityksen suure määräytyy kuormittavan voiman suhteesta leikkauskohdan poikkipinta-alaan (Lehtonen 1975, 46-52).

Voiman kohdistuessa sauvan reunaan voima aiheuttaa sauvan normaaliakselin yläpuolelle vetojännityksen ja alapuolelle puristusjännityksen, jolloin sauva alkaa taipumaan. Taivutuksen siirtymän suuruuteen vaikuttaa sauvan etäisyys tuennasta ja poikkipinta-alan ja voiman suuruus. Taipuman suuruus mitataan kappaleen neutraaliakselin siirtymästä (Lehtonen 1975, 17-21).

Veto on tilanne, jossa kuormittava voima pyrkii venyttämään kappaletta. Tilanne, jossa sauva on kiinni rakenteessa ja sauvaa aletaan vetämään voimalla, alkaa sauva venyä. Jännityksen ylittäessä myötörajan sauvaan alkaa muodostumaan plastista muodonmuutosta ja lopulta poikkeaa (Lehtonen 1975, 10-14).

Väännössä kuormittava voima aiheuttaa sauvaan vääntömomentin. Vääntömomentti pyrkii kiertämään sauvaa oman normaaliakselin suuntaisesti. Tässä tilanteessa, jos sauva on kiinteästi tuettu toisesta päästä, vääntömomentti muodostaa sauvan pintaan leikkausjännityksen (Lehtonen 1975, 53-61).

Puristus on tilanne, jossa kuormittava voima pyrkii painamaan sauvaa kasaan. Puristus on vastakohtainen ilmiö vedon kanssa. Puristus tilanteessa sauvan pituus ja jännitykset sauvan sisällä muuttuvat. Jännityksen ylittäessä sauvan myötörajan rakenne murtuu (Lehtonen 1975, 15-16).

4.3 Materiaalien kuormituslajit ja ominaisuudet

Suunnittelussa tulee huomioida valittavien materiaalien ominaisuuksia, joiden perusteella käyttökohteen materiaali valitaan. Materiaalin valintaan varten käyttöympäristöstä tulee selvittää siihen kohdistuvat voimat ja mahdolliset muodonmuutos ilmiöt. Materiaalien kestävyyden suhteen keskeisimpiä käsitteitä ovat murtolujuus, myötölujuus, elastinen- ja plastinen muodonmuutos (Airila ym. 1985, 139-145).

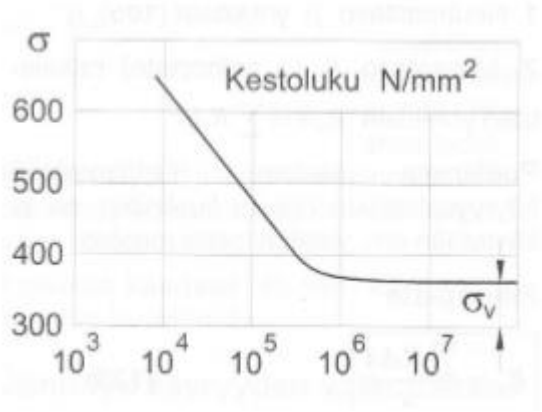
Myötöraja toimii lujuustarkasteluissa jännityksen raja-arvona. Myötörajan suuruus määräytyy materiaalin ominaisuuksien mukaan. Esimerkiksi rakenneteräksellä S235JR myötöraja on 235 MPa. Kyseinen arvo määrää kriittisen rajapinnan, jonka ylittyessä materiaaliin alkaa syntymään pysyvää muutosta eli plastista muodonmuutosta. Jännityksien pysyessä myötörajan alapuolelle muodonmuutokset ovat palautuvia eli elastisia. Jännitysten ylittäessä myötörajan ja kasvamalla suuremmaksi seuraava rajapinta on materiaalin murtoraja. Kyseinen rajapinta määrittelee materiaalin sietämän jännityksen suuruuden ennen murtumistaan (Rasitus 2005).

Materiaaleihin kohdistuvat rasitukset voidaan jakaa viiteen pääkatekoriaan: dynaaminen kuormitus, staattinen kuormitus, väsyminen, viruminen, kuluminen ja ympäristökuormitus eli korroosio (Rasitus 2005).

Dynaamisella kuormituksella tarkoitetaan iskevää kuormitusta, jossa voimien suureet ja suunnat vaihtelevat. Dynaamisen kuormituksen vaikutuksen alaisena oleva osa asettaa materiaalille suurimmat vaatimukset. Staattinen kuormitus puolestaan on jatkuvasti samansuuntaista kuormitusta. Staattinen kuormitus on materiaalin kestävyyden kannalta parempaa (Rasitus 2005).

Väsyminen on materiaalin ominaisuuksien heikkenemistä ajansaatossa. Väsymistä syntyy materiaaleissa, joihin kohdistuu vaihtosuuntainen kuormitus. Väsymisen seurauksena syntyy ns. väsymismurtumia, jolloin materiaali murtuu. Väsymismurtuma voi syntyä ilman murtorajan ylitystä. Materiaalin kestoikä voidaan myös määrittää jännitysamplitudin ja keskijännityksen avulla, jolloin saadaan selville materiaalin kestävien suunnanvaihto syklien määrä. Jännityksiä vertaillaan materiaalin S-N-käyrään,

eli Wöhlerin käyrään, josta saadaan selville materiaalille jännitysamplitudilla kuormanvaihtokertojen lukumäärä. Kuviossa 10 on nähtävissä esimerkki Wöhlerin käyrästä. Väsymismurtuman seuraukseen voi olla monta tekijää. Näistä yleisimmät: lämpötilavaihtelut, korroosio, keskijännitys, materiaalin sitkeys, pinnan laatu sekä raekoko (Rasitus 2005).



Kuvio 10. Esimerkki Wöhlerin käyrästä (Valtanen 2016, 280)

Viruminen eli staattinen väsyminen on vakiokuormituksen tai -jännityksen vaikutuksesta aiheutuvaa lämpötilasta ja ajasta riippuvaa plastista eli pysyvää muodonmuutosta. Erityisesti metalleilla viruminen alkaa tapahtua vasta korkeissa lämpötiloissa. Viruminen koostuu kolmesta vaiheesta, joita ovat: primäärinen viruminen, sekundäärinen vakioviruminen ja tertiäärinen viruminen. Näistä sekundäärinen viruminen on merkittävin vaihe, jonka mukaan komponenttien käyttöikä määritellään. Tertiäärivaihe on virumisen loppuvaihe, jossa virumisnopeus kasvaa ja kappaleen murtuminen lähestyy (Rasitus 2005).

Kuluminen on nimensä mukaisesti materiaalin pinnan kulumista. Kuluminen tapahtuu kahden kappaleen välisestä kitkasta, jonka seurauksena materiaalin pinnalla tapahtuu painehäviöitä, pinnan muutoksia sekä muodonmuutoksia. Kuluminen voidaan lajitella kolmeen päätyyppiin, joita ovat adhessiivinen kuluminen, abrassiivinen kuluminen ja eroosiokuluminen. Adhessiivista kulumista tapahtuu kahden vastakkain pai-

netun ja liikkuvan kappaleen välille. Adhessiivista kulumista voidaan vähentää materiaalien hyvällä pinnanlaadulla, pinnankovuudella, materiaalien keskeisen liukoisuuden mataluus sekä materiaalien poikkeava kiderakenne. Abrassiivinen kuluminen puolestaan on materiaalin pintaan tunkeutuvien kovien partikkeleiden hinkkautuminen materiaalia vasten. Kyseinen ilmiö on havaittavissa esimerkiksi hiomapaperissa ja kivimurskainten leuoissa. Abrassiivista kulumista voidaan vähentää, materiaalin pinnankovuuden lisäämisellä, muokkauslujittumiskyvyn nostamisella sekä korkealla kuumalujuudella. Viimeisenä kulumisena toimii eroosiokuluminen. Eroosiokulumista tapahtuu neste- tai kaasuvirtausten seurauksena. Nesteen tai kaasun mukana kulkevat partikkelit alkavat kuluttaa putken sisäpintaa kyntämisen, lastuamisen ja murtumisen kautta. Eroosiokulumisen minimoimiseksi materiaalin tulisi olla pinnan laadultaan kovaa ja samanaikaisesti sitkeää tai käyttämällä materiaalia, joka on pehmeää tai palautuvasti muuttuvaa, kuten kumi (Rasitus 2005).

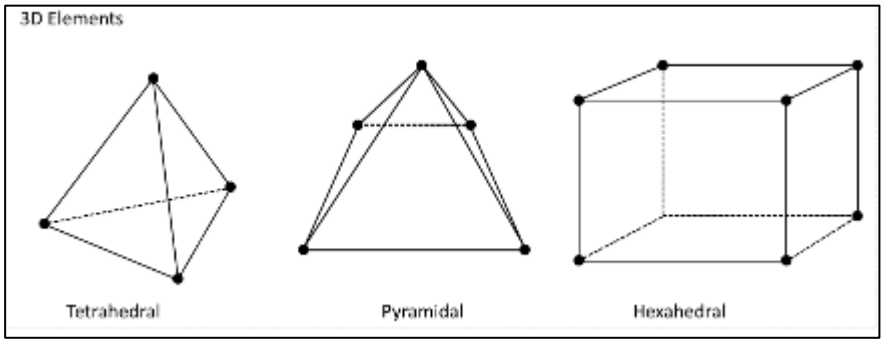
Ympäristökuormitus eli korroosio on materiaalin liukenemista käyttöympäristöönsä tai muodostamalla korroosiotuotteita ympäristön kanssa. Korroosio voidaan jakaa kahteen päätyyppiin, kemialliseen korroosion ja sähkökemialliseen korroosioon. Kemiallista korroosiota tapahtuu materiaaleissa suorana liukenemisena ympäristöön. Tästä esimerkkinä voidaan antaa. Sähkökemiallinen korroosio tapahtuu kahden erimateriaalin välille, jotka johtavat keskenään sähkövarauksen. Materiaalien kosketteessa nestettä niiden välille syntyy korroosiopari. Korroosioparissa epäjalompi materiaali alkaa luovuttamaan elektrolyyttejä jalommalle materiaalille, jolloin epäjalompi materiaali alkaa kulumaan (Rasitus 2005).

4.4 FEM-analyysi

FEM-analyysi eli finite element methods on tietokoneavusteinen laskentaohjelma lujuustarkasteluita varten. Laskentamenetelmä juontaa juurensa jo vuoteen 1956, jossa metodin konseptia hyödynnettiin lentokoneen tukirakenteiden tarkasteluissa. FEM-analyysi on vasta 80-luvun jälkeen yleistynyt suuremmassa mittakaavassa tieto-

koneiden kehityksen myötä. Tuolloin menetelmään lisättiin uusia ominaisuuksia, kuten aerodynamiikan analysointi, lämmön siirtymistä rakenteissa sekä elektromagneettisten ominaisuuksien tutkiminen (Pavlou 2015, 1-2; Logan 2007, 1-3).

FEM-analyysi on kehitetty ratkaisemaan lujuusteknilliset ongelmat, joihin matemaattiset analyysimenetelmät eivät kykene. Tällaisia ovat esimerkiksi monimutkaiset osat tai kokoonpanot. Menetelmällä pystytään myös ratkaisemaan ongelmia erityylisillä voimilla, kuten pistekuorma, paine, sisäiset voimat, lämpö voimat yms., joita ei kyettäisi muuten ratkaisemaan. Menetelmä perustuu niin kutsuttuun elementtiverkkoon. Rakenne jaetaan moniin pieniin osiin, joita kutsutaan elementeiksi. Elementin muotoon ja kokoon voidaan vaikuttaa asetuksilla, jotka ovat esitettynä kuviossa 11. Laskenta perustuu elementtien kulmapisteiden siirtymiseen. Ohjelma laskee kulmapisteiden siirtymät analyysissä, jonka perusteella ohjelma laskee elementtiin kohdistuvan jännityksen suuruuden (Pavlou 2015, 1-2; Logan 2007, 7-8).



Kuvio 11. Yleisimpiä elementti tyyppejä, kulmapisteet havainnoillistettuna (Comsol 2020)

Osan tai kokoonpanon Tuominen FEM-analyyysimenetelmään on yksinkertaista. Monissa suunnitteluohjelmissa, kuten Solidworks on oma FEM-analyysi työkalu. Tällöin 3D-mallin tiedostomuotoa ei tarvitse muuttaa, vaan laskenta voidaan suorittaa muutoksitta. 3D-mallin analyysi aloitetaan määrittämällä materiaali ja muodostamalla rakenteelle elementtiverkko. Tämän jälkeen rakenteelle määritellään mahdollisimman todenmukaiset kiinnitykset, jolloin kappaleen käyttäytyminen sen tulevassa käyttökohteessa olisi mahdollisimman toden mukainen. Kokoonpanon analyysissä tulee

myös huomioida kokoonpanon sisäiset kiinnitykset. Tämän jälkeen rakenteeseen asetetaan sitä kuormittavat voimat. Tämän jälkeen voidaan valita halutut tulokset, joita ohjelman halutaan selvittävän, kuten rakenteen siirtymät ja jännitykset (Pavlou 2015, 3-5).

5 Suunnittelun lähtötiedot

Suunnittelun lähtötietoina toimivat toimeksiantajan ja alustavan asiakkaan asettamat vaatimukset. Laadin oleellisimmista vaatimuksista taulukon, jossa vaatimukset jaoteltiin kriteerien mukaan, joko kiinteisiinvaatimuksiin, vähimmäisvaatimuksiin tai toiveisiin. Kiinteät vaatimukset sisältävät toimenpiteet, jotka tulee suorittaa. Erona kiinteisiin vaatimuksiin vähimmäisvaatimukset sisältävät tarkempaa tietoa, kuten lukuarvoja ja mittatietoja. Toiveet sisältävät vaatimukset, joiden tarpeellisuus ei ole välttämätöntä, mutta suositeltavaa. Taulukossa 1 voidaan nähdä porraserottelijaa koskevat vaatimukset. Vaatimuslistassa lueteltavat vaatimukset toimivat suunnitteluvaiheen kulmakivinä.

Vaatimukset on jaoteltu kategorioittaan kolmeen eri osa-alueeseen, joita ovat geometria, turvallisuus sekä laite. Geometria kategoria sisältää laitteen mittavaatimuksia koskevat tiedot, turvallisuus kategoria puolestaan sisältää laitteen turvallisuutta käsittelevät asiat sekä laite kategoria sisältää laitetta koskevat toimenpiteelliset vaatimukset.

Taulukko 1. Vaatimuslista

Vaatimukset	KV	VV	T	Huomiot.
Geometria				
Leveys		x		8500mm
Korkeus		x		3500mm
Syvyys		x		3500mm
Porrasleveys		x		7000mm
Työntövarret		x		800mm
Suojalaidat		x		1000mm
Turvallisuus				
Suojat	x			
Standardin mukaissuus	x			
Laite				
Toimintavarma	x			
Kestävyys	x			
Portaiden kevennys	x			
Kampimekansimin muutos	x			
Telirullaston muutos	x			
Käyttöakselin muutos	x			
Kulkujohteiden muutos	x			

6 Suunnittelu

6.1 Porraslohkot

Porraslohkojen suunnittelussa pääpaino sijaitsee rakenteiden painon optimoinnissa. Porraserottelija sijaitsee laitteena sahansyöttö- ja tukinlajittelulinjojen alkupäässä. Näin ollen porraserottelijaan kohdistuvat voimat ovat suuria verrattuna toisiin laitteisiin. Kohdistuvat voimat ovat myös epäsäännöllisiä, sillä tukkeja saattaa liukua tukkipöydiltä suuria määriä kerralla ja näin ollen tarkkoja kohdistuvia maksimivoimia on mahdotonta selvittää. Tästä johtuu porraslohkojen vankkarakenne. Järeästä rakenteesta aiheutuu myös laitteelle lisä rasitusta, sillä nykyisen porraslohko A:n paino on

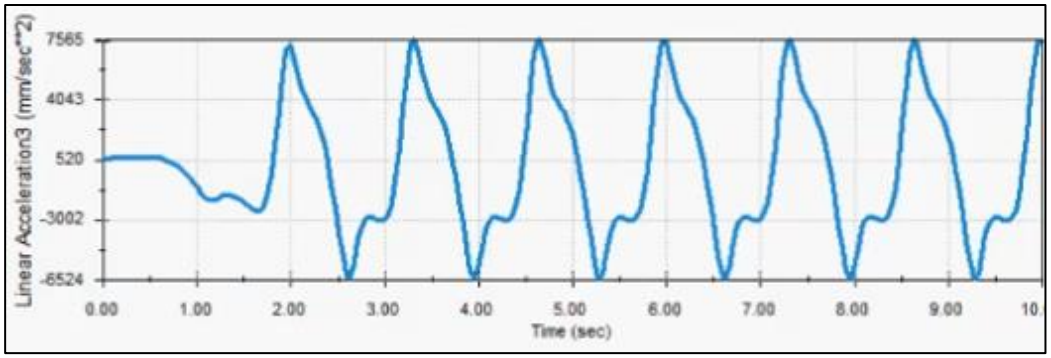
10 750 kg. Vanha porraslohko on suunniteltu hyödyntämättä FEM-analyysiä, jota opinnäytetyössäni tullaan hyödyntämään rakenteiden optimoinnissa.

Suunnittelun lähtökohtana tuli arvioida porraslohkoon kohdistuvat voimat riittävällä varmuudella. Aiheutuvat voimat tulevat tukkien painoista. Laitteen tekniseen erittelyyn perustuen asiakkaan sahalla ajetaan puulajikkeina mäntyä ja kuusta, joiden pituudet vaihtelevat 2,5-6,2 m välillä ja halkaisijat 100-400 mm. Tukkien massan selvittämiseen tarvitaan myös puulajikkeiden tiheydet, joka männylle on 370–550 kg/m^3, kuuselle 300-470 kg/m^3 ja koivulle 500-700 kg/m^3 (Puuinfo, 2020). Porraserottelija suunnitellaan kuitenkin jokaisen sahan käyttöön, joten maksimi tukin halkaisijana käytetään 670 mm. Porraslohkojen optimoinnissa käytetään laskennoissa voimana maksimi painoista tukkia, joka on näin ollen koivu tiheytensä perusteella. Maksimi painoisen tukin paino saadaan selville kertomalla tukin poikkileikkauksen pinta-ala tukin pituudella ja tiheydellä. Kaavaksi muodostuu näin ollen $m = A * V * L$. Lausekkeesta ratkaistaan muuttuja m, $m = (\pi * 0{,}335^2 m^2) * 700\ kg/m^3 * 6{,}2m$. Massan eli m arvoksi muodostuu 1529,4 kg, joka on maksimi painoisen tukin massa.

FEM-analyysiä varten tuli myös selvittää laitteen kiihtyvyys. Laitteen kiihtyvyyden avulla saadaan selvitettyä rakenteen omasta massasta sekä kiihtyvyydestä aiheutuvat kuormitukset. Kiihtyvyyden selvitys suoritettiin Solidworks Motion Study:lla. Porraserottelijan liikkuvat porraslohkot, sekä kampimekanismi kiinnitettiin käyttöympäristön asettamien kiinnityksien suhteen. Kampimekanismille annettiin pyörittäväksi voimaksi tappivaihdemoottorien aiheuttama suurin pyörimisnopeus, joka on 19 kierrosta minuutissa. Simuloinnissa laskettavaksi käyriksi valittiin lineaarinen kiihtyvyys molempiin portaisiin. Kiihtyvyys tarkasteltiin porraserottelijan ajosuuntaan. Laitetta ajetaan ainoastaan toiseen suuntaan häiriötilanteissa pienillä nopeuksilla.

Suurin kiihtyvyys syntyi B-porraslohkoon, joka voidaan nähdä taulukosta 2. Suurimmaksi kiihtyvyydeksi syntyi $7565\ mm/s^2$, joka on metreiksi muutettuna $7{,}5\ m/s^2$. Kiihtyvyys tullaan lisäämään porraslohkojen FEM-analyyseissä painovoiman lisäksi kuormittavaksi tekijäksi, jolloin kokonaiskuormitukseksi syntyy yhteensä maan vetovoiman aiheuttama putoamiskiihtyvyyden ja porraserottelijan kiihtyvyyden mukaan $9{,}81\ m/s^2 + 7{,}5\ m/s^2 = 17{,}3\ m/s^2$.

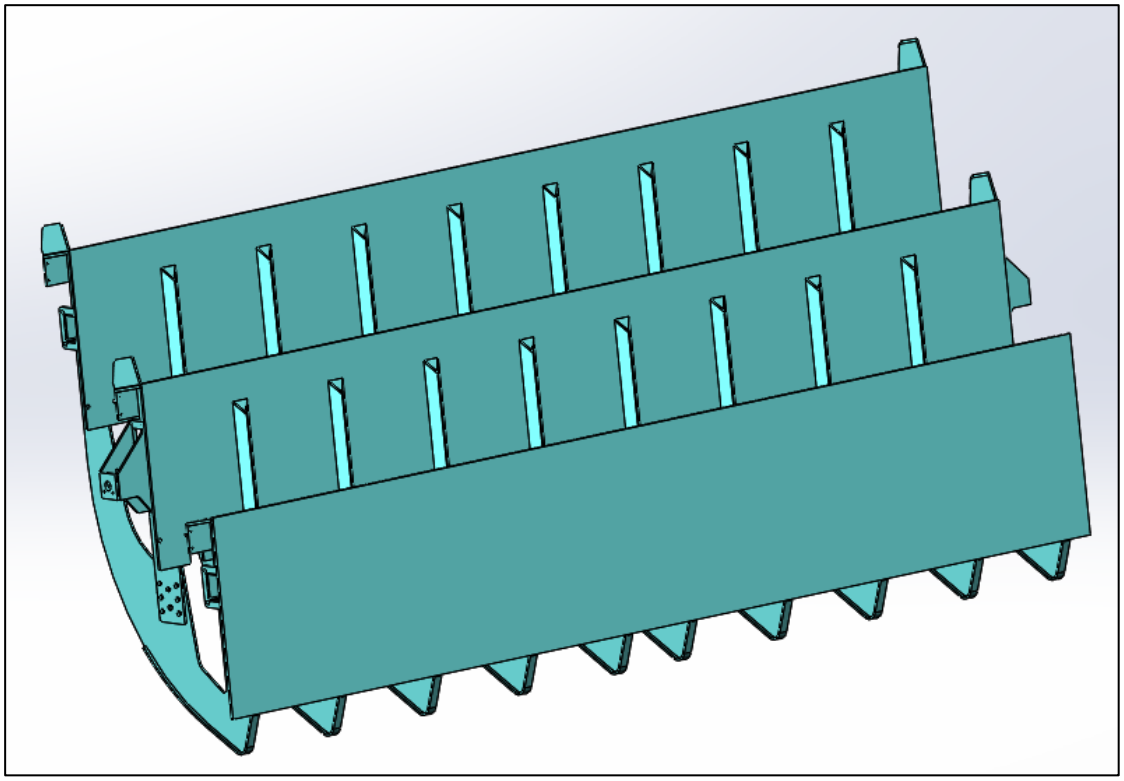
Taulukko 2. Porraserottelijan kiihtyvyyskäyrä



6.1.1 Vanha A-porraslohko

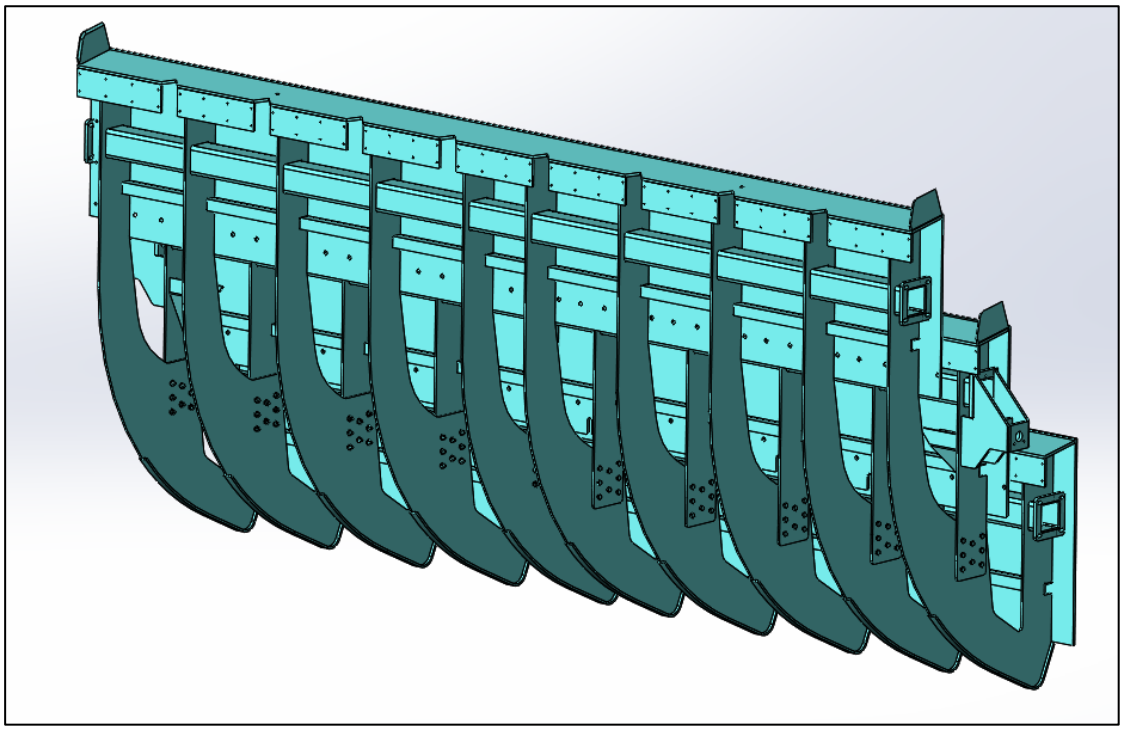
Aloitin suunnittelun suorittamalla vanhalle rakenteelle FEM-analyysin, joka toimii vertauskohteena uuden portaan suunnittelussa. Vanha A-porras on leveydeltään 7 m ja koostuu kolmesta porrastasosta. Keskimmäinen porrastaso on erillinen pultattava kokoonpano. Tämä johtuu A ja B porraslohkojen asennuksesta päärunkoon. Lujuus-tarkaisteluissa kyseinen osa on yksinkertaistettu ja näin ollen saatu FEM-analyysistä kevyempi suorittaa. Myös porraslevyissä kiinni olevat kulmateräksestä valmistetun kulkujohteet on poistettu lujuustarkasteluista. Näiden kulkujohteiden tarkoituksena

on pitää portaat keskenään linjassa ja tukevat myös porraslevyjen rakennetta. Kuviosta 12 voidaan nähdä vanhan porraslohkon rakenne.



Kuvio 12. Vanhan A-porraslohkon etuprofiili

Porraslohkon sitovana elementtinä toimivat sidelevyt, joita löytyy vanhasta lohkosta 10 kappaletta. Sidelevyt ovat levyvahvuudeltaan 15 mm. Sidelevyjen tukena on kolme putkipalkkia ja kulmarautaa, jotka pitävät porrasrungon rakenteen suorana. Sidelevyihin hitsataan kiinni porras- ja pöytälevyt, jotka ottavat tukkien kontaktin vastaan. Levyt ovat vahvuudeltaan 20 mm. Sidelevyjen taakse hitsataan kiinni kulutuslevyjä varten latat, jolloin portaiden keskinäinen kontakti tapahtuu vaihdettavien kulutusmuovilevyjen välityksellä. Kuviosta 13 voidaan nähdä porraslohkon takaprofiili.

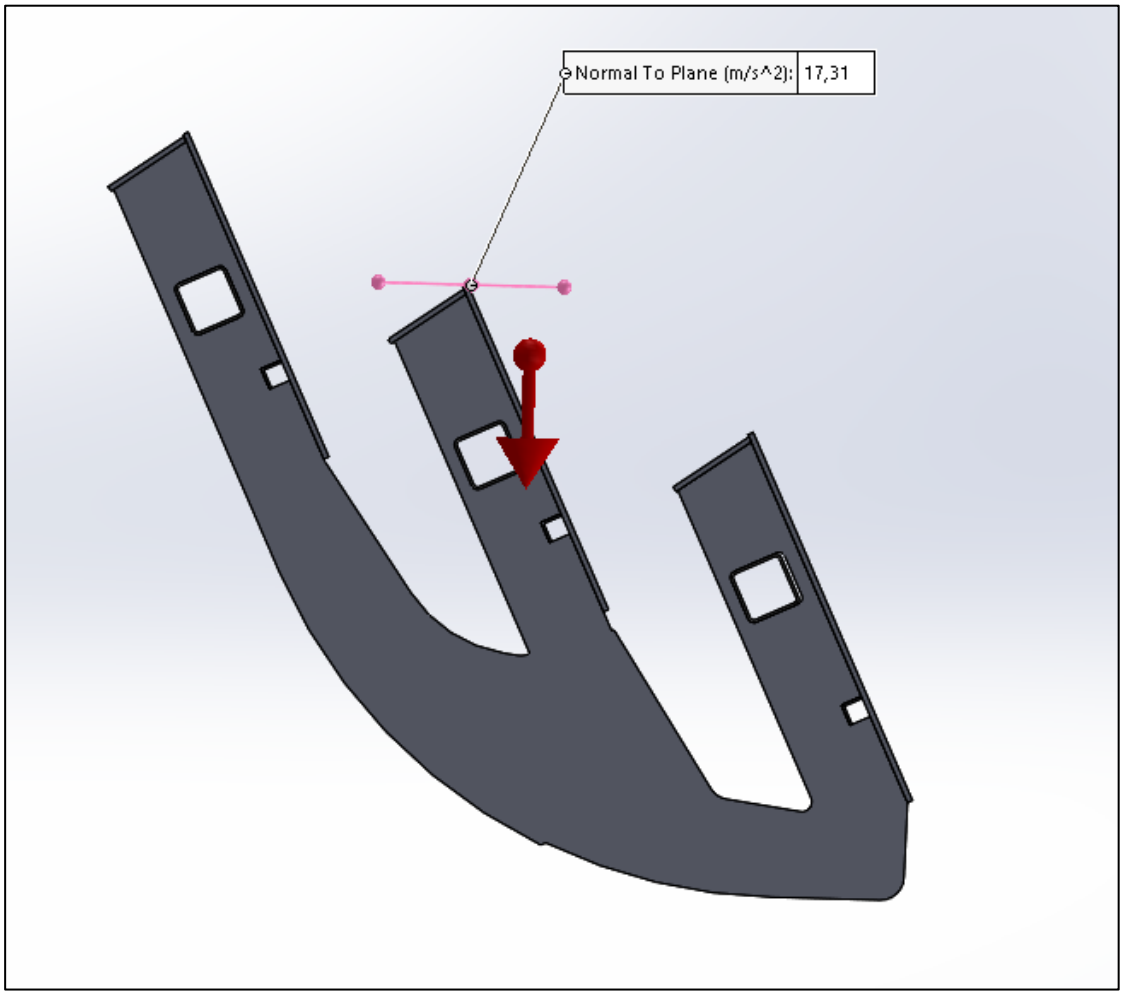


Kuvio 13. Vanhan A-porraslohkon takaprofiili

FEM-analyysi on suoritettu Solidworksin Simulation-ohjelmalla. Porraslohko on suuren kokonsa vuoksi raskas kokoonpano tarkastella, joten kokoonpanoa on yksinkertaistettu poistamalla osia, joilla on vähäinen tai ei vaikutusta lainkaan FEM-analyysiin. Porraslohkon kiinnitykset on määritelty mahdollisimman todenmukaisen käyttöympäristön mukaan. Kiinteät kiinnitykset on määritelty portaan korvakkeisiin, jonka välityksellä porras kiinnitetään kampimekanismiin. Rungon liikesuunta on myös rajoitettu telirullastojen sallimaan liikerataan. A-portaassa on telirullastoja neljä kappaletta, jotka kiinnitetään portaassa olevien putkipalkkien päihin kiinni laipoilla.

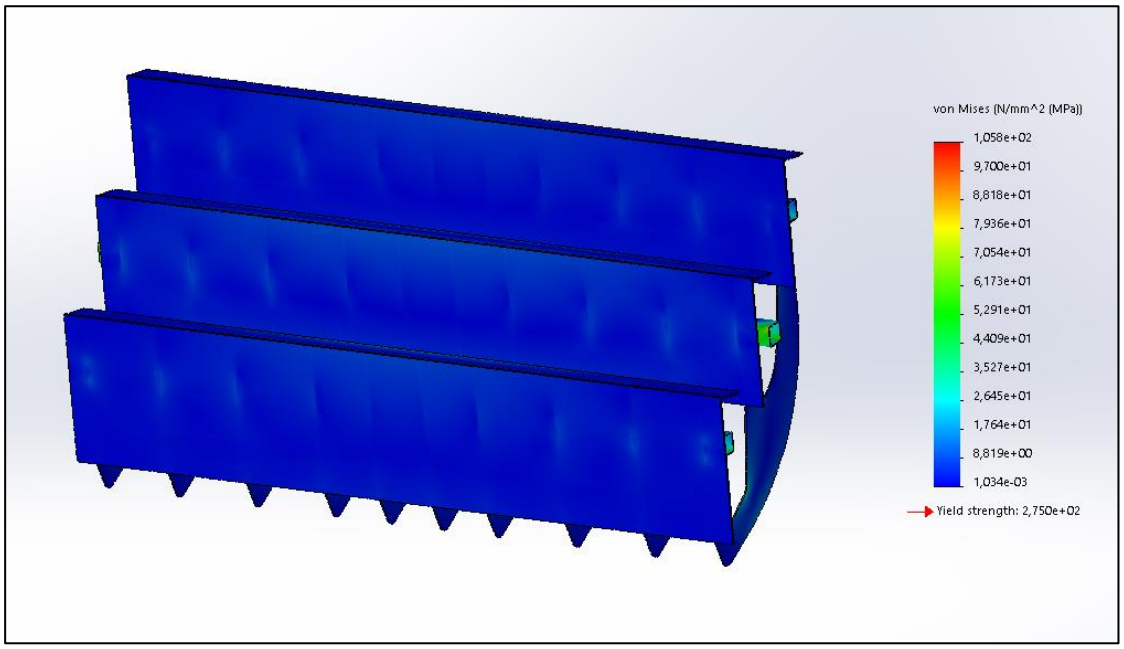
Portaiden FEM-analyyseissä on käytetty elementti kokona 18 mm, joka on tämän kokoiselle kokoonpanolle vaativa laskutoimenpide tietokoneelle. Laskennassa on myös käytössä keskittävä elementtiverkkoa, joka luo kriittisiin pisteisiin itse tiheämmän elementtiverkon, jolloin kriittisistä kohdista saadaan tarkempia tuloksia. Tulosten skaalaus on myös asetettu suurentamaan muodonmuutoksia 500 kertaiseksi, jotta voimien aiheuttamat rakenteelliset muutokset ovat helpommin havaittavissa.

Ensimmäisessä FEM-analyysissä tarkasteltiin putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttamaa kuormitusta portaaseen. Kuormituksena toimii $17{,}3\,m/s^2$, joka kohdistuu koko portaaseen. Kuviosta 14 on nähtävissä putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttama yhteinen kuormitus.



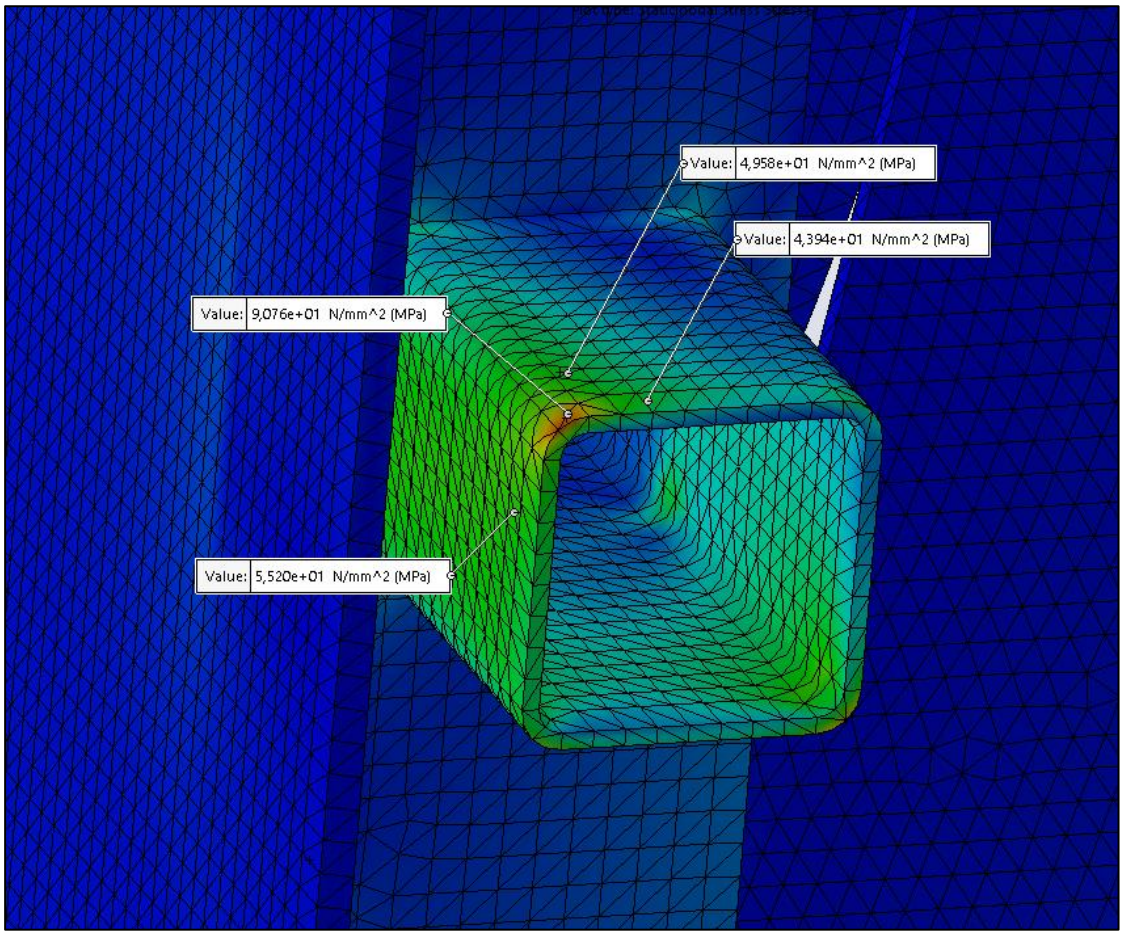
Kuvio 14. Kiihtyvyyden aiheuttama kuormitus

Syntyvät jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 15. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 105 MPa suuruinen jännitys, joka kohdistuu putkipalkin reunaan.



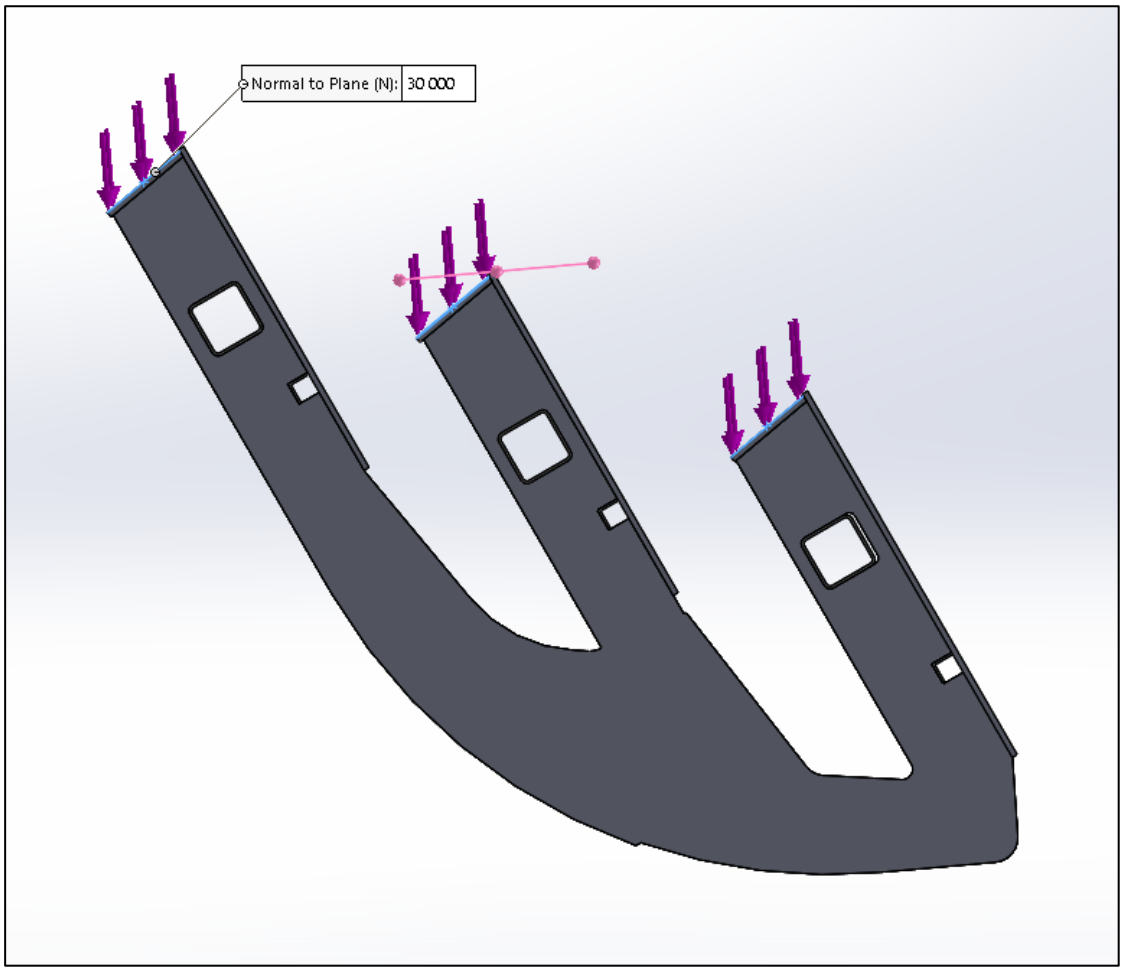
Kuvio 15. Portaan massan ja kiihtyvyyden aiheuttamt kuormitukset

Jännitys sijaitsee putkipalkin reunassa singulariteettipisteenä yksittäisen elementin sisällä, joka on havaittavissa kuviosta 16. Jännitykset ovat kuitenkin ympäröivällä alueella huomattavasti pienempiä, ja pyörivät 50 MPa suuruisina. Tästä johtuen maksimijännitys voidaan sivuuttaa ja suurimpana jännityksenä voidaan pitää ympäröivää 50 MPa suuruista jännitystä.



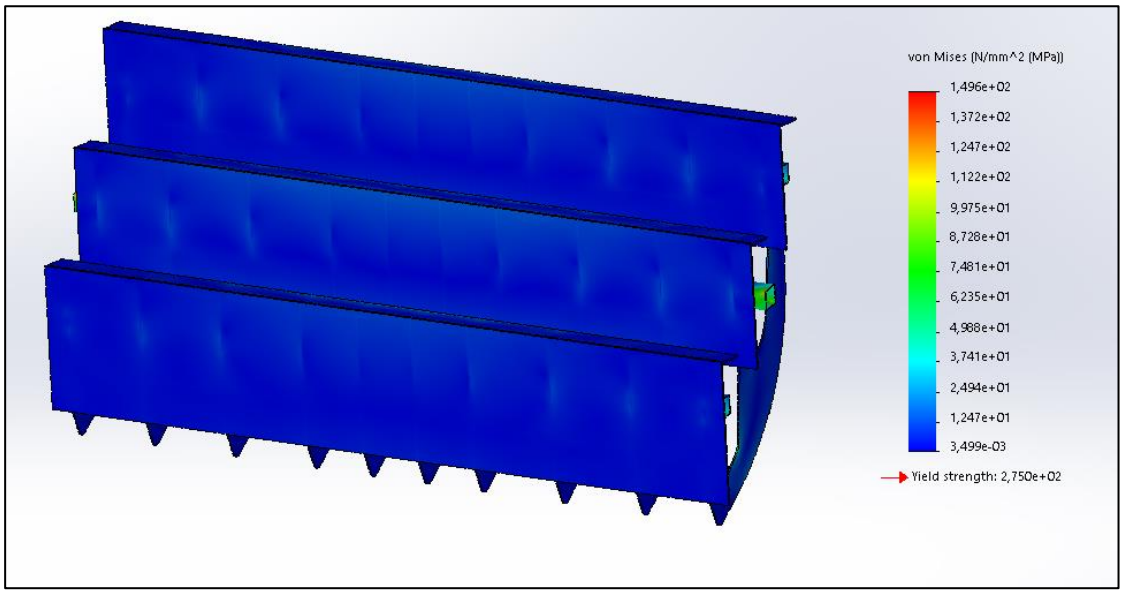
Kuvio 16. Putkipalkin jännitykset

Toisessa analyysissä tarkasteltiin rakenteen kestävyyttä voimaa kohden, joka aiheutuu tukkien painosta porrastasojen päällä. Kuviosta 17 voidaan nähdä voimien suunnat. Voimaksi on laskettu maksimipainoisen tukin aiheuttama voima kaksinkertaisena jokaista porrastasoa kohden. Portaat ovat käyttöympäristössään 65 asteen kulmassa perustuksiin nähden, joten voimien suunnaksi on asetettu taso, joka on samansuuntainen linjaston perustuksiin nähden. Laskennallinen voima yhtä porrastasoa kohden on siis, $F = m * g$. Yhtälöstä ratkaistaan muuttuja F eli voima, $F = 1529{,}4kg * 9{,}81\, m/s^2$. Voiman F arvoksi muodostuu 30 000 N. Analyysissä rakennetta kuormittaa myös kiihtyvyys sekä putoamiskiihtyvyys.



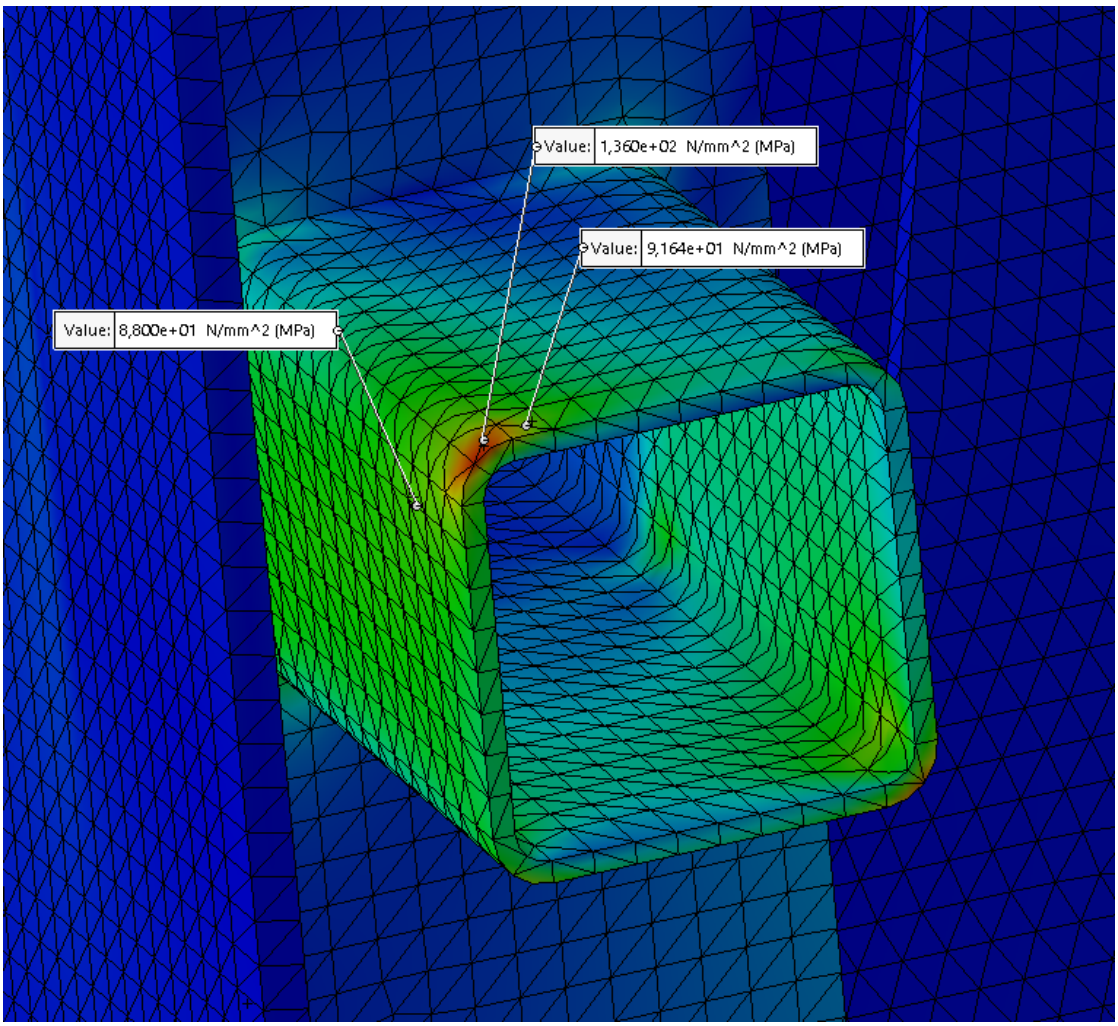
Kuvio 17. Voimien suunnat

Kuormituksesta syntyvät kokonaisjännitykset ovat havaittavissa kuviosta 18. Suurin syntyvä jännitys on suuruudeltaan 149 MPa, joka sijaitsee porraslohkon kiinnityskorvakkeen alueella.



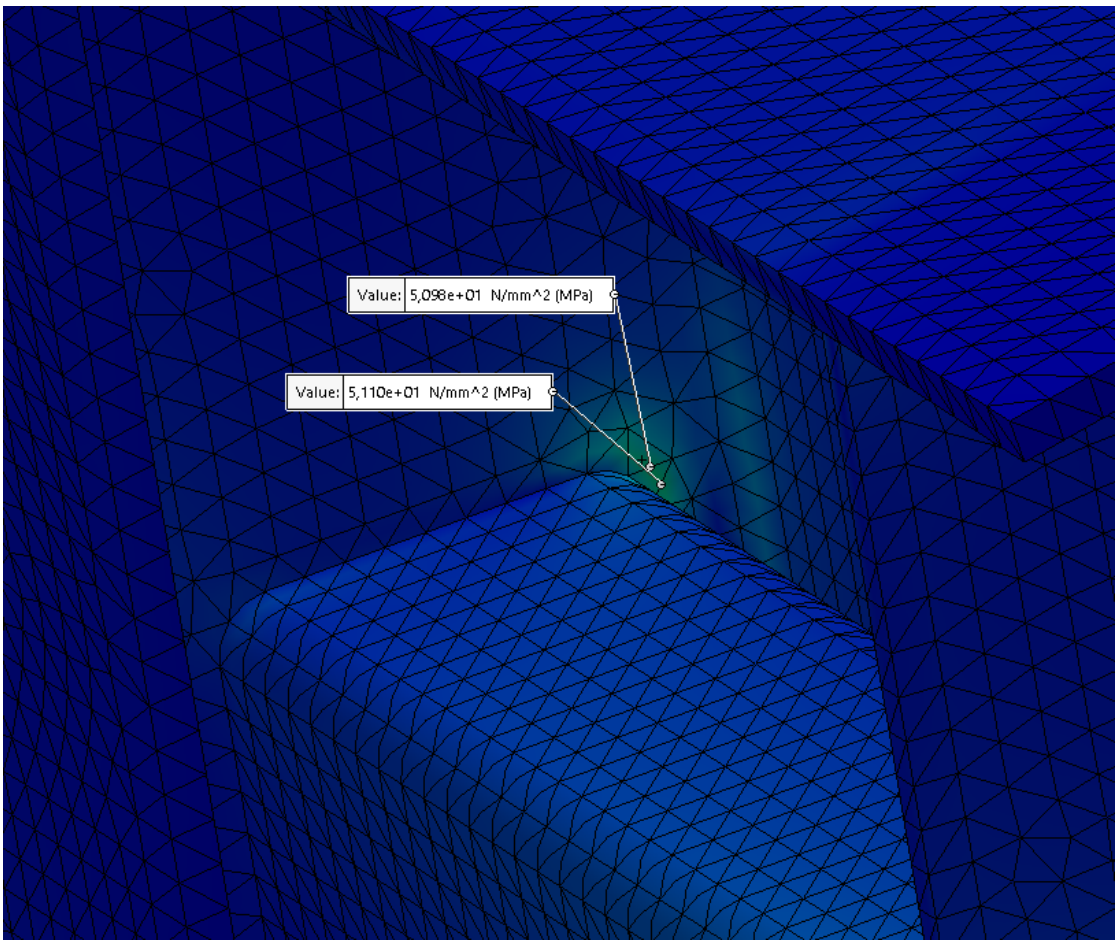
Kuvio 18. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormasta porrastasoihin kohden

Kriittisin jännitys esiintyy kuitenkin pistemäisenä jännityksenä putkipalkin reunassa yksitäisessä elementissä, kuten kuviosta 19 voidaan nähdä. Jännitys pistettä ympäröivällä alueella jännitys on kuitenkin huomattavasti matalampi ollessaan noin 90 MPa Tästä johtuen suurin jännitys voidaan sivuuttaa, jolloin suurimmaksi vaikuttavaksi jännitykseksi valitaan 90 MPa. Varmuusluvuksi näin ollen tulee alueen $\frac{355MPa}{90MPA} = 3{,}9$.



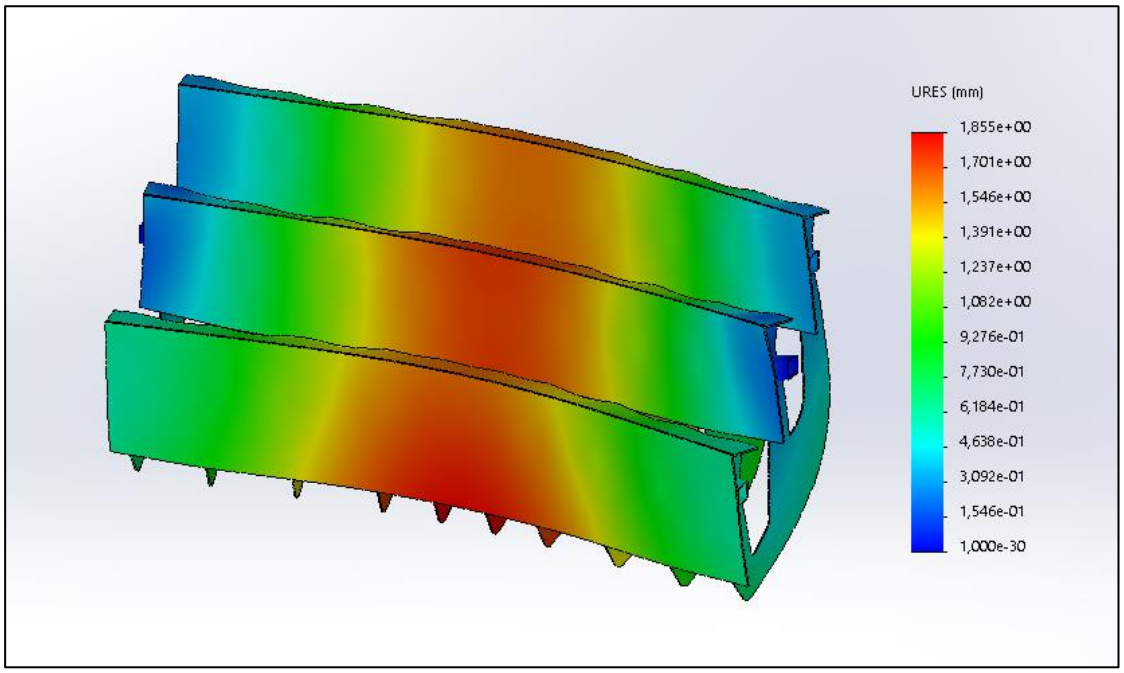
Kuvio 19. Portaan kiinnityskohdan jännitykset

Sidelevyjen kriittisimpinä kohtina ovat taivekohdat, jotka ovat havaittavissa kuviosta 20. Alueella syntyvät jännitykset eivät ole suuruudeltaan järisyttävän suuria, vaan pyörivät noin 50 MPa suuruisina.



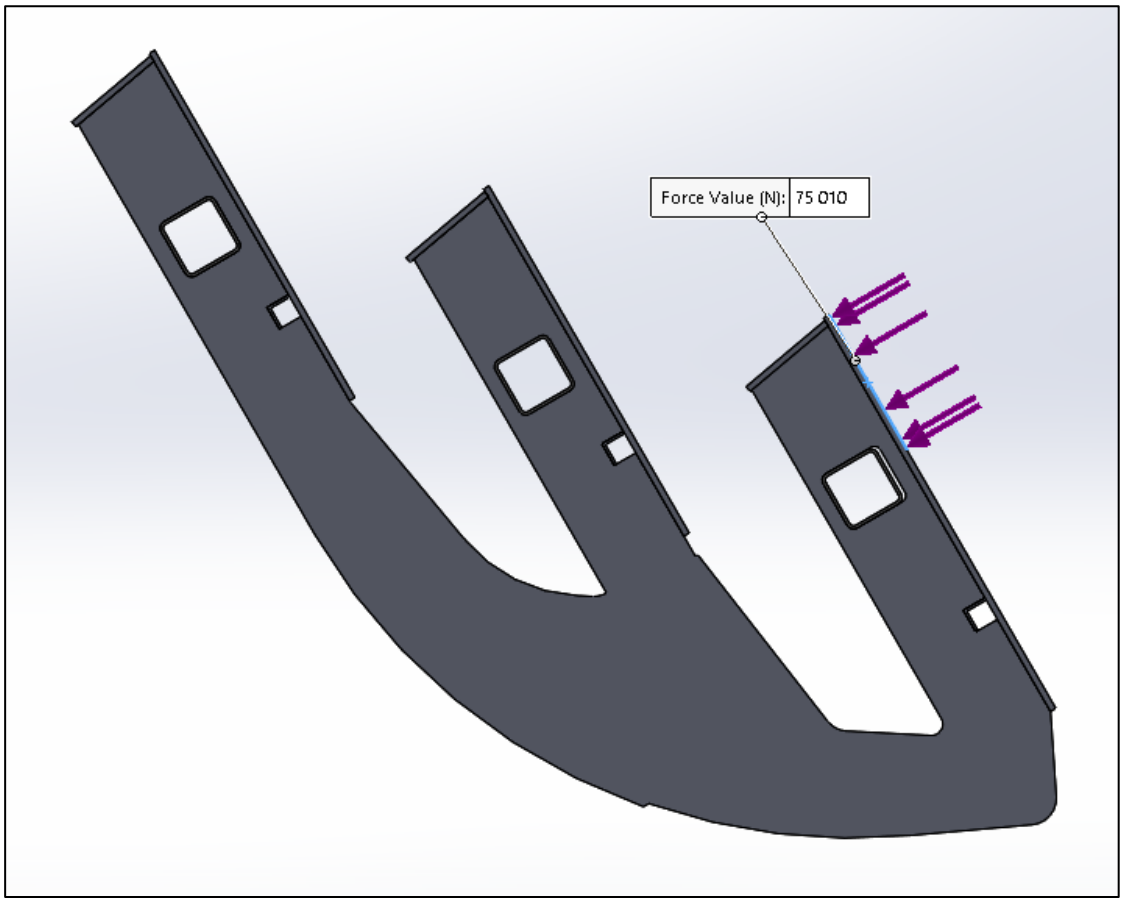
Kuvio 20. Sidelevyjen jännitykset

Jännityksien jäädessä pieniksi myös siirtymät jäivät pieniksi. Suurimmillaan siirtymä on 1,8 mm etummaisimman portaan keskikohdassa. Siirtymän suuruus ei aiheuta rakenteelle tai laitteen toiminnalle ongelmia.

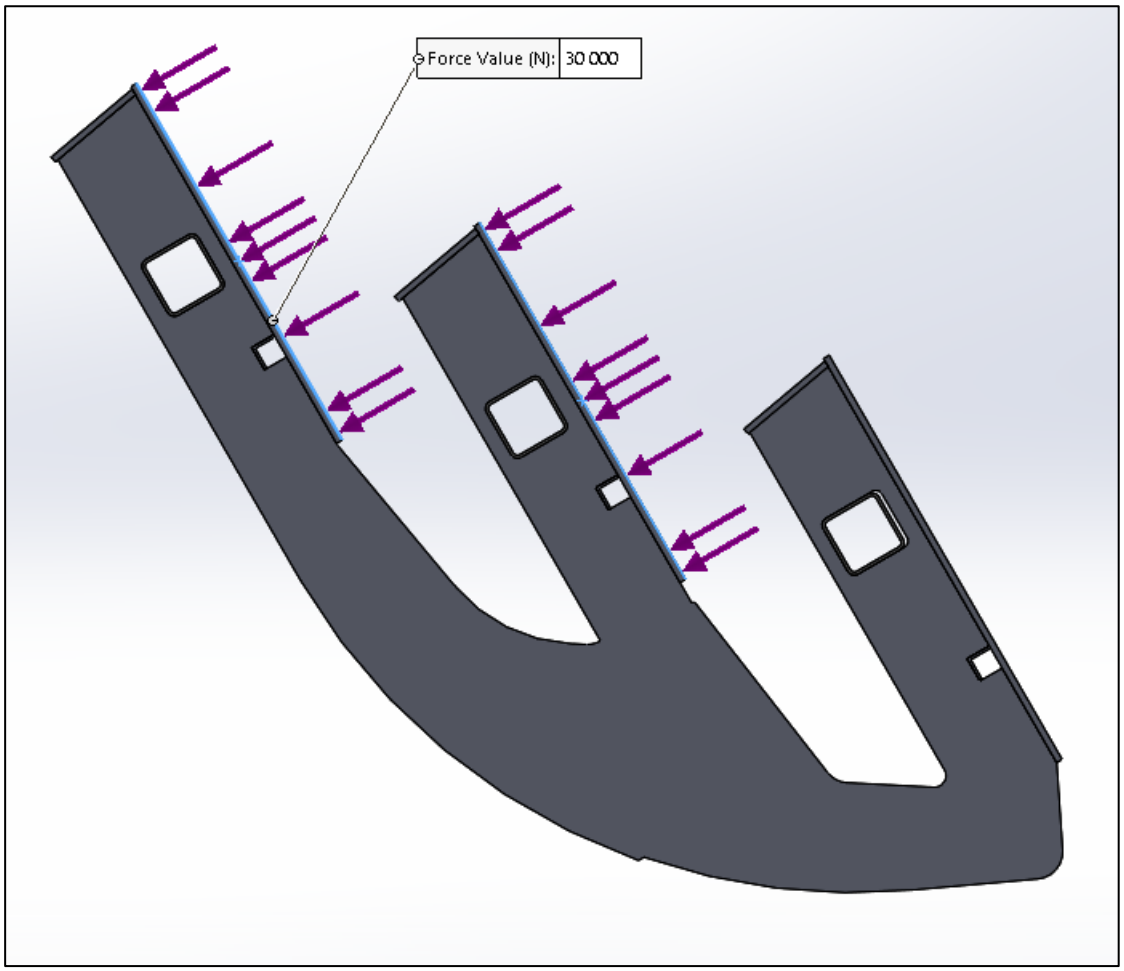


Kuvio 21. Tukkien massasta aiheutuvat siirtymät

Kolmantena FEM-analyysinä suoritetaan tukkien aiheuttama rasitus porraslevyjä vasten. Suurin voima kohdistuu ensimmäistä porraslevyä vasten, joka ottaa vastaan tukkipöydältä tulevat tukit. Tukkeja voi siirtyä tukkipöydältä useampi kerrallaan, joten tarkkaa voimaa on vaikea määrittä. Ensimmäinen porras ottaa voiman myös vastaan vain levyn yläosalla muun rakenteen ollessa tukkipöydän tason alapuolella. Analyysiä varten voimaksi on määritelty viisinkertainen maksimi tukin aiheuttama voima $F = 5 * 15003N$, jolloin voimaksi F saadaan 75010 N, joka on esitettynä kuviossa 23. Kahdelle taaimmaiselle porraslevylle on asetettu kaksinkertainen maksimi painoisen tukin voima $F = 2 * 15003N$, jolloin voimaksi F saadaan 30000 N. Voiman suunta on nähtävissä kuviosta 23. Porrasta kuormittavat myös kiihtyvyydestä ja putoamiskiihtyvyydestä aiheutuva kuormitus. Portaan kiinnitykset ovat vastaavat kuten ensimmäisessä analyysissä.

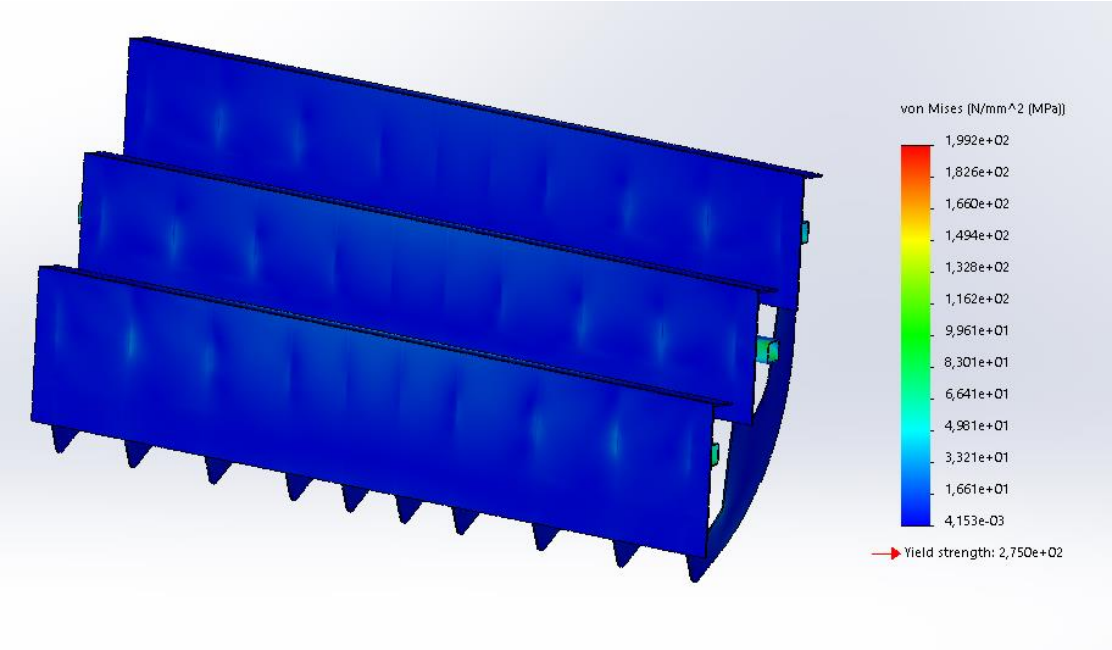


Kuvio 22. Tukkipinon aiheuttama voima alinta porraslevyä vasten



Kuvio 23. Tukkien aiheuttama voima porraslevyjä vasten

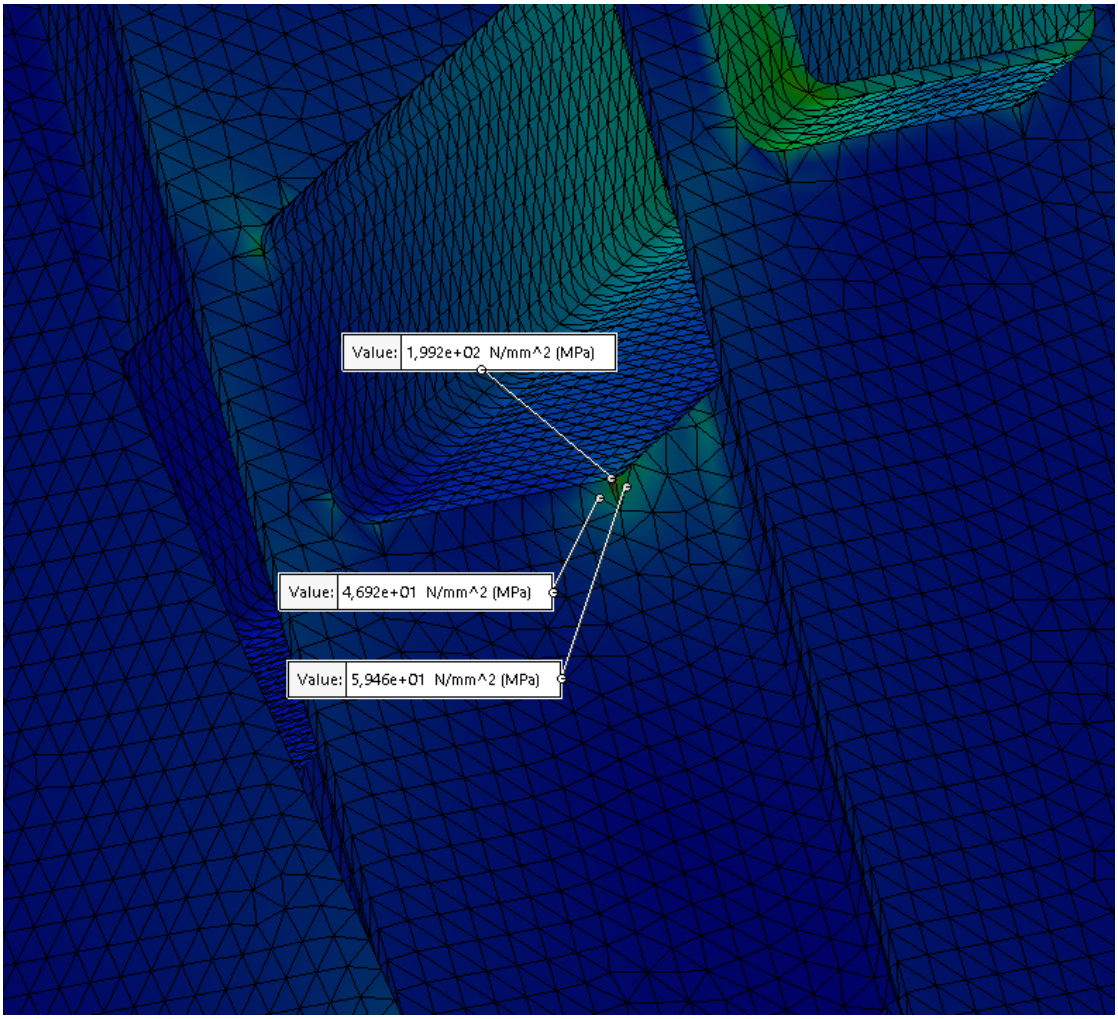
Rakenteeseen syntyvät jännitykset ovat suurempia kuin ensimmäisessä analyysissä. Jännitys on suurimmillaan 199 MPa, joka sijaitsee sidelevyssä. Kuviosta 24 on nähtävissä portaan kokonaisvaltaiset jännitykset.



Kuvio 24. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta voimasta porraslevyjä vasten

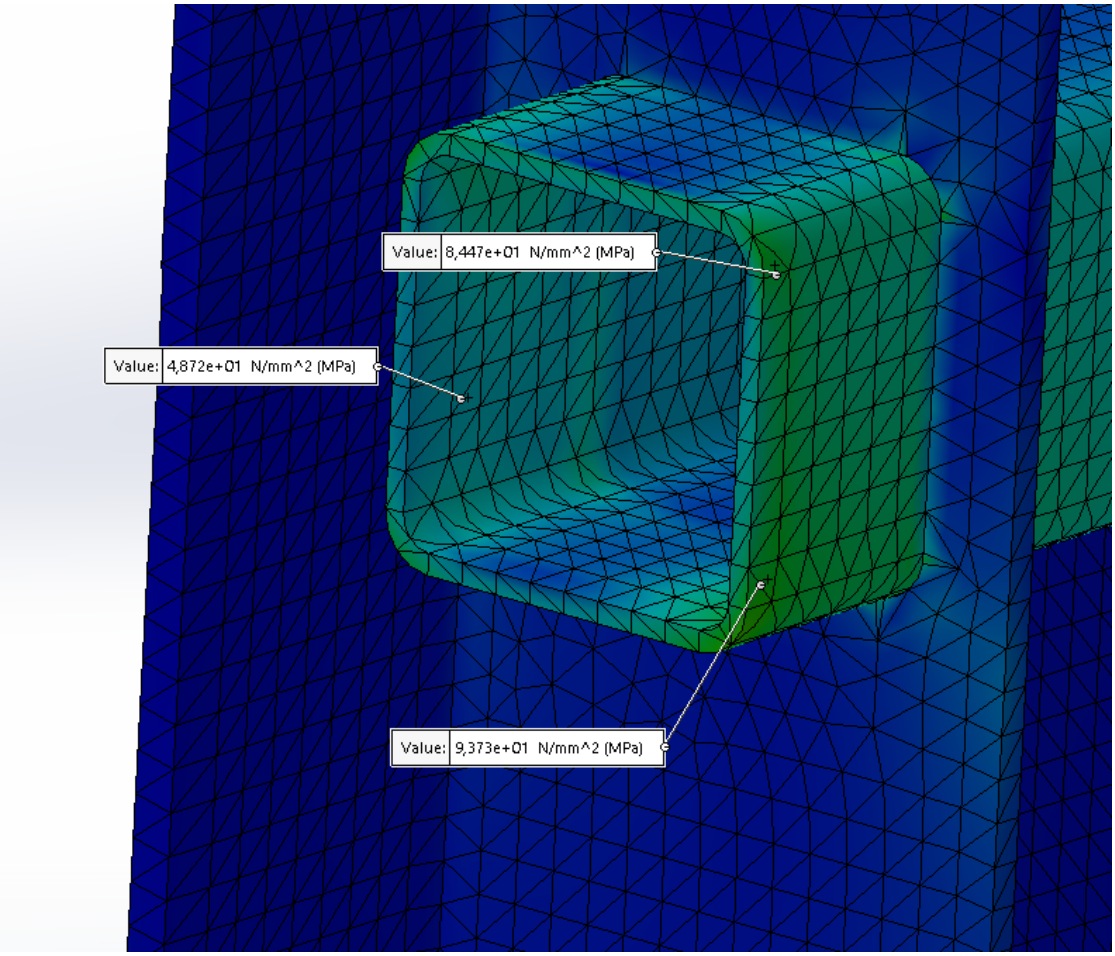
Suurin jännitys sijaitsee sidelevyn taivekohdassa yksittäisessä elementissä singulariteettipisteenä, joka on nähtävissä kuviosta 25. Jännityspiikin ympäröivät jännitykset ovat huomattavasti matalampia ja ovat keskimäärin 60 MPa suuruisia. Tästä johtuen

suurin jännitys voidaan sivuuttaa ja alueen vaikuttavana jännityksenä voidaan pitää 60 MPa suuruista jännitystä.



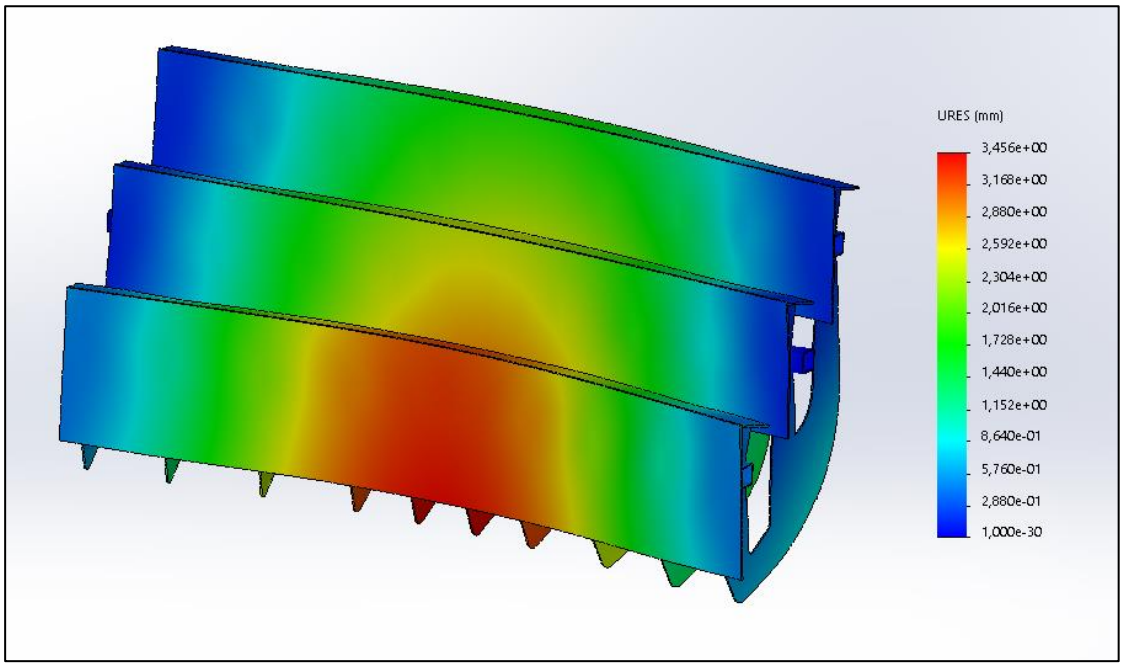
Kuvio 25. Sidelevyn jännitykset

Analyysin kriittisimpänä kohtana toimii kulkurullaston kiinnityslaipan kiinnityskohta. Alueella syntyvät jännitykset ovat nähtävissä kuviosta 26. Suurimpana jännityksenä alueella toimii 94 MPa suuruinen jännitys. Materiaalin myötörajaan nähden varmuus-luvuksi saadaan $\frac{355MPa}{94MPa} = 3{,}7$.



Kuvio 26. Kulkurullaston kiinnityslaipan jännitykset

Analyysissä syntyvät siirtymät ovat havaittavissa kuviosta 27. Suurin siirtymä sijaitse etummaisimman portaan keskikohdassa ja on suuruudeltaan 3,4 mm



Kuvio 27. Tukkien massasta aiheutuvat siirtymät

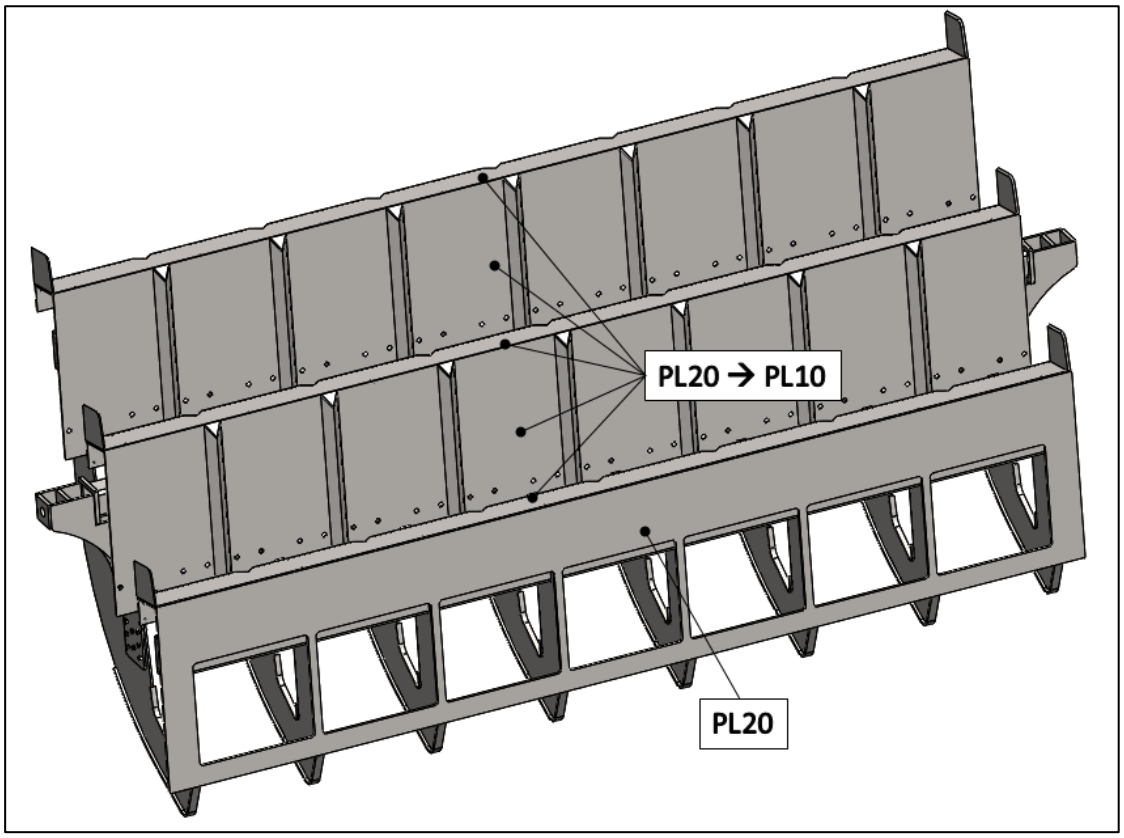
Saaduista tuloksista voidaan huomata, että porrasrakennetta kohdistavat voimat eivät aiheuta suuria jännityksiä ja muodonmuutoksia rakenteelle. Tähän tietoon pohjautuen aloitetaan uuden porrasrakenteen suunnittelu, jossa rakenteen painoa pyritään pudottamaan mahdollisimman paljon säilyttäen riittävät lujuusominaisuudet.

6.1.2 Uusi A-porraslohko

Uutta porraslohkoa lähdettiin suunnittelemaan painonpudotus päätavoitteena. Painoa tulisi pudottaa mahdollisimman paljon säilyttäen riittävät lujuusominaisuudet turvaamaan laitteen kestävyys. Suunnitteluvaiheessa suoritin useille eri porrasversioille FEM-simulointeja, joiden perusteella muutin rakennetta, joko kevyempään tai vankempaan suuntaan.

Lopulliseksi ratkaisuksi muodostui kuviossa 28 ja 29 esiintyvä malli. Muutoksena alkuperäiseen rakenteeseen uudessa porraslohkosta tukkien kontaktin vastaanottavat levyt, porraslevyt ja portaiden päälilevyt on vaihdettu 20 mm levyvahvuudesta 10 mm levyyn. Kyseinen muutos on nähtävissä kuviosta 28. Tällä muutoksella painoa pu-

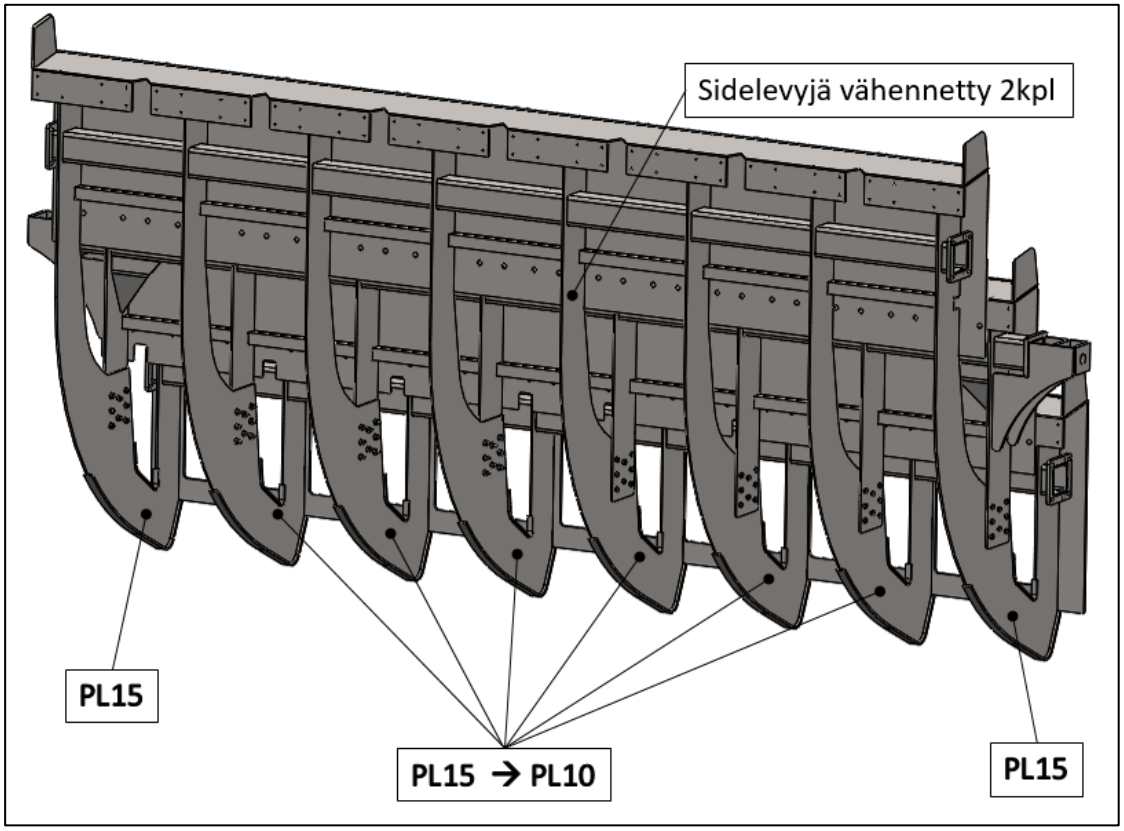
tosi yhteensä 1925 kg. Alimman porraslevyn levyvahvuuteen ei koskettu, sillä kyseinen porraslevy ottaa vastaan tukkipöydältä tulevat tukit, jolloin tukit saattavat pyöriä porrasta vasten, jolloin levy saattaa lommoahtaa. Levyyn kuitenkin luotiin aukot kohtiin, jotka eivät vastaanota tukkien kontaktia vastaan. Kyseinen toimenpide on nähtävissä kuviossa 28. Kyseinen osa levystä sijaitsee aina kuljetinlinjan tason alapuolella, jolloin se ei ole kontaktissa tukkien kanssa. Aukotuksen ansiosta painoa keveni yhteensä 756 kg.



Kuvio 28. A-portaan porraslevyjen muutokset

Alkuperäisessä portaassa rungon sidelevyjä löytyi 10kpl 15 mm levyvahvuudella. Uudessa portaassa sidelevyjen määrää on karsittu kahdella kappaleella. Myös sidelevyjen levyvahvuuksia muutettiin. Muutokset ovat havaittavissa kuviosta 29. Reunimmaiset sidelevyt säilyvät 15 mm levyvahvuisena koska portaan kiinnityskorvakkeet

kiinnitetään kyseiseen levyyn. Muiden sidelevyjen vahvuus vaihdettiin 10 mm. Sidelevyjen vähentäminen ja levyvahvuuksien muutokset kevensivät rakennetta yhteensä 620 kg.

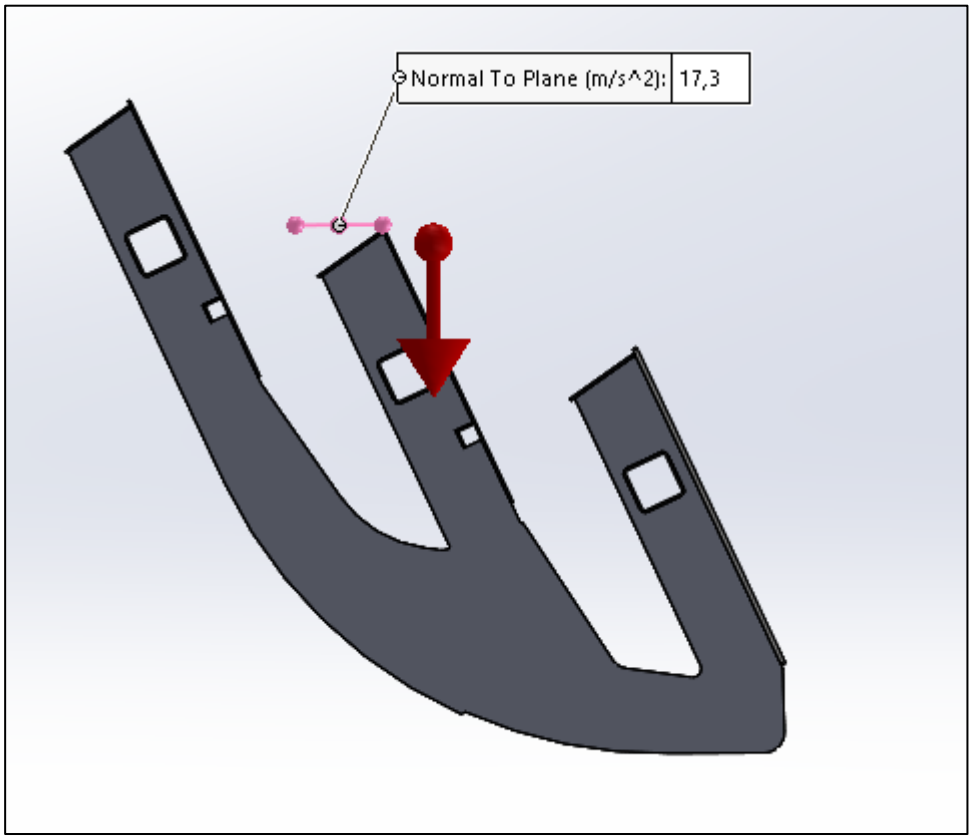


Kuvio 29. A-portaan sidelevy muutokset

Kokonaisuudessaan A-porraslohko keveni muutoksien myötä 3300 kg. Painon pudotus on huomattava ja tämän ansiosta portaan painosta aiheutuvaa kuormitusta muulle rakenteelle saadaan pienennettyä.

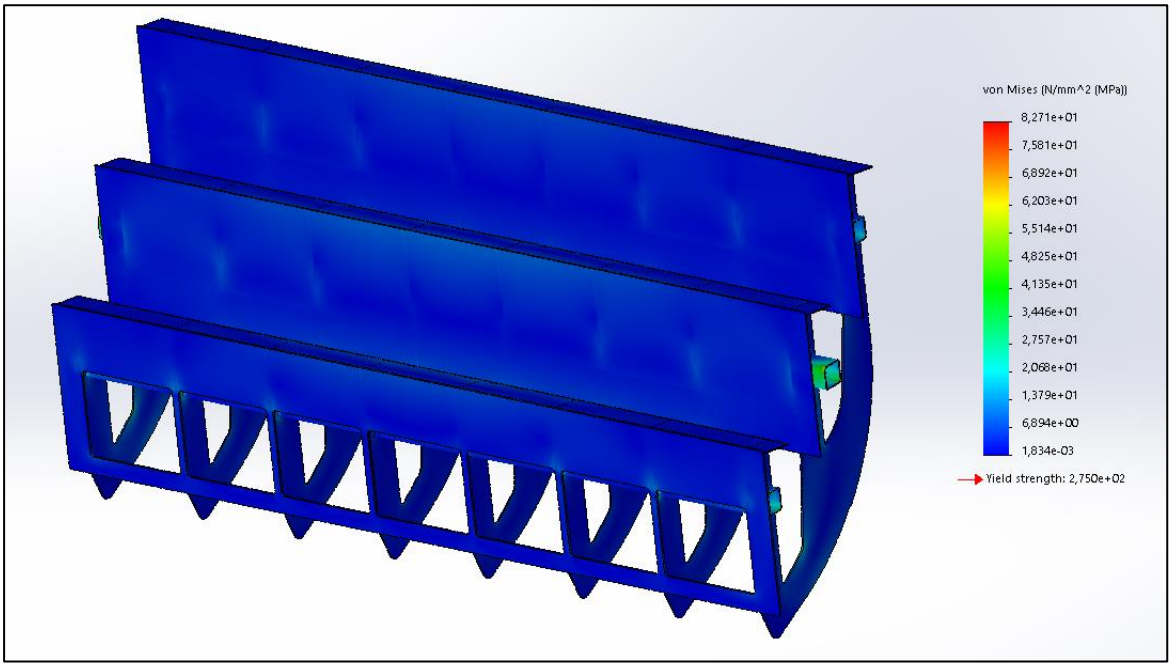
Uudet muutokset perustuvat FEM-simuloinnissa saatuihin tuloksiin. Laskennat suoritettiin vastaavanlaisesti uudelle portaalle, kuten alkuperäiselle portaalle. Laskennoissa käytettävät asetukset ovat vastaavanlaiset, kuten kiinnitykset, kuormittavat voimat sekä elementtiverkonkoko.

Ensimmäisessä FEM-analyysissä tarkasteltiin putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttamaa kuormitusta portaaseen. Kuormituksena toimii $17{,}3\,m/s^2$, joka kohdistuu koko portaaseen. Kuviosta 30 on nähtävissä putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttama yhteinen kuormitus.



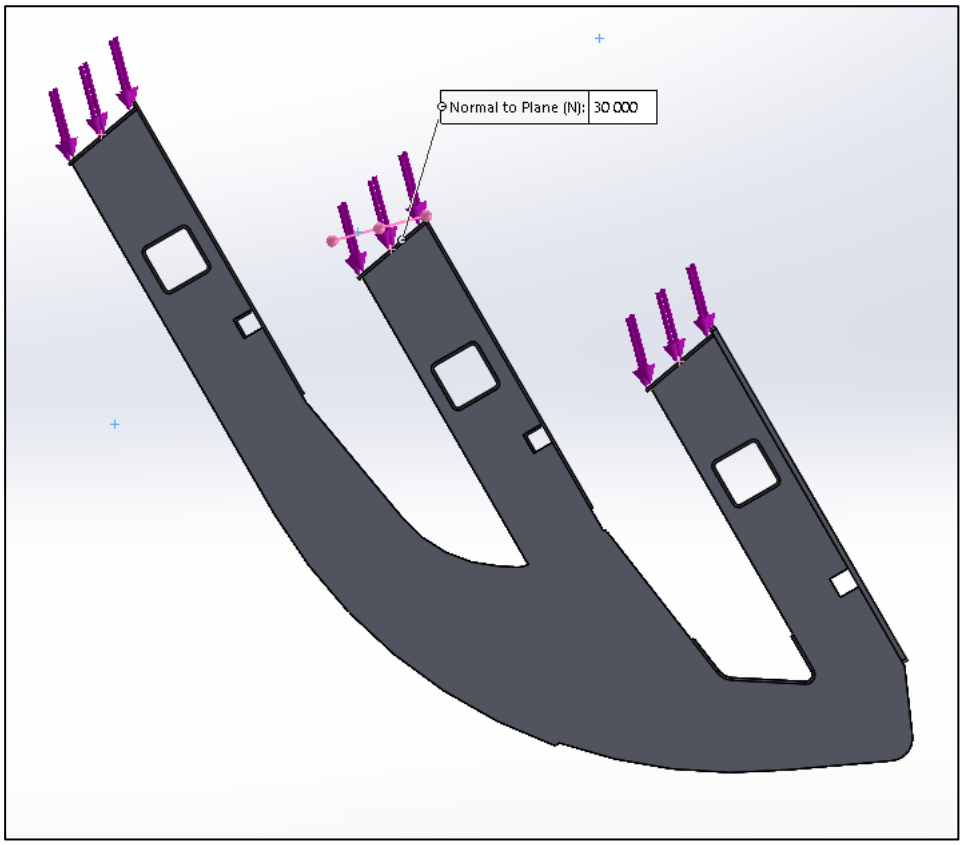
Kuvio 30. Kiihtyvyyden aiheuttama kuormitus

Syntyvät jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 31. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 82 MPa suuruinen jännitys, joka kohdistuu sidelevyn taivekohtaan.



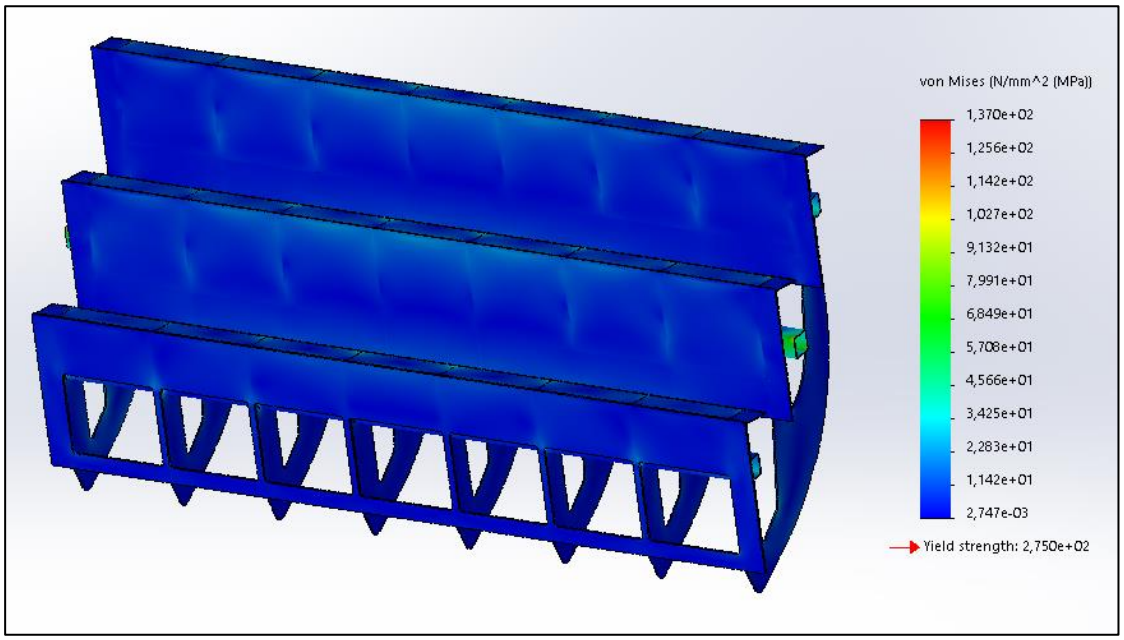
Kuvio 31. Kiihtyvyydestä ja putoamiskiihtyvyydestä aiheutuvat jännitykset

Toisessa analyysissä tarkasteltiin rakenteen kestävyyttä voimaa kohden, joka aiheutuu tukkien painosta porrastasojen päällä. Voimana toimi kahden maksimipainoisen tukin aiheuttama voima per porrastaso. Voimien suuruudet ja suunnat ovat nähtävissä kuviosta 32. Analyysissä rakennetta kuormittavat myös laitteen kiihtyvyys sekä putoamiskiihtyvyys.



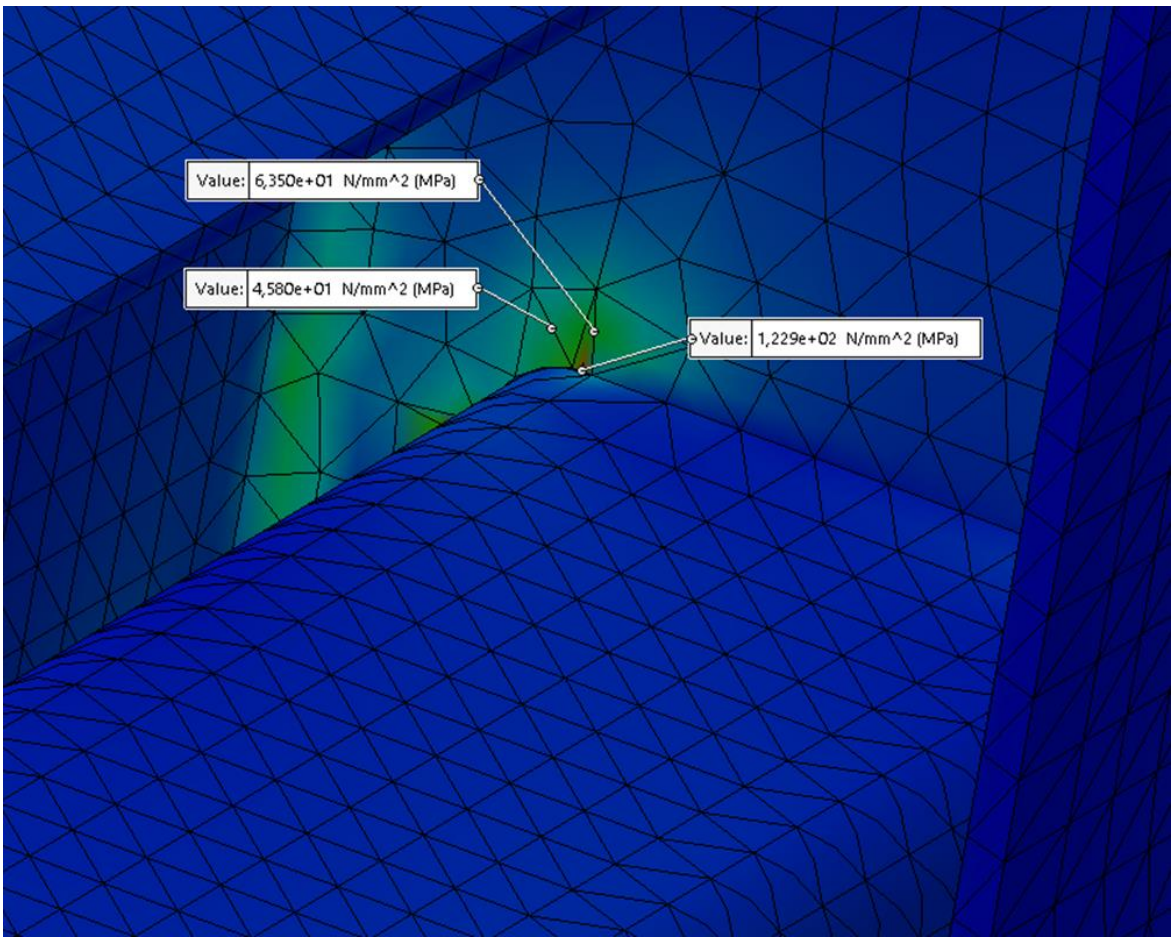
Kuvio 32. Tukkien painosta aiheutuva voima porrastasoja kohden

Analyysissä syntyvät jännitykset ovat havaittavissa kuviossa 33. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 137 MPa suuruinen jännitys, joka kohdistuu sidelevyn taivekohtaan.



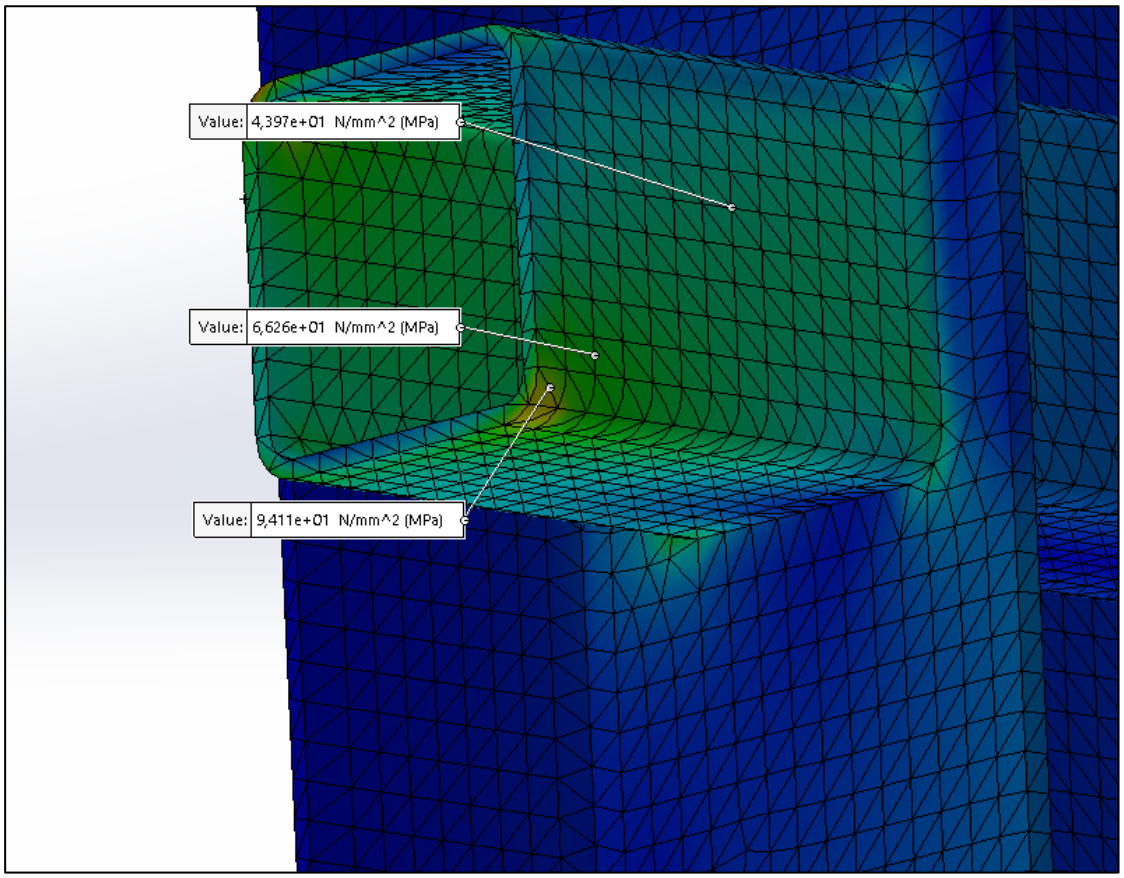
Kuvio 33. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormasta porrastasoihin kohden

Suurin jännitys sijaitsee kuitenkin yksittäisen elementin sisällä jännityspisteenä. Kyseistä jännitystä ympäröivät jännitykset ovat suuruudeltaan huomattavasti pienempiä ja pyörivät suuruudeltaan 65 MPa lukemissa. Tästä johtuen suurin jännitys voidaan sivuuttaa ja suurimpana jännityksenä alueella voidaan pitää 65 MPa suuruista jännitystä. Sidelevyn alueen jännitykset ovat nähtävissä kuviossa 34.



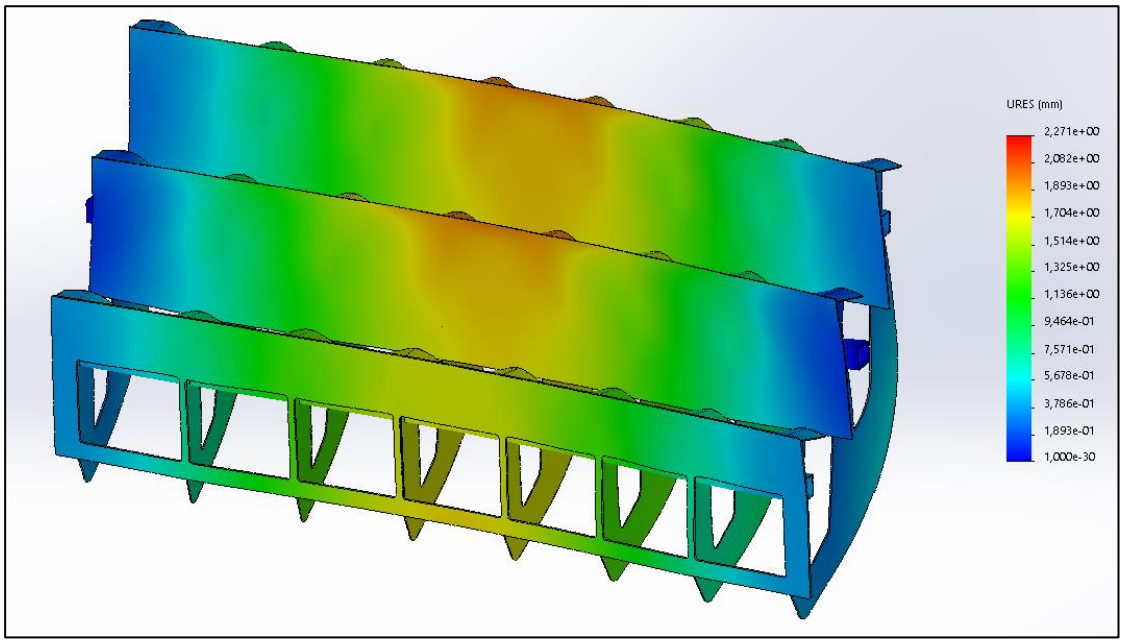
Kuvio 34. Sidelevyn jännitykset

Toisena kriittisenä pisteenä toimii portaan kiinnityskorvakkeen kiinnityskohta. Syntyvät jännitykset ovat suurimmillaan 95 MPa suuruisia. Alueen jännitykset ovat nähtävissä kuviosta 35.



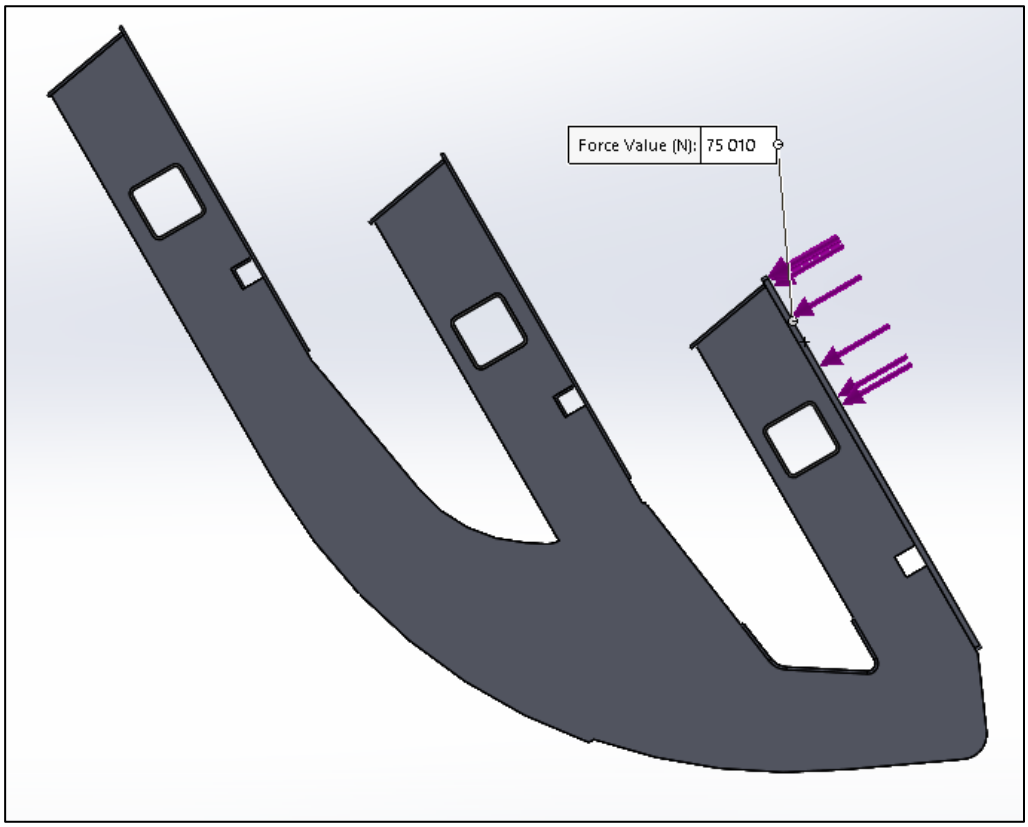
Kuvio 35. Kiinnityskorvakkeen jännitykset

Suurimmat siirtymät sijaitsevat porrastasojen levyissä, jossa taipuma on maksimissaan 2,2 mm. Siirtymä on kuitenkin pieni ja ei näin ollen vaikuta rakenteen toimintaa.

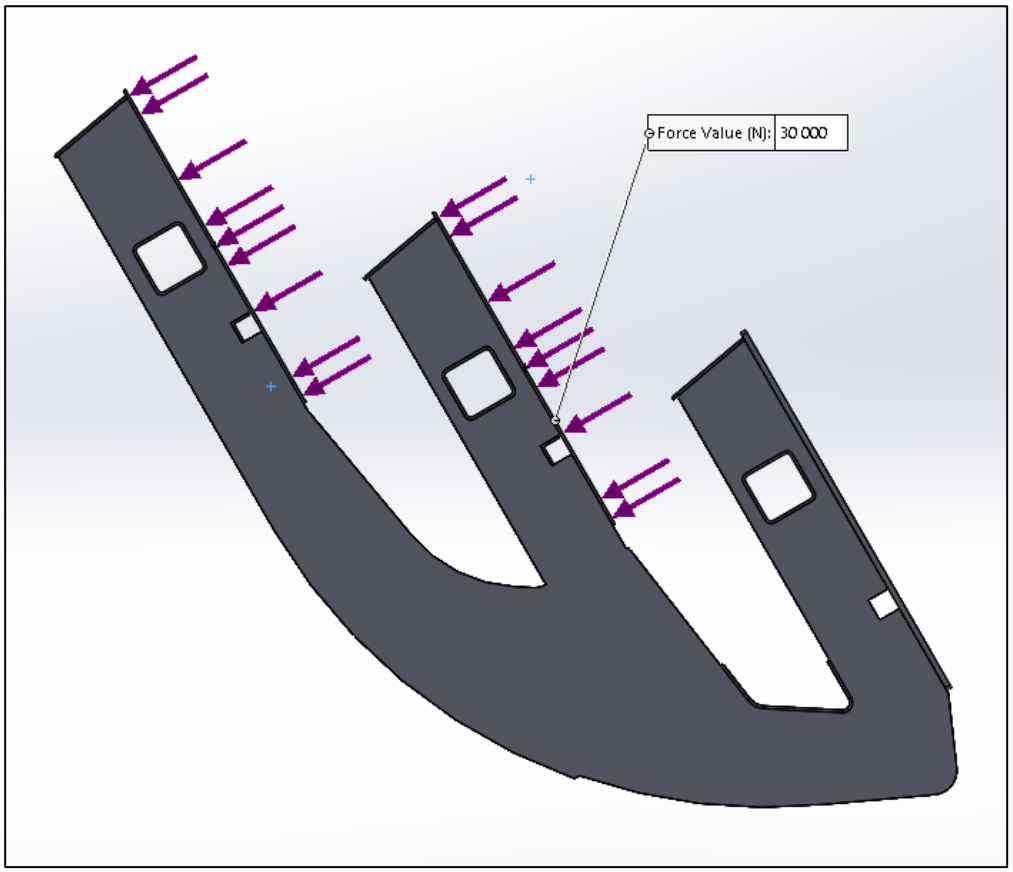


Kuvio 36. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät

Kolmantena FEM-analyysinä suoritetaan tukkien aiheuttama rasitus porraslevyjä vasten. Voimina ja kiinnityksinä toimivat vastaavat arvot, kuten vanhan porraslohkon simuloinneissa. Vaikuttavien voimien suuruudet ja suunnat ovat esitetty kuvioissa 37 ja 38.

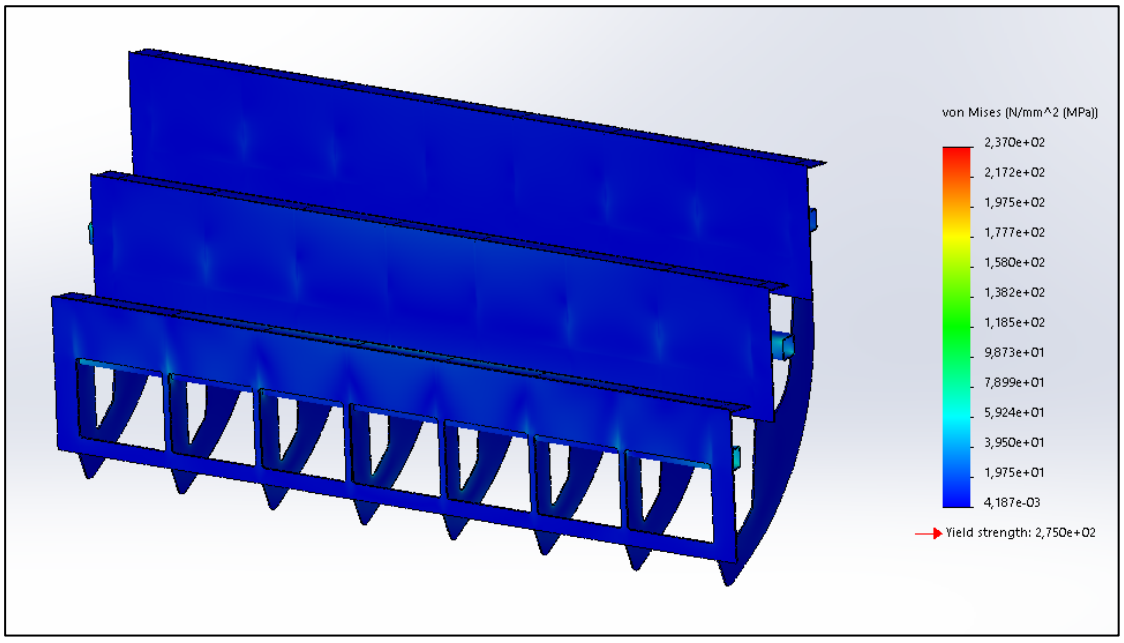


Kuvio 37. Tukkipinon aiheuttama voima alinta porraslevyä vasten



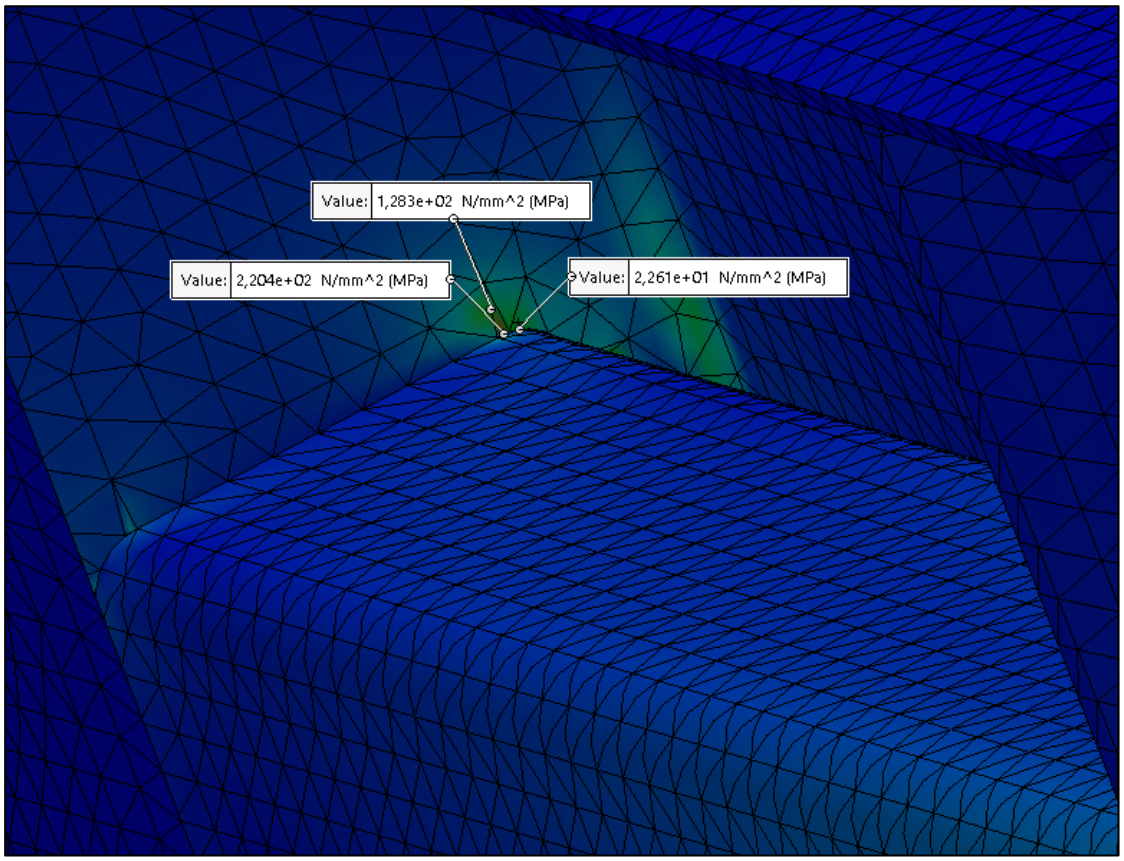
Kuvio 38. Tukkien aiheuttama voima porraslevyjä vasten

Analyysissä syntyvät jännitykset ovat havaittavissa kuviossa 39. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 237 MPa suuruinen jännitys, joka kohdistuu sidelevyn taivekohtaan.



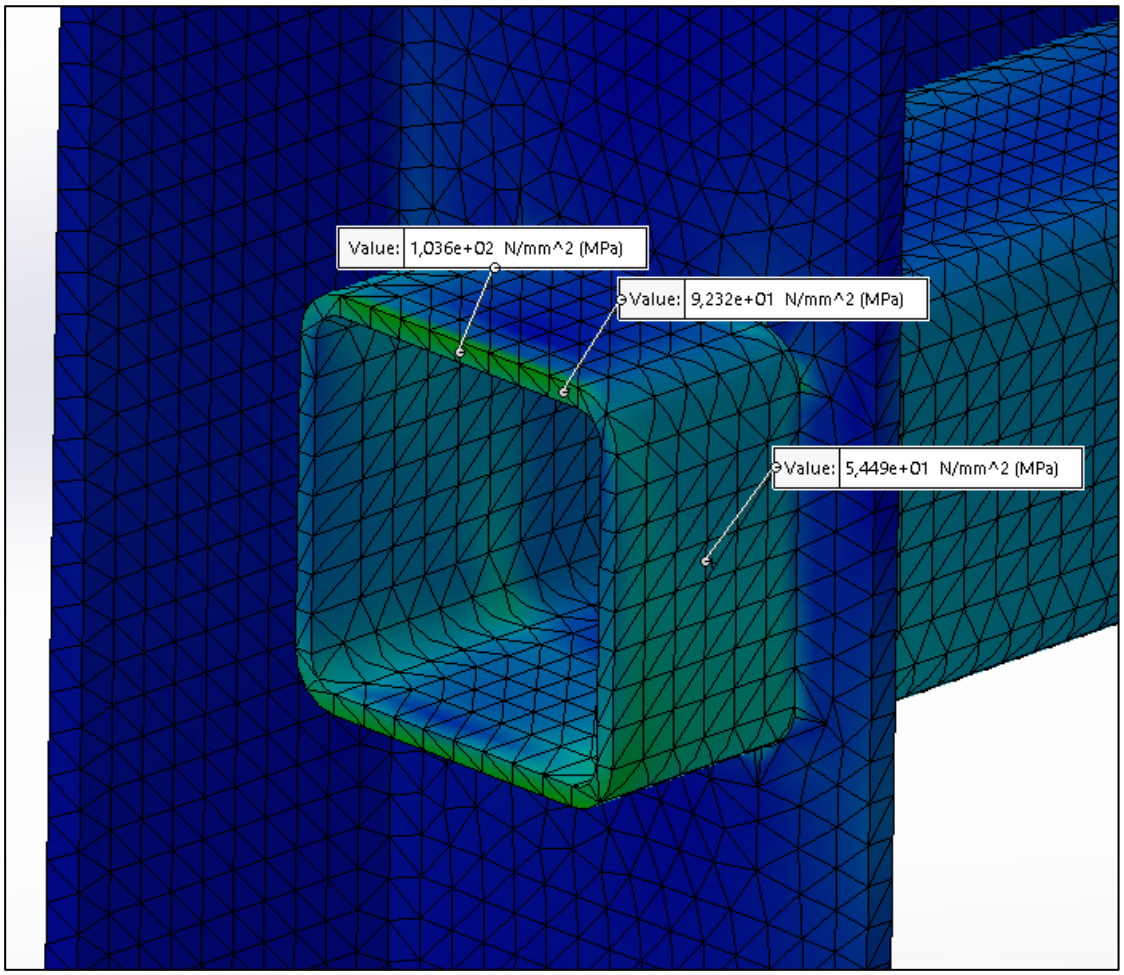
Kuvio 39. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormituksesta porraslevyjä vasten

Suurin jännitys sijaitsee kuitenkin yksittäisen elementin sisällä jännityspisteenä. Kyseistä jännitystä ympäröivät jännitykset ovat suuruudeltaan huomattavasti pienempiä ja pyörivät suuruudeltaan 130 MPa lukemissa. Tästä johtuen suurin jännitys voidaan sivuuttaa ja suurimpana jännityksenä alueella voidaan pitää 130 MPa suuruista jännitystä. Sidelevyn alueen jännitykset ovat nähtävissä kuviossa 40.



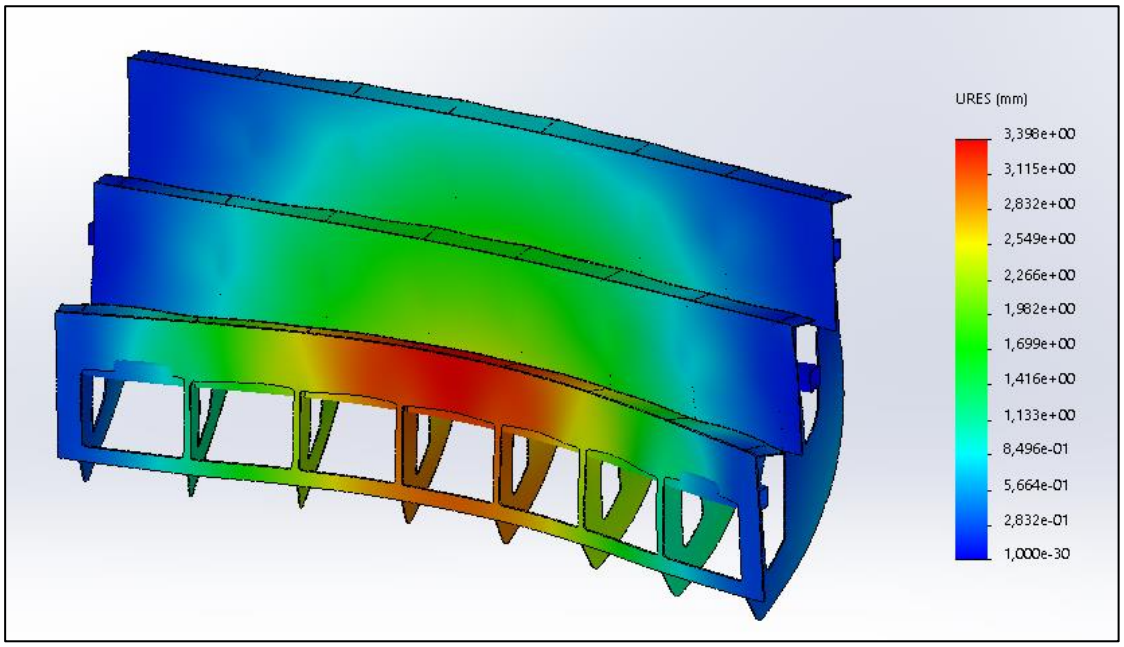
Kuvio 40. Sidelevyn jännitykset

Toisena kriittisenä kohtana toimii kulkurullastojen kiinnityslaipan kohdat. Jännitys on suurimmillaan putkipalkin reunassa ja on arvoltaan 103 MPa. Kuviosta 41 voidaan nähdä alueen jännitykset.



Kuvio 41. Kulkurullaston kiinnityskohdan jännitykset

Suurimmaksi siirtymäksi analyysissä syntyi 3,3 mm suuruinen siirtymä, joka sijaitsee etummaisimman porraslevyn keskikohdassa. Siirtymä on kuitenkin suhteellisen pieni eikä näin ollen vaikuta rakenteen toimivuuteen. Siirtymät ovat nähtävissä kuviossa 42.

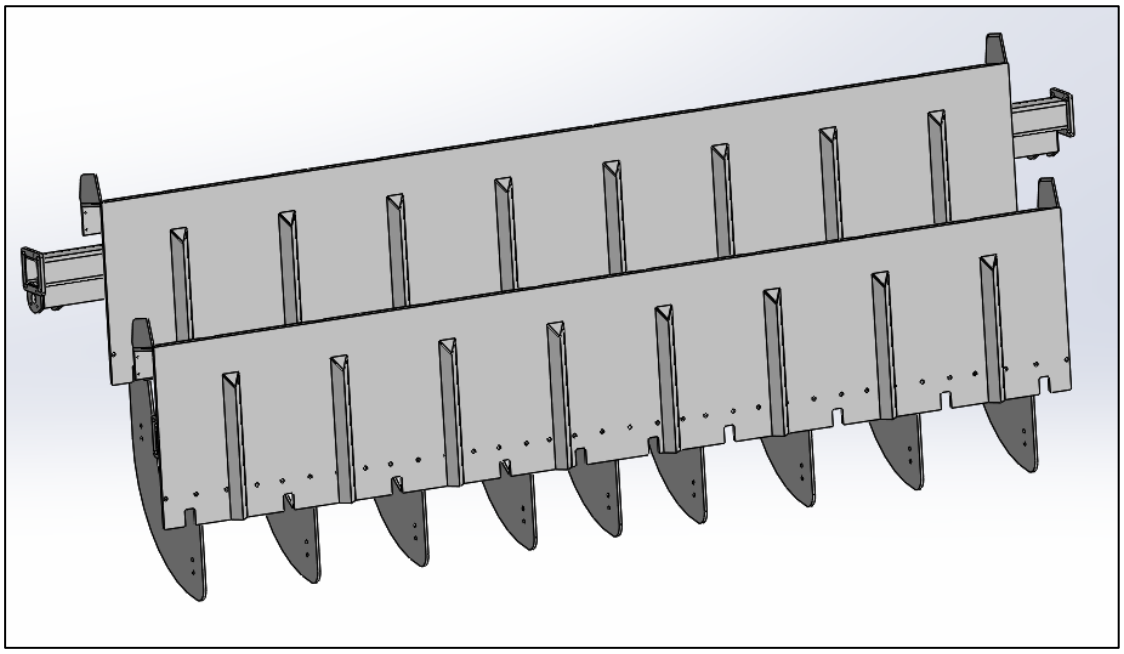


Kuvio 42. Kuormituksesta aiheutuvat siirtymät

6.1.3 Vanha B-porraslohko

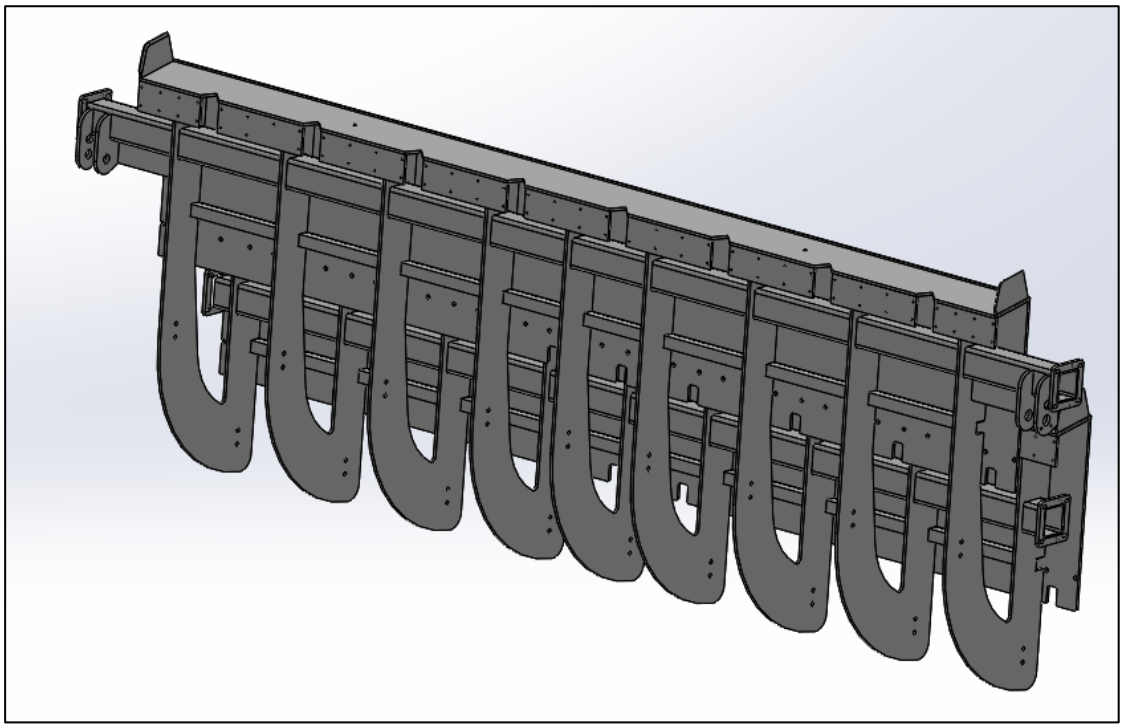
Porraslohko B:n suunnittelu aloitettiin vastaavasti lohkon A kanssa. Suoritin vahalle porraslohkolle FEM-Analyysin, joka toimisi perustana uuden version suunnittelussa. Vanha porraslohko on rakenteeltaan vankka, mikä lisää myös rakenteen painoa. Nykyinen porraslohko on painoltaan 10 118 kg. Rakenne on oikealta teräsrunko painoltaan 8 000 kg, mutta rakenteeseen on lisätty sidelevyihin painolevyjä, jotta porraslohko saadaan saman painoiseksi lohkon A kanssa. Rakenteeltaan B-porraslohko on pienempi, kuin A-lohko. B-porraslohkossa löytyy porrastasoja kaksi kappaletta, joita löytyy A-portaasta kolme kappaletta. Tämä on syynä teräsrakenteiden eripainoisuuteen, jota on kompensoitu lisäpainolevyillä. Vanhan B-porraslohkon rakenne on nähtävissä kuvioista 43 ja 44.

Suunnittelun lähtökohtana on painolevyjen karsiminen ja portaan tasapainottaminen pelkän runkonsa avulla portaan A painoiseksi.



Kuvio 43. Vanha porraslohko B etuprofiili

Rakenteeltaan vanha porraslohko koostuu 9 sidelevystä. Sidelevyt toimivat rakenteen sitovana rakenteena ja runkona, johon muut osat hitsataan kiinni. Sidelevyt ovat levyvahvuudeltaan 20 mm. Sidelevyissä olevat reiät ovat lisäpainolevyjen kiinnitystä varten. Sidelevyjä lävistää kaksi kappaletta putkipalkkeja ja kulmateräksiä. Putkipalkkien päihin kiinnittyvät kulkurullastot sekä taaimmaiseen putkipalkkiin porraslohkon kiinnityskorvake työntövarteen. Porraslevyt hitsataan sidelevyihin.

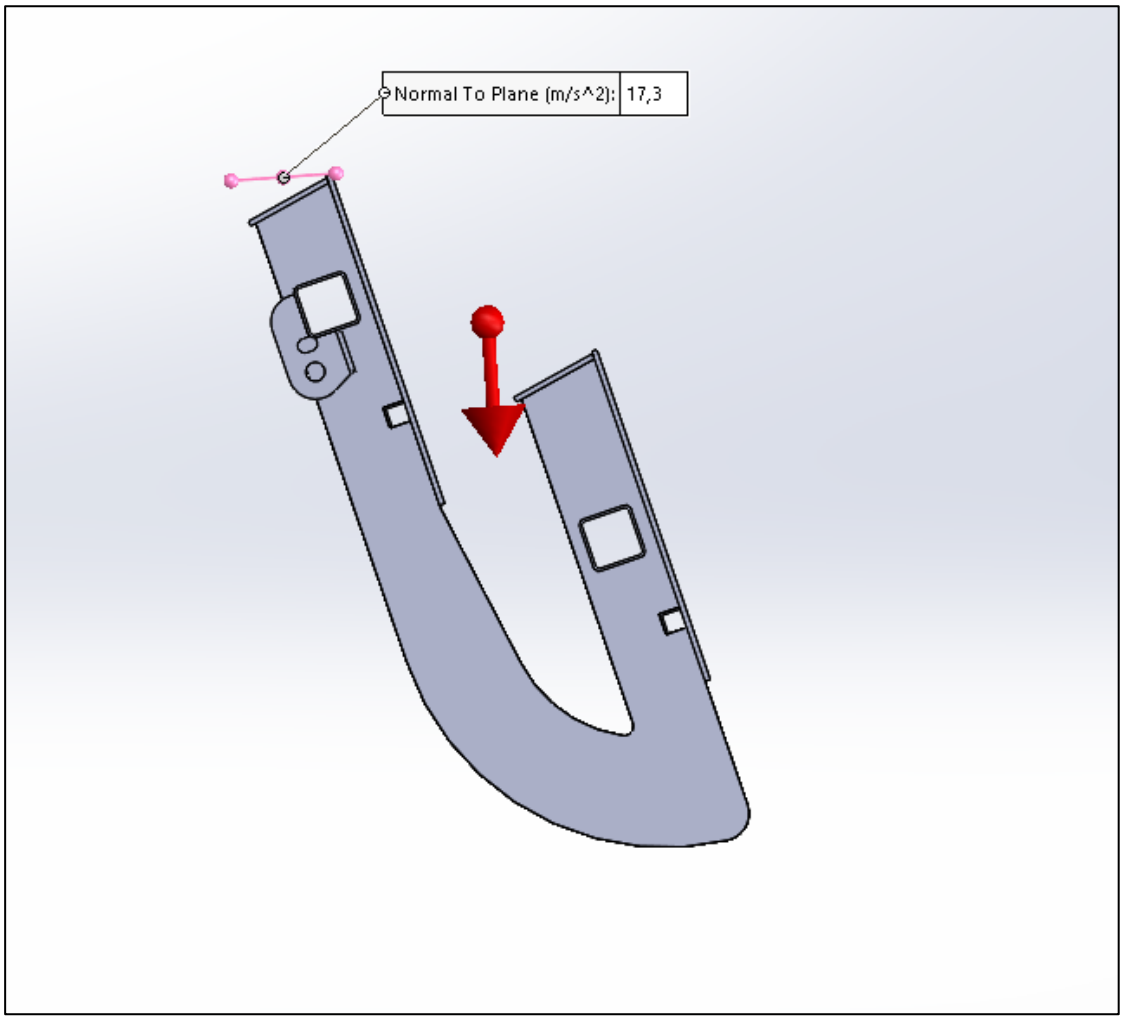


Kuvio 44. Vanha porraslohko B takaprofiili

FEM-analyysissä asetuksina toimivat samat arvot kuin A-lohkon simuloinneissa. Käyttöympäristöltään porraslohkot ovat vastaavanlaiset sekä molempien liikerajat ovat samat. Tästä johtuen analysoinneissa käytettävät kiinnitykset ja voimien tulosuunnat ovat vastaavat.

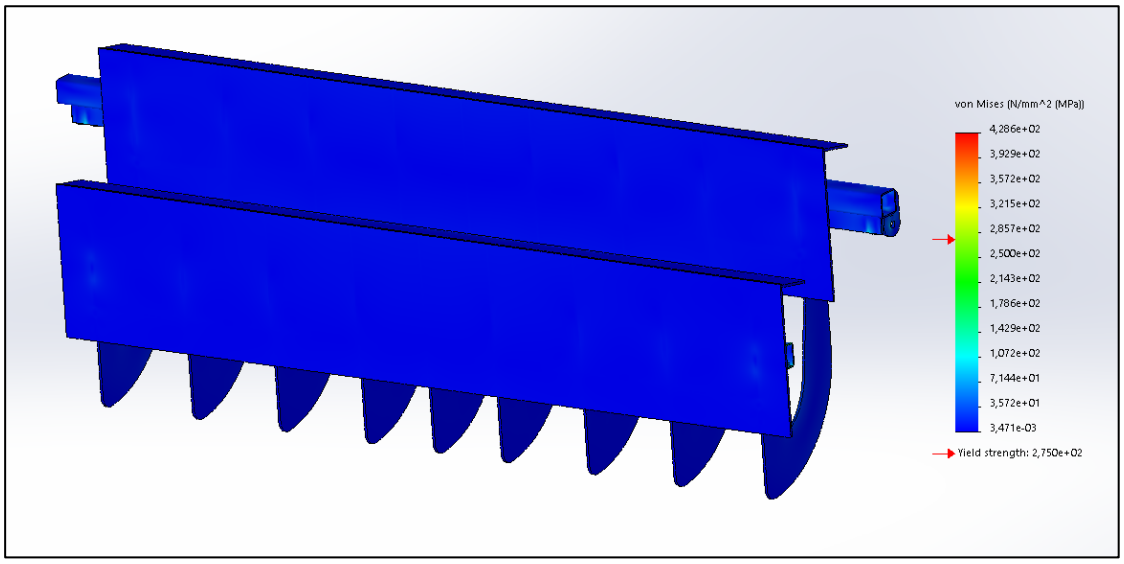
FEM-analyysiä varten porraslohkoa on yksinkertaistettu, jotta laskutoimenpidettä saataisiin yksinkertaistettua tietokoneelle. Laskennoista on poistettu vastaavat osat kuten A-portaan analyysista. Kyseisiä osia ovat esimerkiksi ohjauskiskoina toimivat kulmateräkset, kulkurullien kiinnityslaipat, osissa olevat reiät, sekä portaiden päällä olevat aukkokorvakkeet.

Ensimmäisessä FEM-analyysissä tarkasteltiin putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttamaa kuormitusta portaaseen. Kuormituksena toimii $17{,}3\,m/s^2$, joka kohdistuu koko portaaseen. Kuviosta 45 on nähtävissä putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttama yhteinen kuormitus.



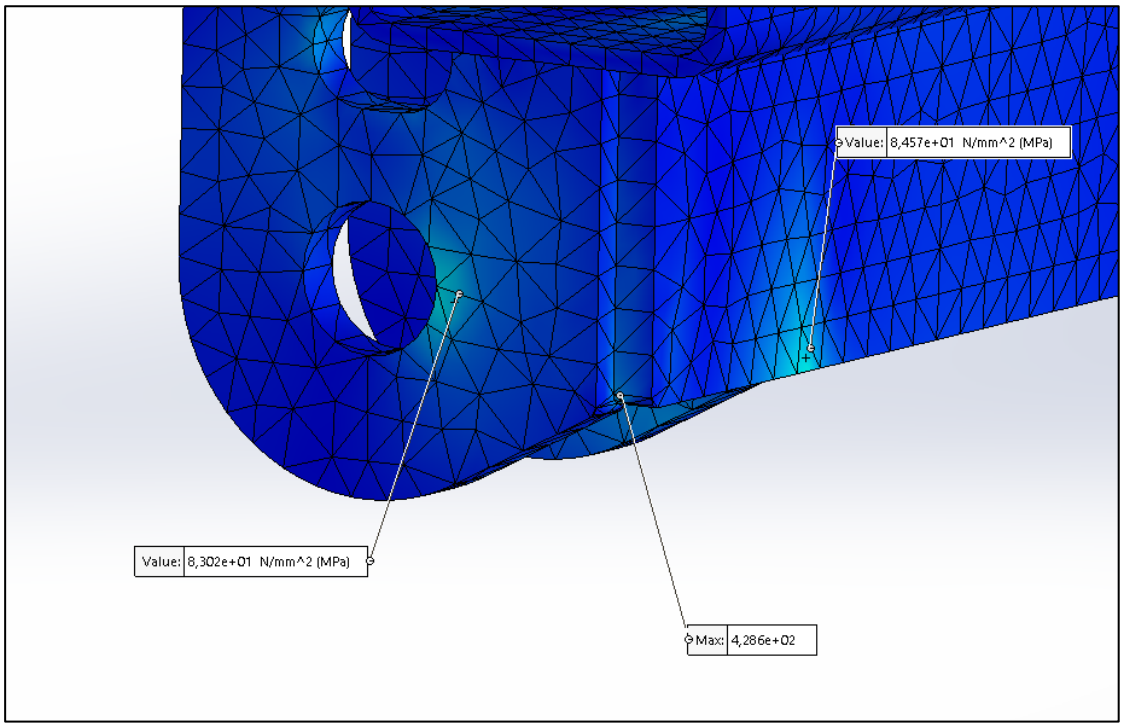
Kuvio 45. Laitteen kiihtyvyyden ja putoamiskiihtyvyyden aiheuttama kuormitus

Syntyvät jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 46. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 428 MPa suuruinen jännitys, joka kohdistuu kiinnityskorvakkeeseen.



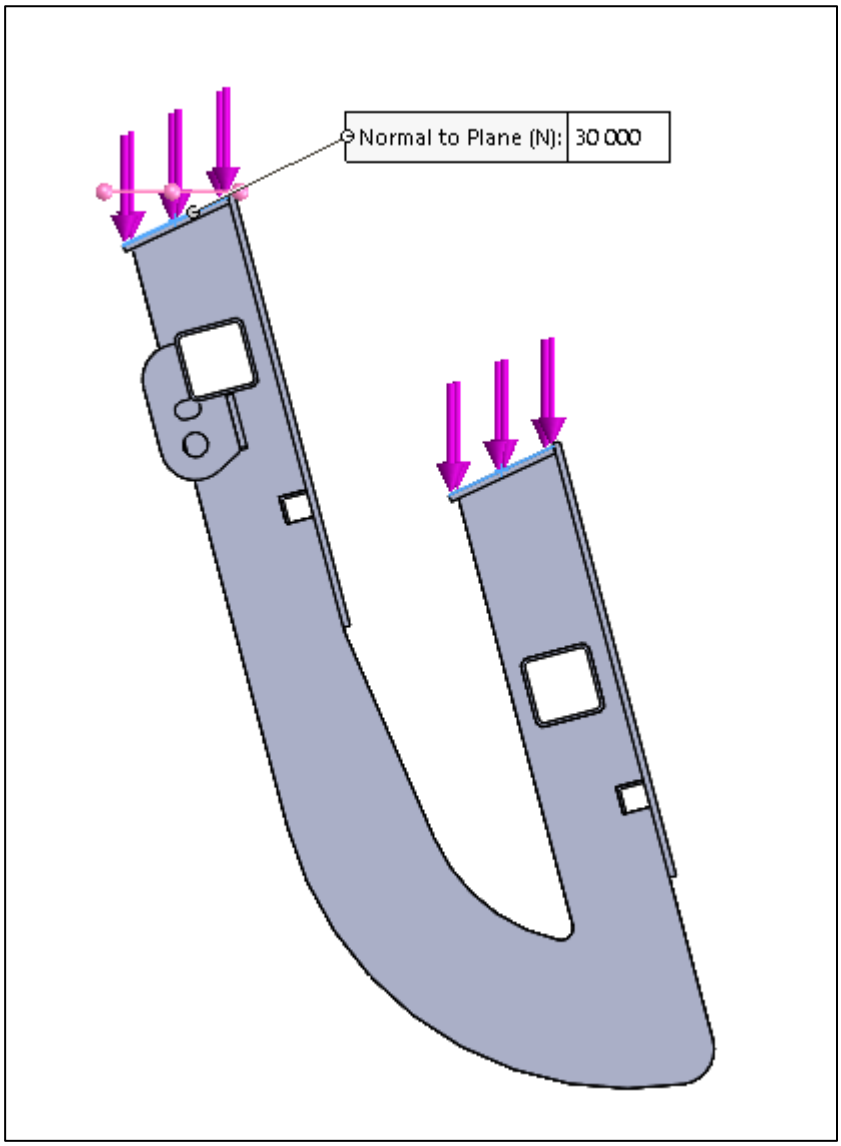
Kuvio 46. Kiihtyvyydestä ja putoamiskiihtyvyydestä aiheutuvat jännitykset

Suurin jännitys esiintyy kahden teräslevyn välissä yksittäisessä elementissä. Jännitys on huomattavasti suurempi kuin ympäröivillä alueilla. Suurimmaksi jännitykseksi lähettyvillä voidaan pitää 85 MPa suuruista jännitystä. Tästä johtuen 428 MPa suuruinen suurin jännitys voidaan sivuuttaa. Kiinnityskorvakkeen jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 47.



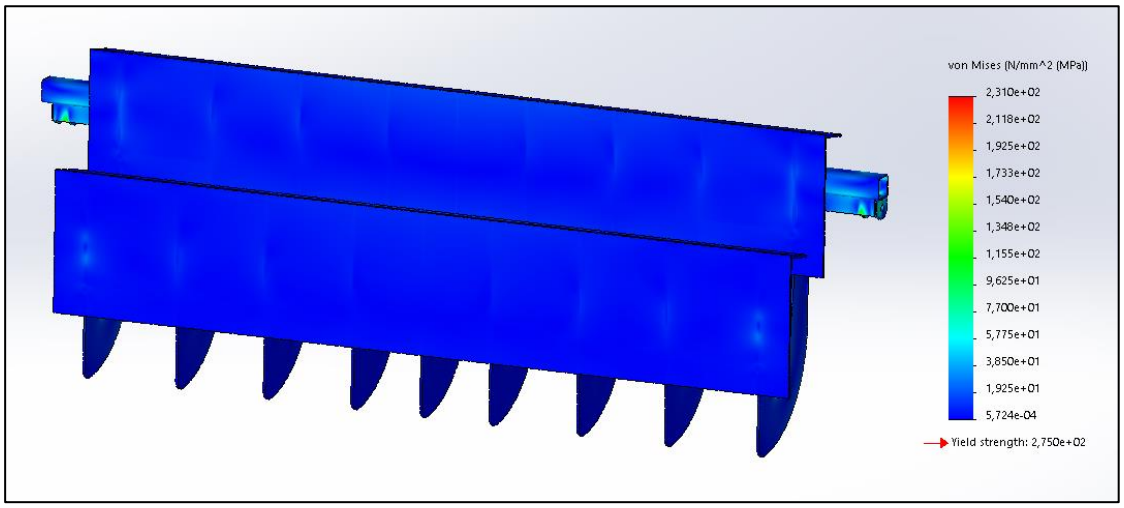
Kuvio 47. Kiinnityskorvakkeen jännitykset

Toisessa analyysissä tarkasteltiin tukkien massojen aiheuttamaa kuormitusta porrastasoja vasten. Laskennoissa voimana käytetään maksimi painoisen tukin aiheuttamaa voimaa kaksinkertaisena, jonka arvo on 30 000 N per porrastaso. Analyysissä rakennetta kuormittavat myös laitteen kiihtyvyys sekä putoamiskiihtyvyys. Kuviosta 48 voidaan nähdä voimien suunnat sekä suuruudet.



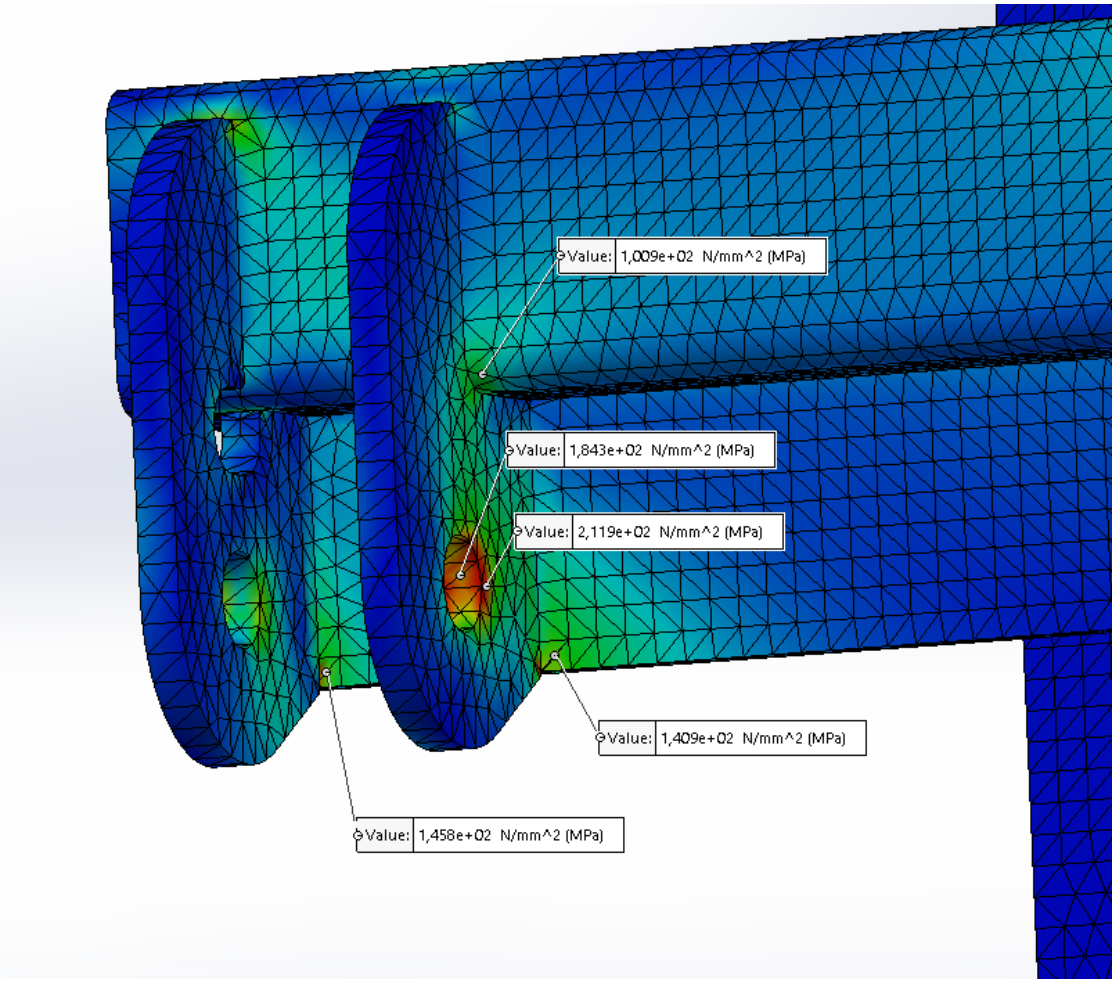
Kuvio 48. Kuormittavan voiman suunta

Syntyvät jännitykset rakenteelle ovat esitettynä kuviossa 49. Suurimpana jännityksenä ilmenee 231 MPa, joka on esitetty kuviossa 49. Kyseinen jännitys esiintyy kiinnityskorvakkeen reiässä.



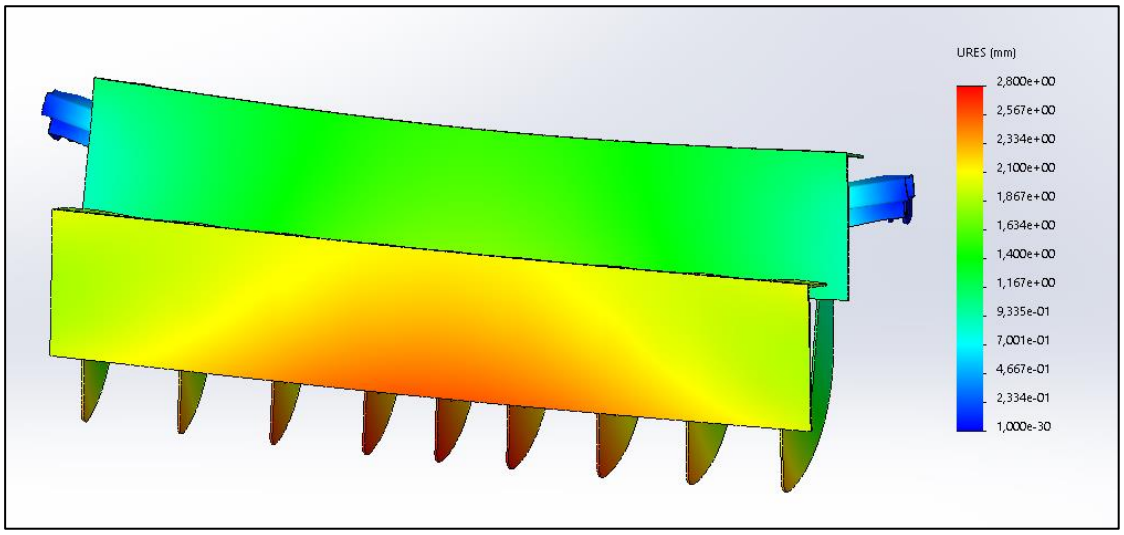
Kuvio 49. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormasta porrastasoihin kohden

Suurin jännitys sijaitsee sisimmän kiinnityskorvakkeen reiässä. Materiaalin myötörajaan nähden varmuudeksi saadaan $\frac{355MPa}{231MPa} = 1{,}5$. Kiinnityskorvakkeen ympärillä jännitykset pyörivät 100-150 MPa välillä. Kuviossa 50 on esitetty kiinnityskorvakkeen alueen jännitykset.



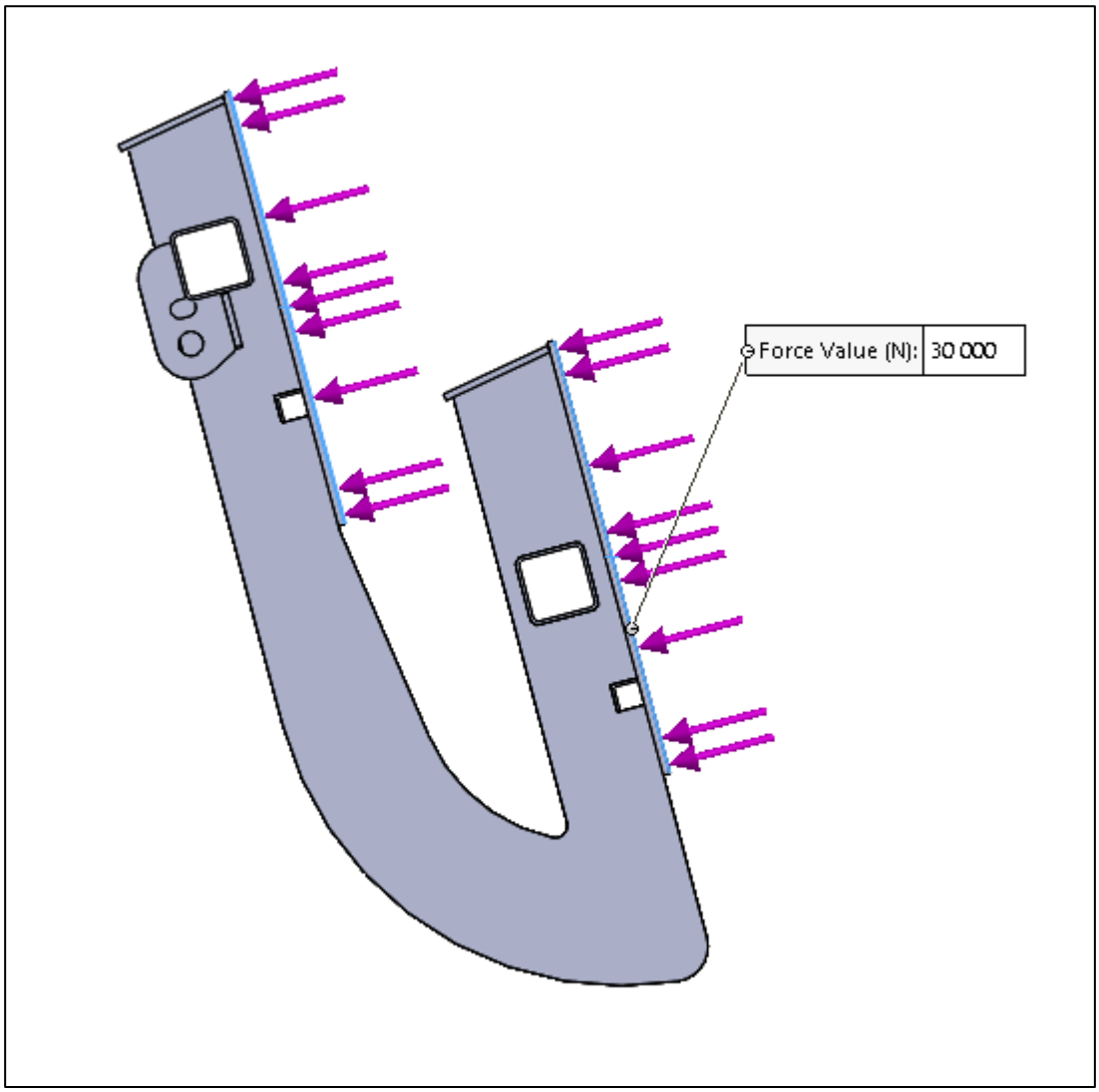
Kuvio 50. Kiinnityskorvakkeen jännitykset

Jännityksien ollessa pieniä myös muodonmuutokset ovat pieniä. Suurin siirtymä on havaittavissa etummaisen porraslevyn keskikohdasta. Siirtymä on kuitenkin vain 2,8 mm eikä näin ollen vaikuta rakenteen toimintaan. Kuviossa 51 on esitetty rakenteen siirtymät.



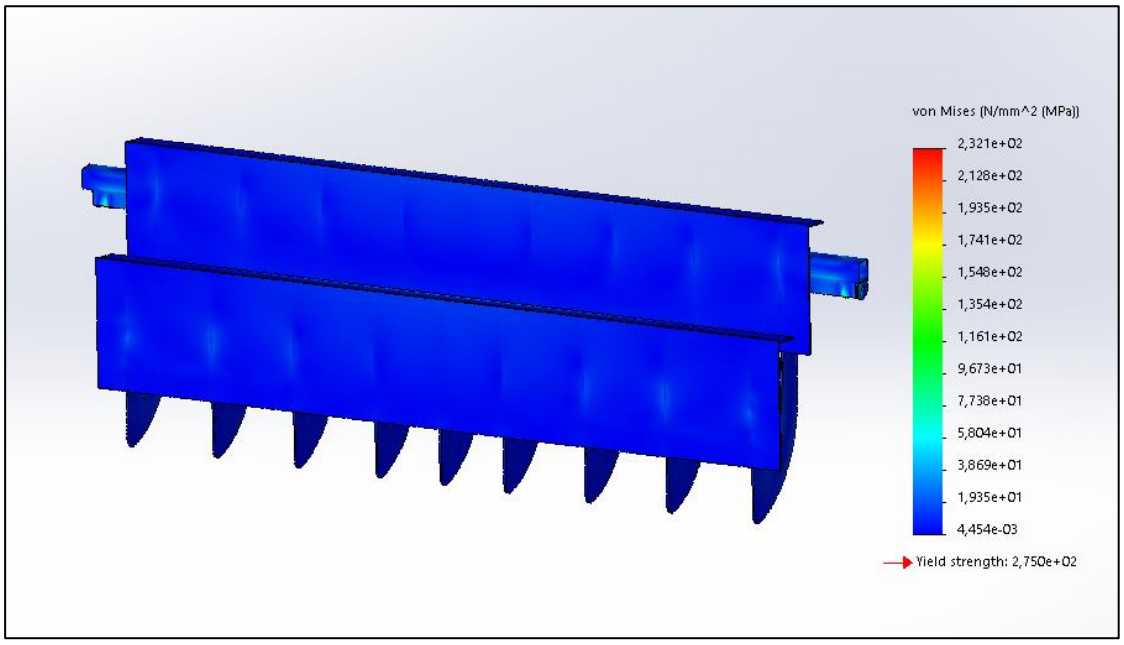
Kuvio 51. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät

Kolmantena FEM-analyysinä suoritetaan tukkien aiheuttama rasitus porraslevyjä vasten. Kuormittavana voimana toimii kahden maksimipainoisen tukinaiheuttama kuormitus porraslevyä vasten. Voimaksi muodostuu näin 30 000 N. Analyysissä rakennetta kuormittavat myös laitteen kiihtyvyys sekä putoamiskiihtyvyys. Kuviossa 52 on esitetty kuormittavien voimien suunta.



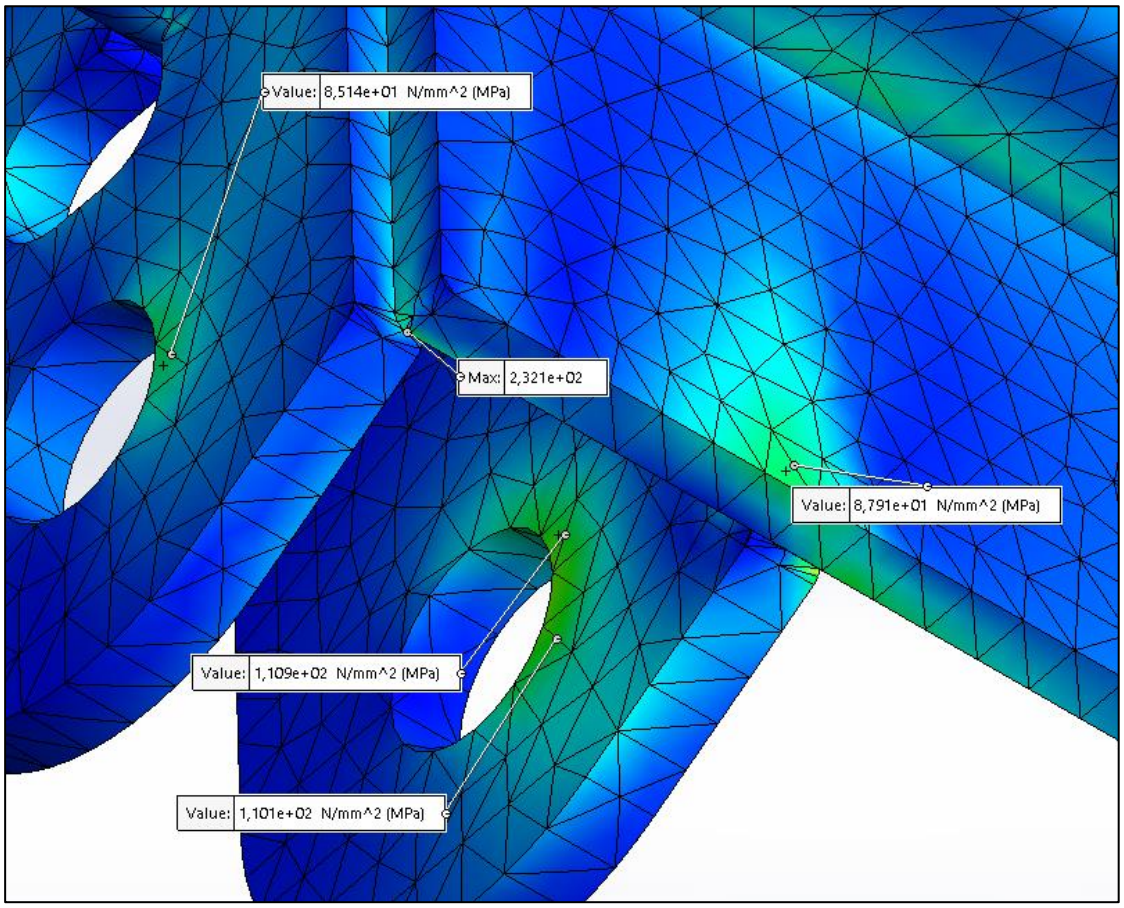
Kuvio 52. Kuormittavien voimien suunta

Syntyvät jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 53. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 231 MPa suuruinen jännitys, joka kohdistuu kiinnityskorvakkeeseen.



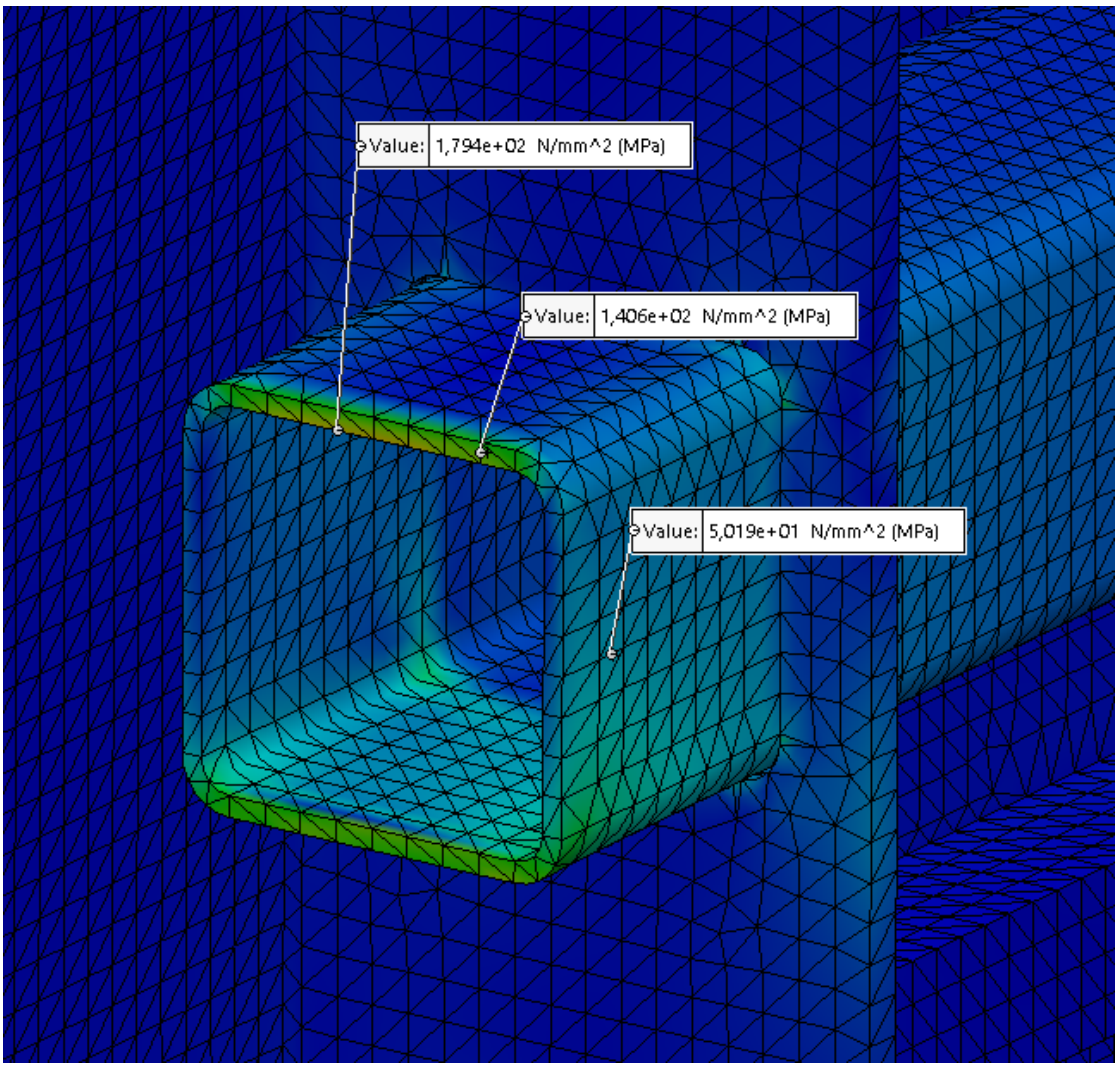
Kuvio 53. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta voimasta porraslevyjä vasten

Suurin jännitys esiintyy kahden teräslevyn välissä yksittäisessä elementissä. Jännitys on huomattavasti suurempi kuin ympäröivillä alueilla. Suurimmaksi jännitykseksi lähettyvillä voidaan pitää 110 MPa suuruista jännitystä. Tästä johtuen 231 MPa suuruinen suurin jännitys voidaan sivuuttaa. Kiinnityskorvakkeen jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 54.



Kuvio 54. Kiinnityskorvakkeen jännitykset

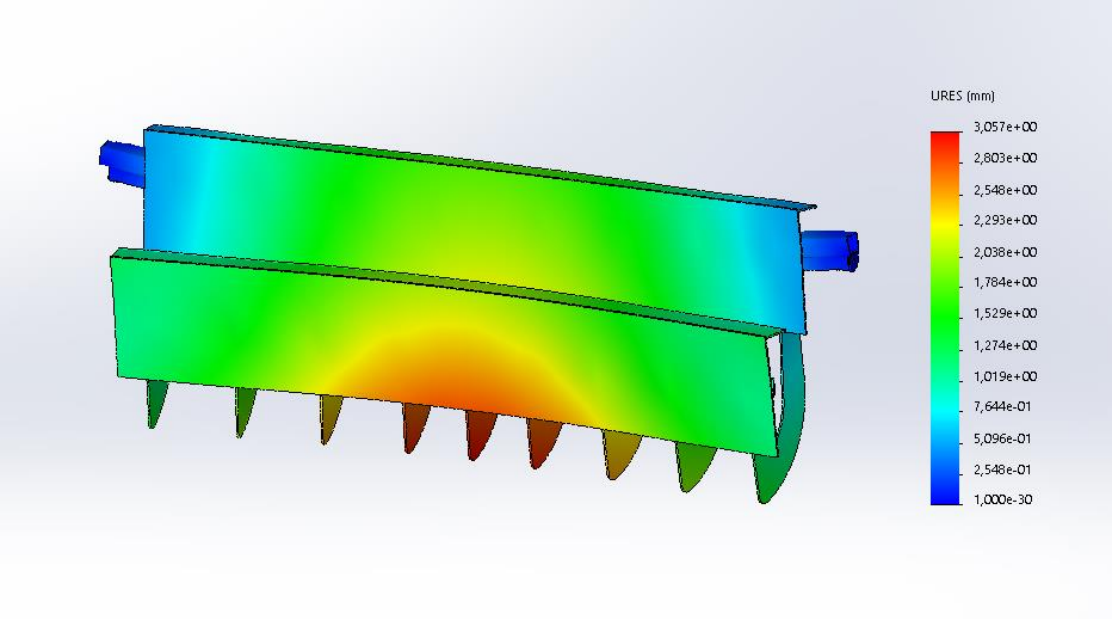
Toisena kriittisenä kohtana voidaan pitää kulkurullaston kiinnityslaipan kohtaa. Alueella putkipalkin reunaan, johon kulkurullaston laippa hitsataan kiinni, syntyy noin 180 MPa suuruinen jännitys. Jännitys luultavasti pienentyy todellisessa tilanteessa, jolloin putkipalkin ja laipan välille muodostuu hitsisauma. Materiaalin myötörajaan nähden varmuudeksi saadaan $\frac{355MPa}{180MPa} = 2$. Kuviossa 55 on nähtävissä alueen jännitykset.



Kuvio 55. Kulkurullaston kiinnityslaipan kohdan jännitykset

Muodonmuutokset ovat suuruudeltaan samaa luokkaa kuin toisessa analyysissä. Suurin siirtymä kohdistuu etummaisen porraslevyn keskikohtaan. Siirtymä on

suuruudeltaan 3 mm, joka ei vaikuta laitteen toimintaan. Kuviossa 56 on esitetty siirtymät kokonaisuudessaan.

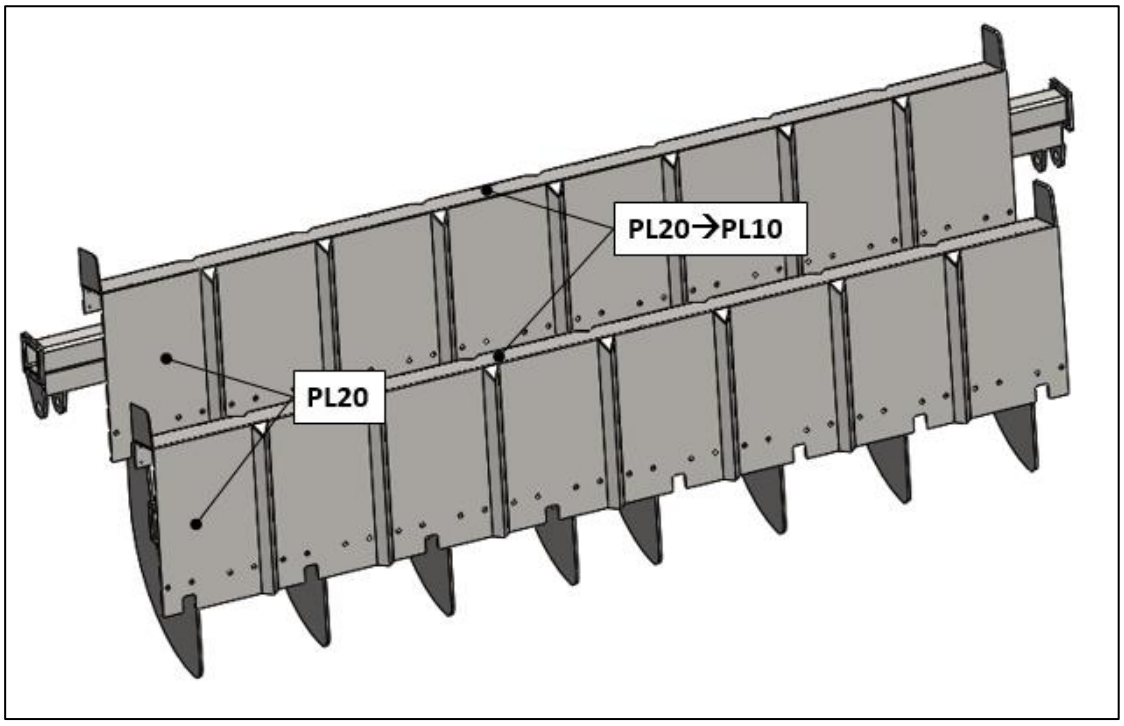


Kuvio 56. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät

6.1.4 Uusi B-porraslohko

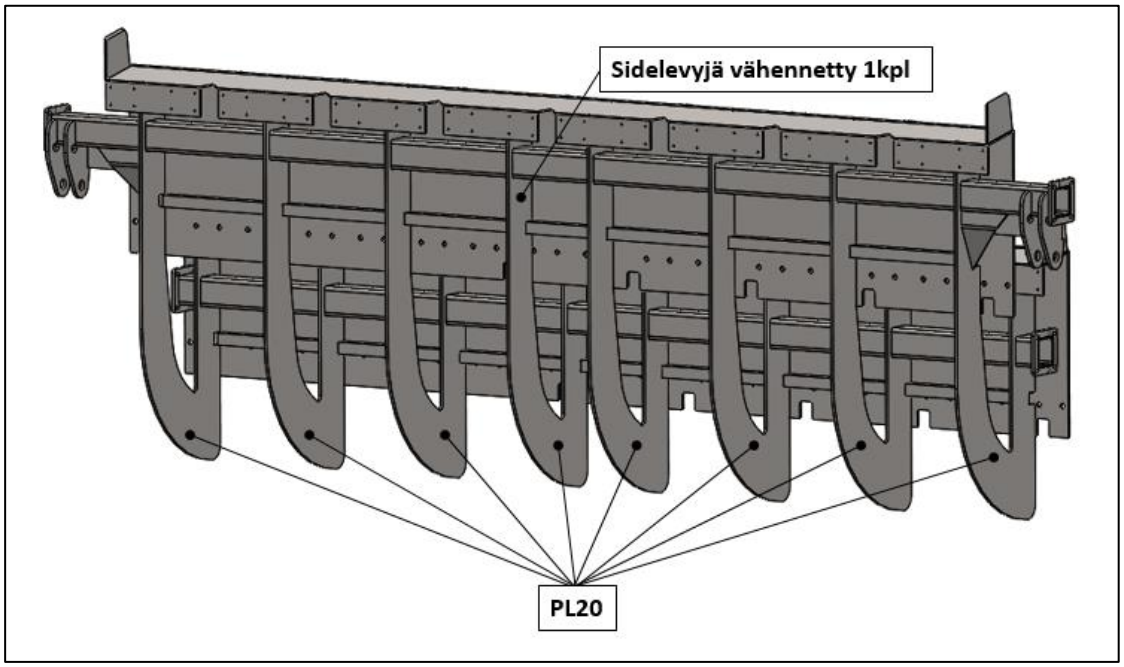
Uutta porraslohkoa lähdettiin suunnittelemaan painonpudotus päätavoitteena. Painoa tulisi pudottaa riittävän paljon, jotta porraslohkot ovat saman painoisia. Porraslohkon rakenteen tulee kuitenkin säilyttää riittävät lujuusominaisuudet turvaamaan laitteen kestävyys. Suunnitteluvaiheessa suoritin useille eri porrasversioille FEM-simulointeja, joiden perusteella muutin rakennetta, joko kevyempään tai vankempaan suuntaan. B-porras on rakenteeltaan kuitenkin kevyempi A portaaseen verrattuna, joten tarvittavat muutokset ovat vähäisempiä.

Lopulliseksi ratkaisuksi muodostui kuviossa 57 ja 58 esiintyvä malli. Porraslevyt säilyivät 20 mm paksuisina, mutta porrastasojen levyt vaihdettiin 20 mm levyvahvuudesta 10 mm, kuten A-portaassa. Tällä muutoksella painoa keveni 352 kg. Muutos on esitetty kuviossa 57.



Kuvio 57. B-portaan porraslevyjen muutokset

Sidelevyjen levyvahvuuksiin ei koskettu, mutta yksi sidelevy vähennettiin rakenteesta. Tällä muutoksella painoa keveni 212 kg. Muutos on esitetty kuviossa 58.

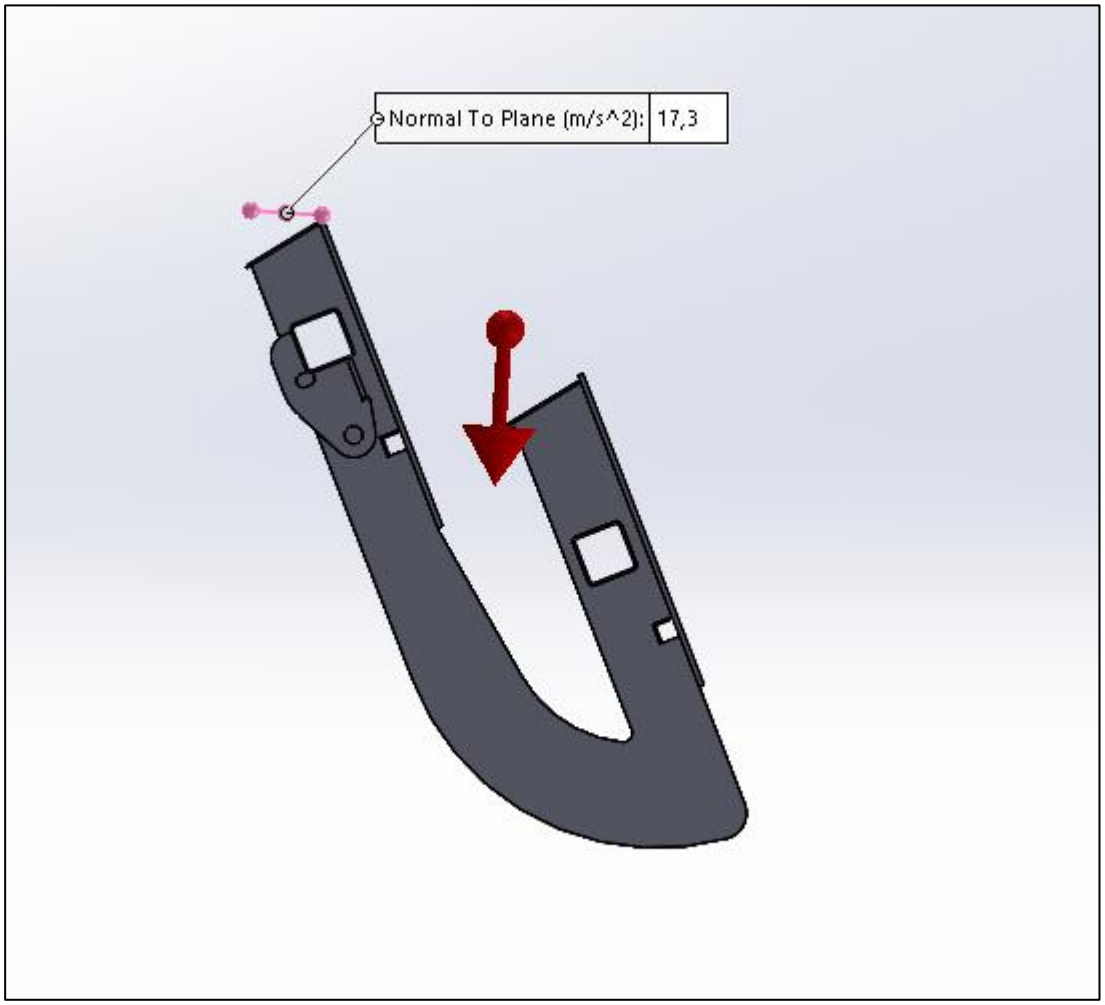


Kuvio 58. B-portaan sidelevyjen muutokset

Kokonaisuudessaan B-porraslohko keveni muutoksien myötä 565 kg. Painon pudotus ei ole yhtä suurta verrattaessa A-portaaseen, mutta B-portaan rakenteen optimoinnissa pääpaino oli portaan tasapainotuksessa A portaan kanssa.

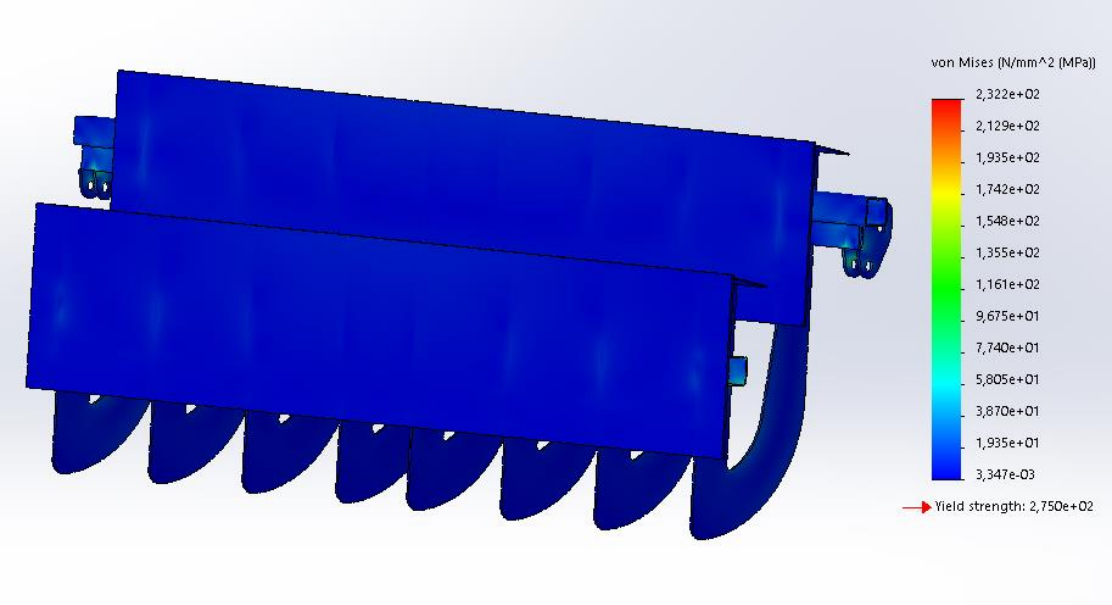
Uudet muutokset perustuvat FEM-analyysissä saatuihin tuloksiin. Laskennat suoritettiin vastaavanlaisesti uudelle portaalle, kuten alkuperäiselle portaalle. Laskennoissa käytettävät asetukset ovat vastaavanlaiset, kuten kiinnitykset, kuormittavat voimat sekä elementtiverkonkoko.

Ensimmäisessä FEM-analyysissä tarkasteltiin putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttamaa kuormitusta portaaseen. Kuormituksena toimii $17{,}3\,m/s^2$, joka kohdistuu koko portaaseen. Kuviosta 59 on nähtävissä putoamiskiihtyvyyden ja laitteen kiihtyvyyden aiheuttama yhteinen kuormitus.



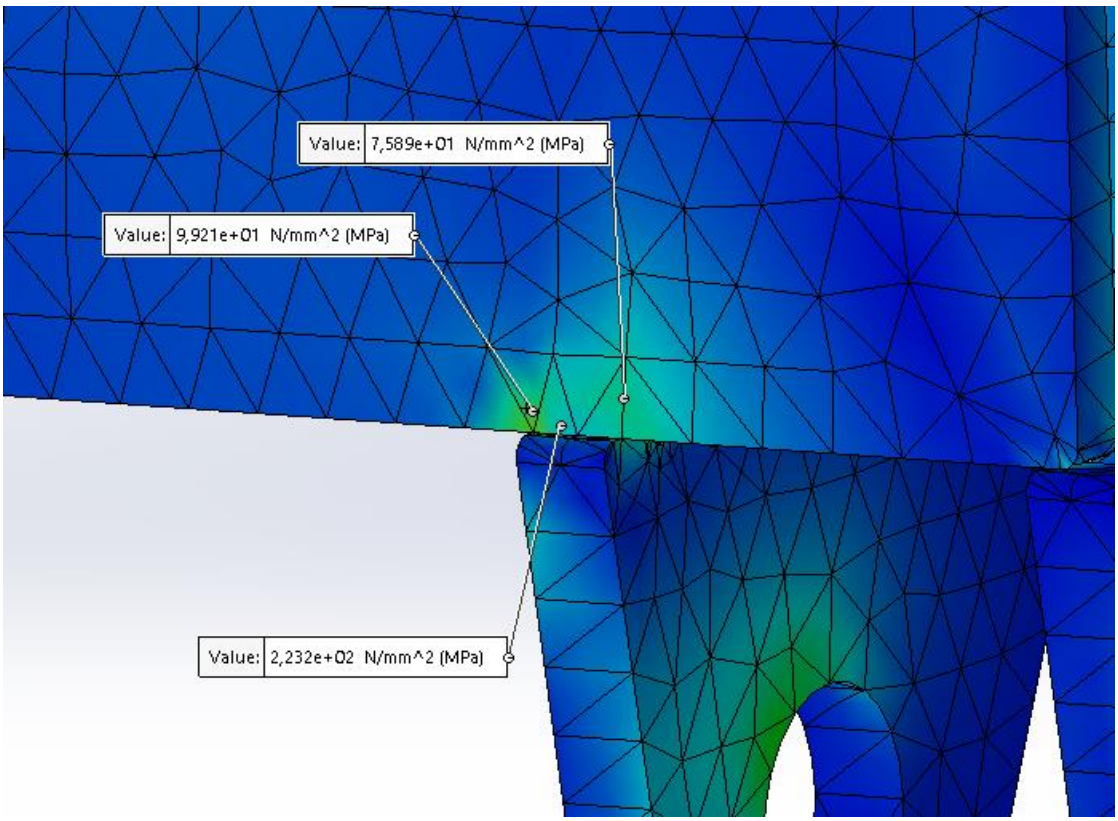
Kuvio 59. Laitteen kiihtyvyyden ja putoamiskiihtyvyyden aiheuttama kuormitus

Syntyvät jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 60. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 232 MPa suuruinen jännitys, joka kohdistuu kiinnityskorvakkeeseen.



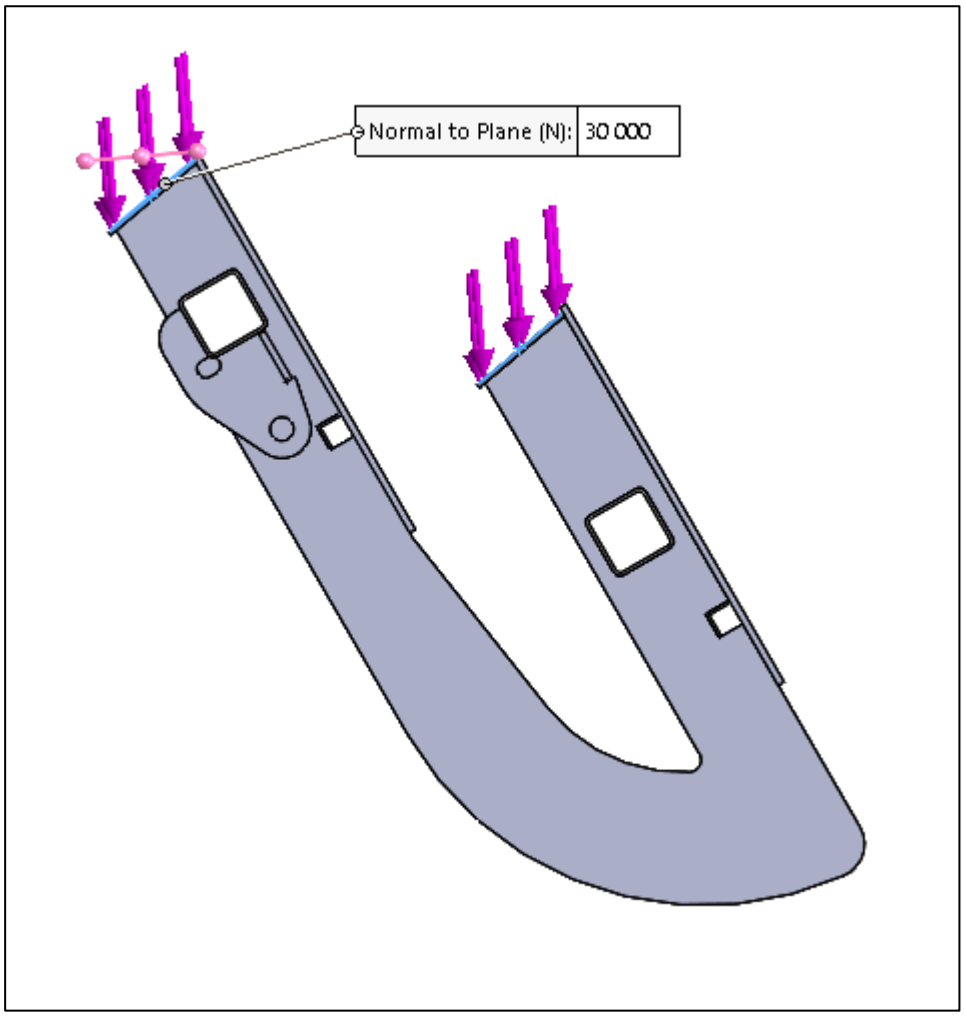
Kuvio 60. Kiihtyvyydestä ja putoamiskiihtyvyydestä aiheutuvat jännitykset

Suurin jännitys esiintyy kahden teräslevyn välissä yksittäisessä elementissä pisteenä. Jännitys on huomattavasti suurempi kuin ympäröivillä alueilla. Suurimmaksi jännitykseksi lähettyvillä voidaan pitää 100 MPa suuruista jännitystä. Tästä johtuen 232 MPa suuruinen suurin jännitys voidaan sivuuttaa. Kiinnityskorvakkeen alueen jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 61.



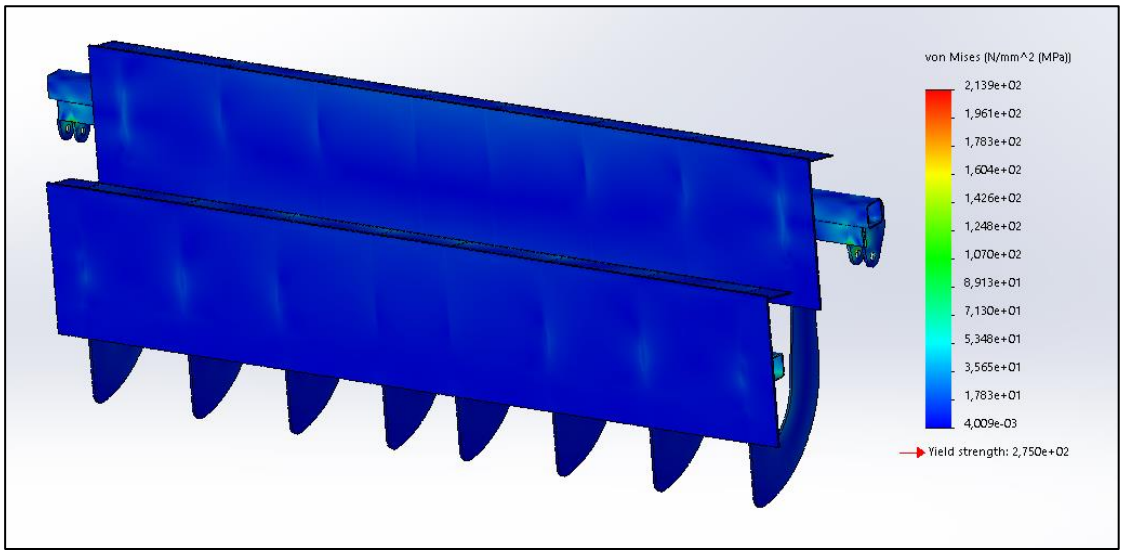
Kuvio 61. Kiinnityskorvakkeen jännitykset

Toisessa analyysissä tarkasteltiin rakenteen kestävyyttä voimaa kohden, joka aiheutuu tukkien painosta porrastasojen päällä. Voimana toimi kahden maksimipainoisen tukin aiheuttama voima per porrastaso. Analyysissä rakennetta kuormittavat myös laitteen kiihtyvyys sekä putoamiskiihtyvyys. Kuviossa 62 on esitetty voimien suuruudet ja suunnat.



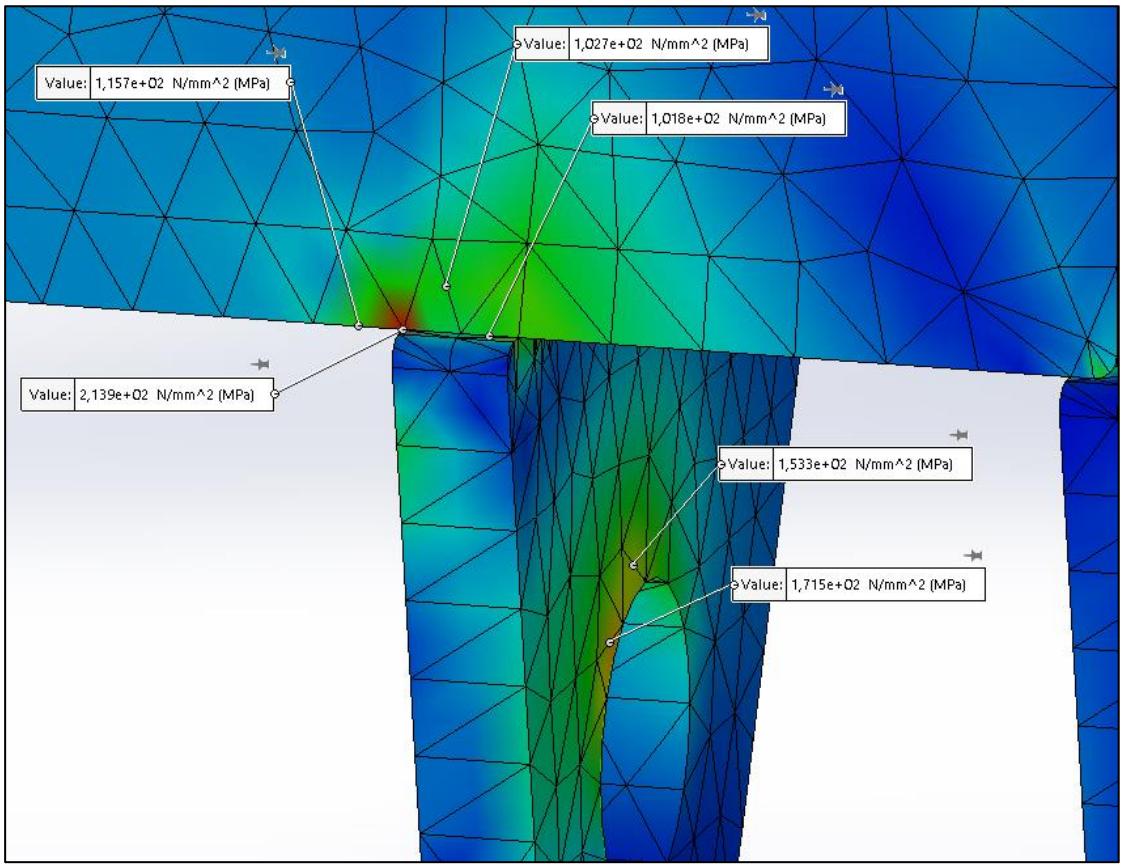
Kuvio 62. Kuormittavien voimien suunta

Suurimmaksi jännitykseksi kyseisillä voimilla syntyy 213 MPa. Jännitys esiintyy rakenteessa kiinnityskorvakkeessa. Kuormituksesta aiheutuvat jännitykset kokonaisuudessaan on nähtävissä kuviossa 63.



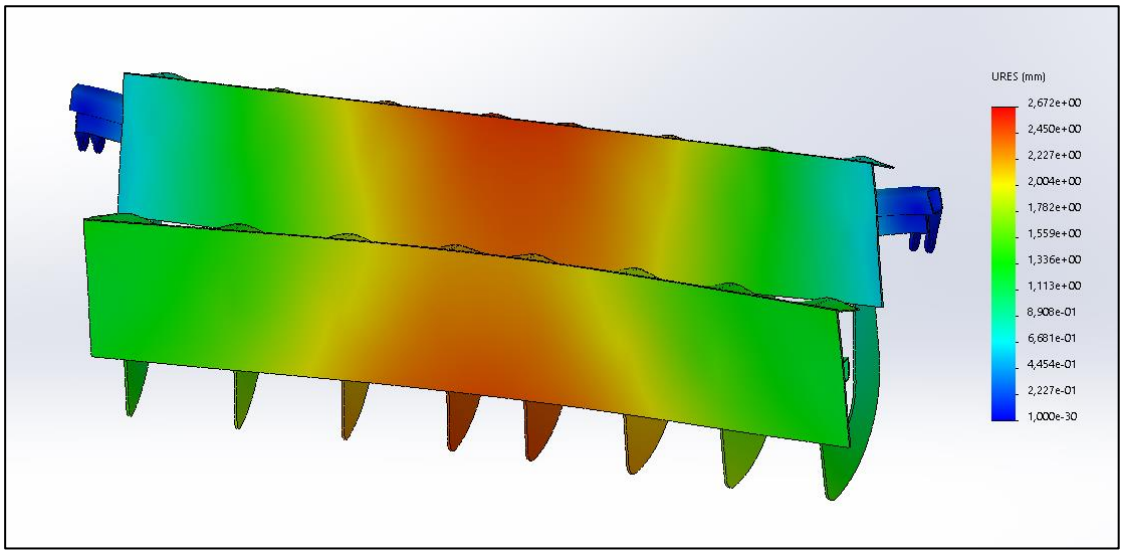
Kuvio 63. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta kuormituksesta porrastasoja vasten

Suurin jännitys esiintyy kahden teräslevyn välissä useamman elementin kulmapisteessä pienellä alueella. Jännitys on huomattavasti suurempi kuin ympäröivillä alueilla. Kyseinen jännitys pienenee todellisessa tilanteessa, sillä osat liitetään toisiinsa hitsisaamalla. Tällöin hitsisauman tuoma materiaali täyttää alueen. Tästä johtuen 213 MPa suuruinen suurin jännitys voidaan sivuuttaa. Suurimmaksi jännitykseksi lähettyvillä voidaan pitää 115 MPa suuruista jännitystä. Kiinnityskorvakkeen jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 64.



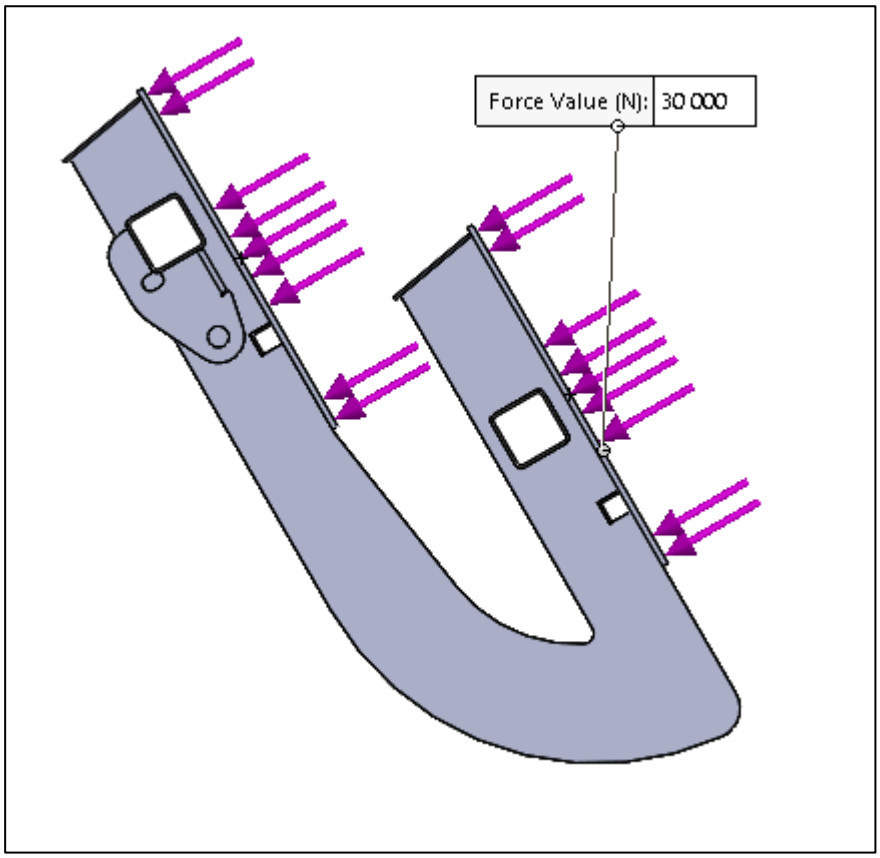
Kuvio 64. Kiinnityskorvakkeen jännitykset

Suurimmat siirtymät sijaitsevat porrastasojen levyissä, jossa taipuma on maksimissaan 2,6 mm. Siirtymä on kuitenkin pieni ja ei näin ollen vaikuta rakenteen toimintaa.



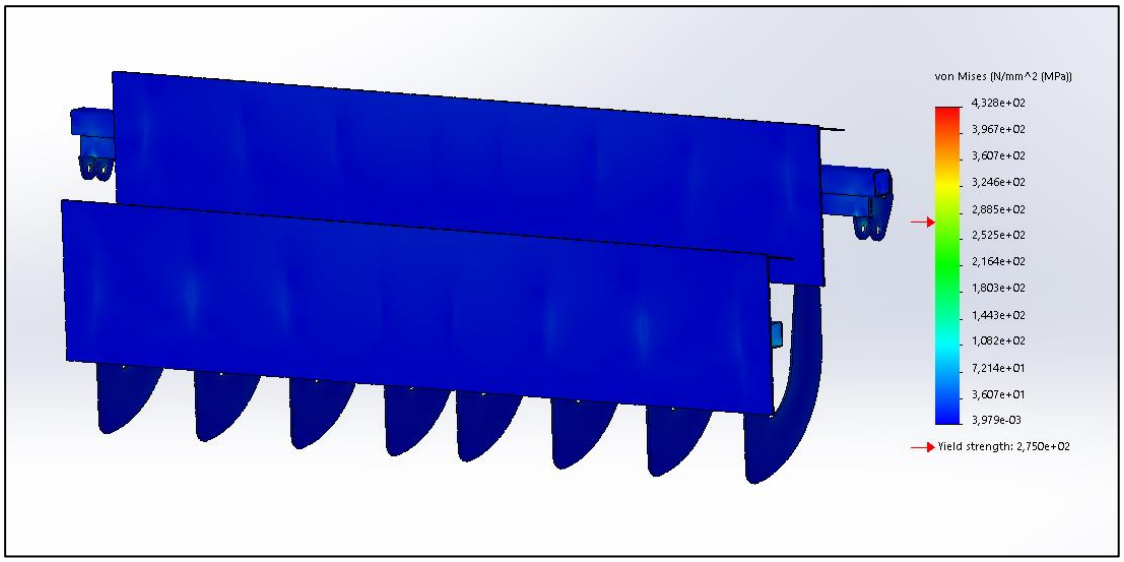
Kuvio 65. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät

Kolmantena FEM-analyysinä suoritetaan tukkien aiheuttama rasitus porraslevyjä vasten. Kuormittavana voimana toimii kahden maksimipainoisen tukinaiheuttama kuormitus porraslevyä vasten. Voimaksi muodostuu näin 30 000 N. Analyysissä rakennetta kuormittavat myös laitteen kiihtyvyys sekä putoamiskiihtyvyys. Kuviossa 66 on esitetty kuormittavien voimien suunta.



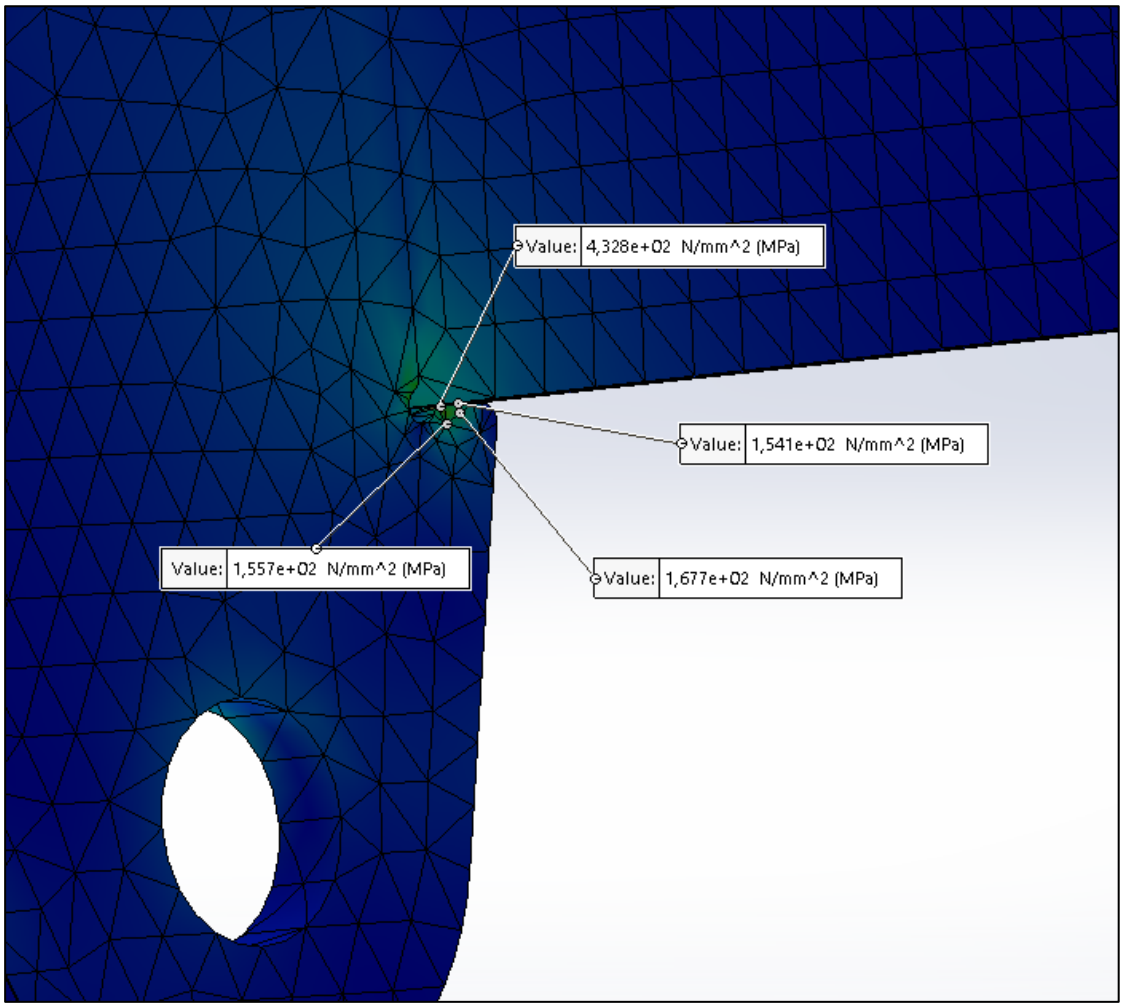
Kuvio 66. Kuormittavien voimien suunta

Suurimmaksi jännitykseksi kyseisillä voimilla syntyy 432 MPa. Jännitys esiintyy rakenteessa kiinnityskorvakkeessa. Kuormituksesta aiheutuvat jännitykset kokonaisuudessaan on nähtävissä kuviossa 67.



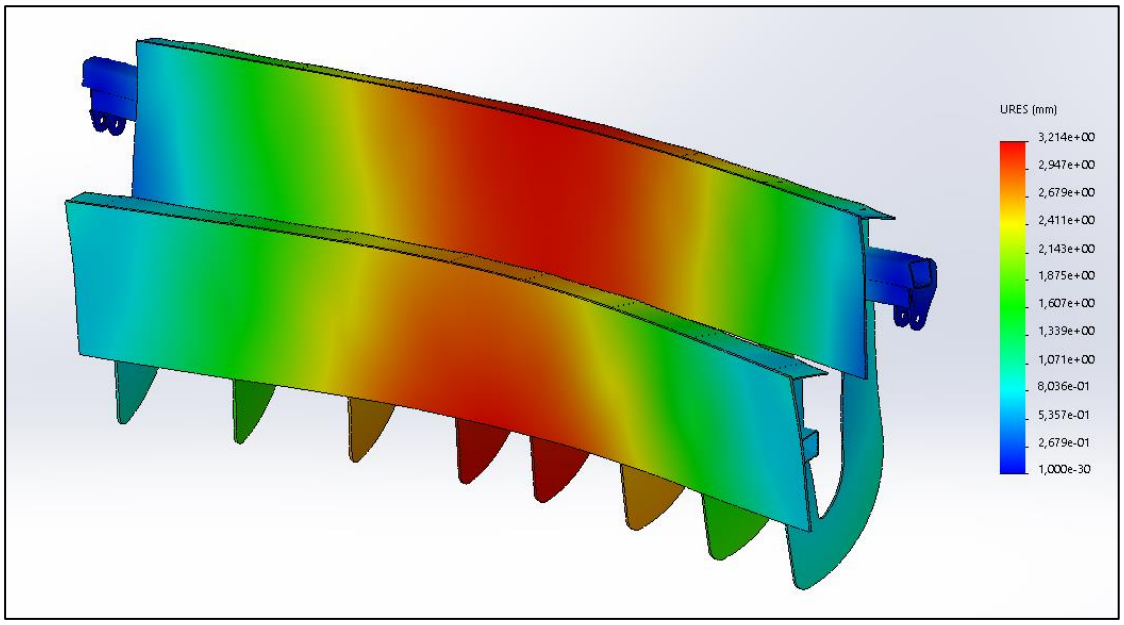
Kuvio 67. Aiheutuvat jännitykset tukkien aiheuttamasta voimasta porraslevyjä vasten

Suurin jännitys esiintyy kahden teräslevyn välissä yksittäisen elementin sisällä. Jännitys esiintyy singulariteettipisteenä, joten jännitys voidaan sivuttaa. Suurimmaksi jännitykseksi lähettyvillä voidaan pitää 170 MPa suuruista jännitystä. Materiaalin myötörajaan nähden varmuudeksi saadaan $\frac{355MPa}{170MPa} = 2{,}1$. Kiinnityskorvakkeen jännitykset ovat havaittavissa kuviosta 68.



Kuvio 68. Kiinnityskorvakkeen jännitykset

Suurimmat siirtymät sijaitsevat porrastasojen levyissä, jossa taipuma on maksimissaan 3,2 mm. Siirtymä on kuitenkin pieni ja ei näin ollen vaikuta rakenteen toimintaa. Kuviossa 69 on esitetty rakenteessa syntyvät siirtymät.



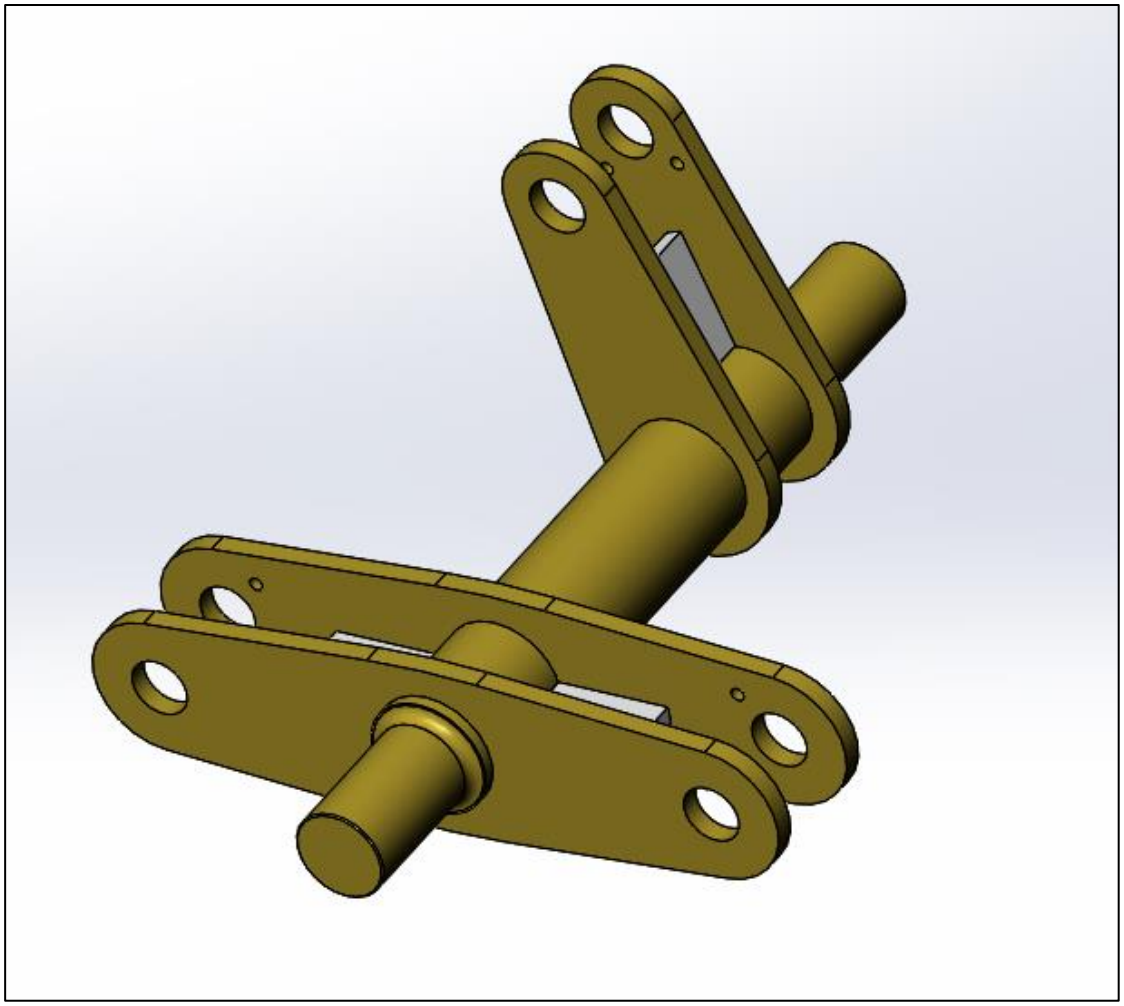
Kuvio 69. Kuormituksista aiheutuvat siirtymät

6.2 Kampimekanismi

Kampimekanismin suunnittelussa tavoitteena on löytää uusi ratkaisu olemassa olevaan vaihtoehtoon. Nykyisessä mekanismissa ongelmaksi koituu rakenteessa aiheutuva momentti käyttöakselilta tulevan työntövarren sekä porraslohkoihin kiinnittyvien työntövarsien välille. Kyseiset voimat ovat hajottaneet akselin hitsattujen korvakkeiden hitsisaumoja aiheutuneesta kiertävästä voimasta korvakkeiden välillä. Äärimmäisessä tapauksessa myös kampimekanismin pääakseli on katkennut väsymismurtuman toimesta, joka on havaittavissa kuviosta 4. Kampimekanismin liike on edestakaista iskuliikettä, mikä ajansaatossa on aiheuttanut välistymistä korvakkeiden ja työntövarsien välisiin kiinnitysreikiin. Kyseinen ilmiö on taas lisännyt iskevää kuormitusta, jossa syntyvät jännitykset ovat kasvaneet aina hajoamiseen asti. Suunnittelun päätavoitteena on siis poistaa kampimekanismin rakenteeseen kohdistuva vääntömomentti korvakkeiden välillä ja löytää ratkaisu korvakkeiden reikien välistymisen ehkäisemiseen. Lisänä suunnittelussa tulee myös suunnitella uusi rakenne käyttöakselin ja kampimekanismin työntövarren välillä olevalle kiinnityslaipalle.

6.2.1 Kampimekanismin runko

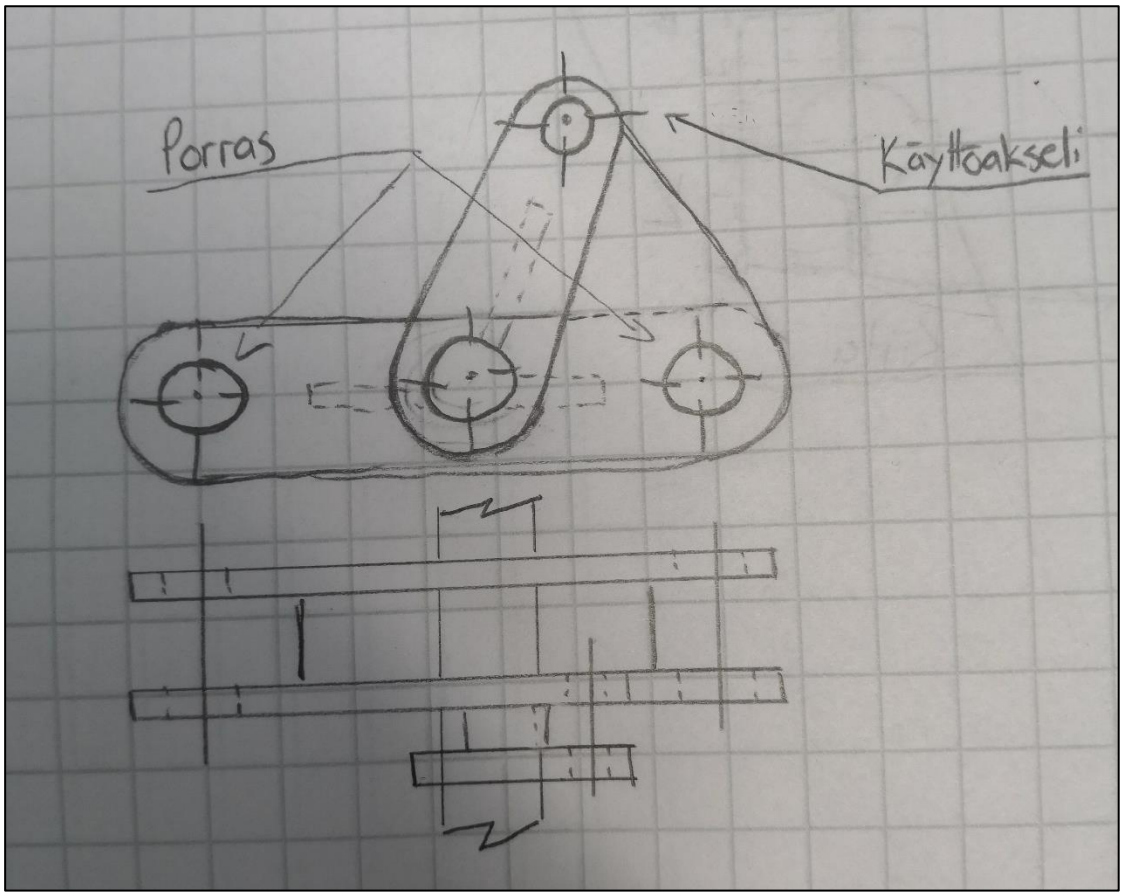
Vanhan kampimekanismin runko koostuu pääakselista, johon on hitsattu korvakkeet käyttöakselilta tulevaan työntövarteen sekä porraslohkoista kiinnittyviin työntövarsiin. Vanhan kampimekanismin rakenne on nähtävissä kuviossa 70. Toimeksiantajan toiveena oli, että uudessa kampimekanismissa portaisiin kiinnittyvät työntövarret olisivat samanpituiset sekä heidän valmistavat vakiotyöntövarret. Vanhassa mekanismissa työntövarret ovat eripituiset, joka vaikuttaa porraslohkoissa olevien korvakkeiden kiinnityskohtiin. Toisena toiveena uudessa rakenteessa oli korvakkeiden välille syntyvän vääntömomentin poisto rakenteesta. Tällöin sekä portaiden kiinnitykset että käyttöakselin kiinnitys olisivat kaikki kahden levyn välissä.



Kuvio 70. Vanha kampimekanismi

Aloitin suunnitteluprosessin hyödyntämällä koneensuunnitteluprosessia, jonka vaiheet ovat nähtävissä teoriaosuudessa. Suunnitteluprosessi alkaa kehityspäätöksen jälkeen luonnosteluvaiheella. Luonnosteluvaiheen perustana toimivat kampimekanismin alkutiedot sekä toiveet, joiden avulla pyritään löytämään uusi rakenne kampimekanismille. Luonnosteluvaiheessa innovoin useita eri ratkaisuja, joista valitsin kolme mielestäni potentiaalisinta vaihtoehtoa jatkokehittelyyn. Mallien ollessa pääpiirteittäin valmiita, laadin painopistearviointi-taulukon, jolla vertailin mekanismille oleellisia kriteerejä pistein. Kriteereinä toimivat: Geometria, konstruktio, kuormitukset ja valmistettavuus. Kyseiset kriteerit valikoituivat oleellisten kampimekanismia koskevien ominaisuuksien puolesta. Kriteerit ovat painoarvoltaan samansuuruisia. Geometria kriteerissä arvioitiin pistein mekanismin kokoa, jossa eniten pisteitä saa malli, joka on kooltaan kompakti ja näin ollen sopii vanhan mekanismin tilalle päätylohkoon. Konstruktio kriteerissä tarkastellaan mekanismin yleisideaa ja rakennetta. Yksinkertaisin idea saa näin ollen eniten pisteitä. Kuormitus kriteerissä arvioidaan rakenteeseen syntyviä voimien suuntia. Arvioinnissa katsotaan positiivisesti vähiten voimia aiheuttavaa rakennetta. Viimeisenä kriteerinä tarkastellaan rakenteen valmistettavuutta, jolloin eniten pisteitä saa rakenne, joka on rakennusteknillisesti helpoin valmistettava.

Malli 1 idea perustui vanhan mekanismin hyödyntämiseen, jossa korvakkeiden väliä pienennettäisiin minimiin muuttamalla toista polttoleikettä lisäämällä siihen käyttöakselilta tulevan työntövarren toinen kiinnityskorvake. Mekanismin rakenne on havaittavissa kuviosta 71. Mekanismin etuna on, että rakenne sopii vanhaan päätylohko rakenteeseen ja portaiden korvakkeisiin, joten muita rakenteita ei tarvitse suunnitella uudelleen. Rakenteessa etuna on myös rakenteen sijoitus pystysuunnassa. Laakeripöytä olisi päätylohkossa matalalla, jolloin mekanismi mahtuu porraslohkojen läheisyyteen. Rakenteen heikkoutena on rakenteessa syntyvä momentti, joka on nykyisessä rakenteessa ongelmana. Momentti olisi kuitenkin pienempi, kuin alkuperäisessä ideassa. Rakenteessa työntövarret ovat myös eripituiset mikä rikkoo toimeksiantajan toivetta.

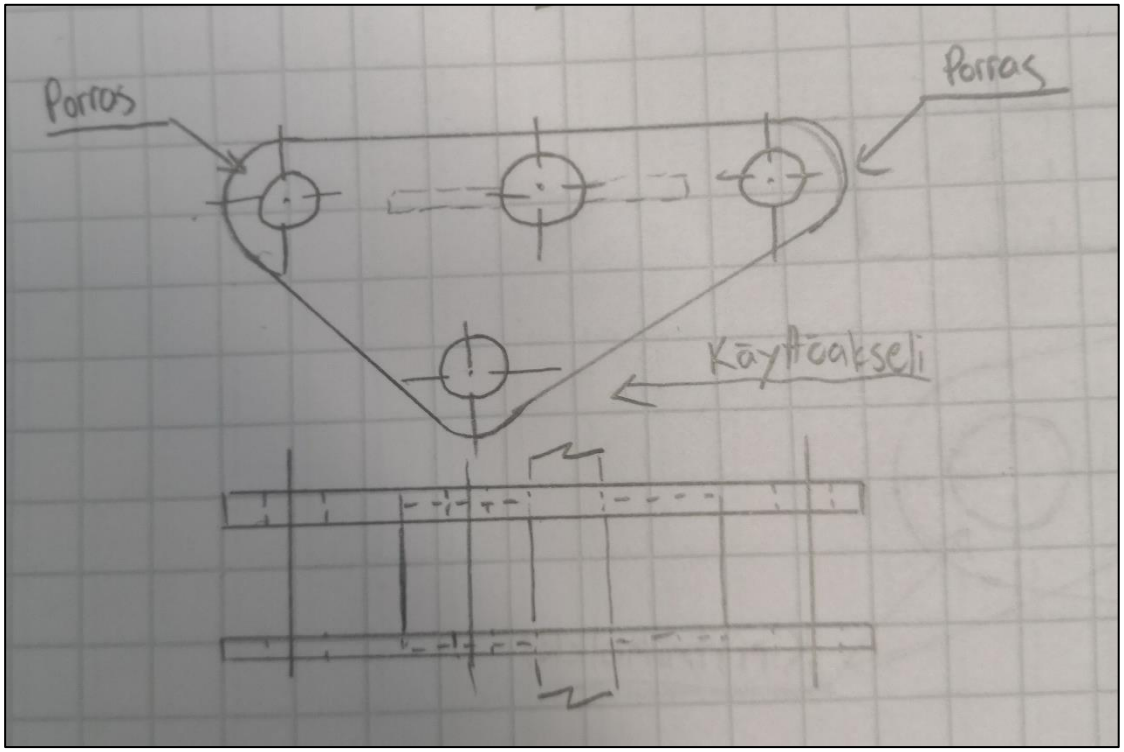


Kuvio 71. Kampimekanismi Malli 1

Malli 2 idea perustuu kaikkien osien sijoittamiseen kahden levyn väliin. Tällä tavoin rakenteesta saadaan poistettua aiheutuva vääntömomentti korvakkeiden välille. rakenne on myös leveydeltään nykyistä rakennetta kapeampi. Rakenne tuetaan kahdella polttoleikkeellä, jotka lävistävät kampilevyt. Tällä tavoin saadaan varmistettua kampilevyjen samansuuntaisuus käytössä. Levyt ovat myös suunniteltu itsepaikoittavaa menetelmää hyödyntäen, joten rakenteen kokoonpantavuus on yksinkertaisempi. Mallin rakenne on nähtävissä kuviosta 72.

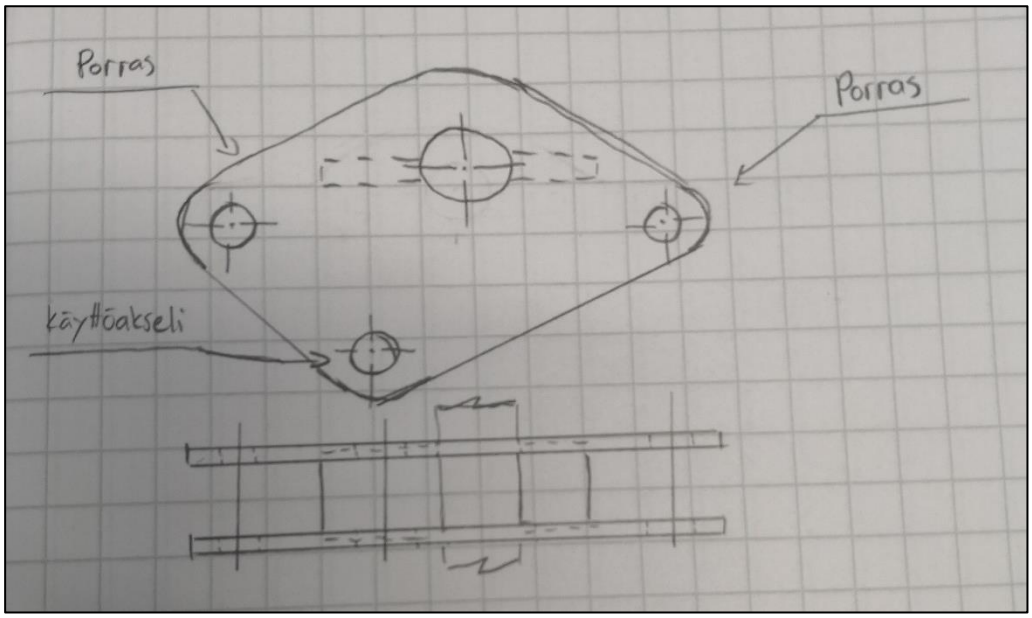
Ongelmana rakenteessa syntyy käyttöakselilta tulevan työntövarren kiinnitys. Mekanismi tulee sijoittaa käyttöakselia korkeammalle, sekä työntövarsi tulee muuttaa käyräksi, jotta mekanismin liikerata säilyy. Tämä myös aiheuttaa kampimekanismin sijoittamisen päätylohkossa korkeammalle nykyisestä laakeritasosta. Tästä syystä me-

kanismin paikka joudutaan siirtämään rakenteessa ulospäin, jolloin estetään liikkuvien porraslohkojen sekä kampimekanismin keskinäinen kontakti. Tämä toimenpide puolestaan kasvattaa laitteen kokonaisleveyttä.



Kuvio 72. Kampimekanismi Malli 2

Malli 3 on pyritty jatkokehittämään malli 2 ideaa. Idealla on pyritty parantamaan malli 2 ongelmia mekanismin sijaintiin nähden. Tavoitteena oli saada tuotua mekanismin tasoa lähemmäksi alkuperäistä laakereiden kiinnitys tasoa. Mallissa kampilevyjen rakennetta on muutettu, jossa työntövarsien korvakkeiden reikien sijaintia on laskettu akselin reikään nähden. Tällä tavoin mekanismia on saatu tuotua alaspäin. Ongelmana koituu liikeradan pieneneminen, jota on jouduttu korjata kasvattamalla työntövarsien kiinnitys reikien väliä. Tämä taas on aiheuttaa ongelman käyttöakselin välisessä työntövarressa, jota on jouduttu malli 2 tavoin muuttamaan käyräksi. Kuviosta 73 on nähtävissä mallin 3 rakenne.



Kuvio 73. Kampimekanismi Malli 3

Painopistearvioinnissa arviointi tapahtuu skaalalla 1-5. Jokaisen kriteerikohdan perusteella saadut pisteet lasketaan yhteen ja lasketaan kunkin mallin keskiarvo. Suurimman keskiarvon saanut idea valitaan jatkokehittelyyn. Painopistearviointi on nähtävissä taulukossa 4.

Ensimmäisenä kriteerinä tarkastellaan geometriaa. Geometria kriteerissä mallit 2 ja 3 saivat kumpikin pisteiksi 3 pistettä. Molemmat ideat ovat kooltaan lähes vastaavia. Malli 1 sai tästä kriteeristä eniten pisteitä, sillä se soveltuu alkuperäisen mekanismin tilalle vain pienillä muutoksilla. Mallit 2 ja 3 puolestaan vaativat suurempaa rakenteellista muutosta päätylohkon ja portaiden rakenteille ja näin ollen saivat pienemmän pistemäärän. Taulukosta 3 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

Seuraavana kriteerinä toimii konstruktio eli rakenne. Tässä kriteerissä tarkasteltiin rakenteen yksinkertaisuutta, jossa malli 2 sai eniten pisteitä. Tähän perusteena on kampilevyjen yksinkertainen geometria ja kiinnittyminen pääakseliin. Malli 3 samankaltaisella rakenteella sai 4 pistettä, sillä kampilevyjen rakenne on monimutkaisempi

ja pinta-alaltaan suurempi. Vähiten pisteitä sai malli 1, joka on rakenteeltaan monimutkaisin ja koostuu useammasta osasta kuin mallit 1 ja 2. Taulukosta 3 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

Kolmantena kriteerinä toimivat Kuormitukset. Tässä kriteeri osiossa eniten pisteitä saivat mallit 2 ja 3. Perusteena tälle on molempien ratkaisujen rakenne, joka poistaa kampimekanismiin aiheutuvan momentin ja näin ollen kaikki voimat ovat kahden levyn välissä. Tästä johtuen malli 1 sai vähiten pisteitä, sillä se ei poista kampimekanismissa aiheutuvaa momenttia kokonaan. Taulukosta 3 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

Viimeisenä kriteerinä toimi valmistettavuus. Valmistuksen näkökulmasta mallit 2 ja 3 ovat yksinkertaisimpia valmistaa, sillä ne koostuvat vain viidestä eri osasta, neljästä polttoleikkeestä ja yhdestä teräsakselista. Näin ollen molemmat ideat saivat 5 pistettä. Vähiten pisteitä sai malli 1, jonka perusteena on rakenteen osien lukumäärä. Rakenne koostuu seitsemästä polttoleikkeestä ja yhdestä teräsakselista. Rakenne vaatii siis eniten materiaalia ja enemmän hitsisaumaa mikä lisää kokoonpanon läpäisyaikaa. Taulukosta 3 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

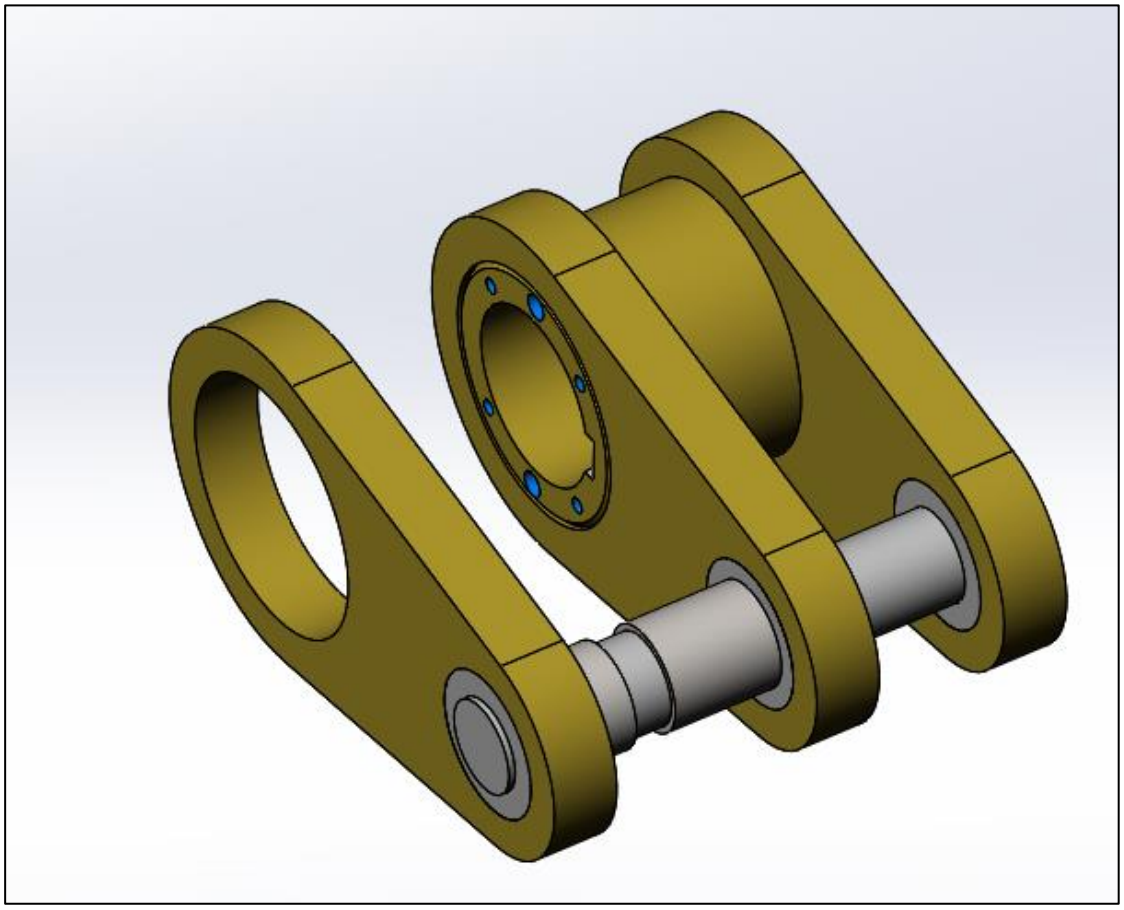
Taulukko 3. Kampimekanismin painopistearviointi

Kriteerit	Malli 1.	Malli 2.	Malli 3.
Geometria	4	3	3
Konstruktio	3	5	4,5
Kuormitukset	2,5	5	5
Valmistettavuus	2	5	4
Keskiarvo	2,9	4,5	4,1

Saatujen pisteiden mukaan parhaimmaksi ideaksi valikoitui malli 2, 4,5 pisteen keskiarvolla. Malli 2 valikoitui parhaimmaksi ideaksi sen yksinkertaisen rakenteen ja kaikkien mekanismin osien sijoittumisesta kahden levyn väliin. Kyseistä idea tullaan jatkokehittelemään suunnittelun edetessä tarpeen mukaan.

6.2.2 Käyttöakselin kiinnityslaippa

Kampimekanismin yhtenä suunnittelukohteena toimi käyttöakselin ja mekanismin välinen kiinnityslaippa. Alkuperäinen rakenne koostuu kahdesta teräslaipasta, jotka yhdistetään toisiinsa teräsputkella. Teräsputki on kiinni käyttöakselissa kiilaliitoksella sekä kiristysholkeilla kampimekanismissa. Rakennetta on vahvistettu aikanaan lisälaakeroinnin yhteydessä ja siihen on lisätty kolmas laippa, joka kiinnitetään lisälaakeroinnissa olevaan akselin kiristysholkilla. Nykyinen rakenne on nähtävissä kuviosta 74. Nykyinen rakenne koostuu useasta osasta, jota pyritään yksinkertaistamaan suunnittelussa.

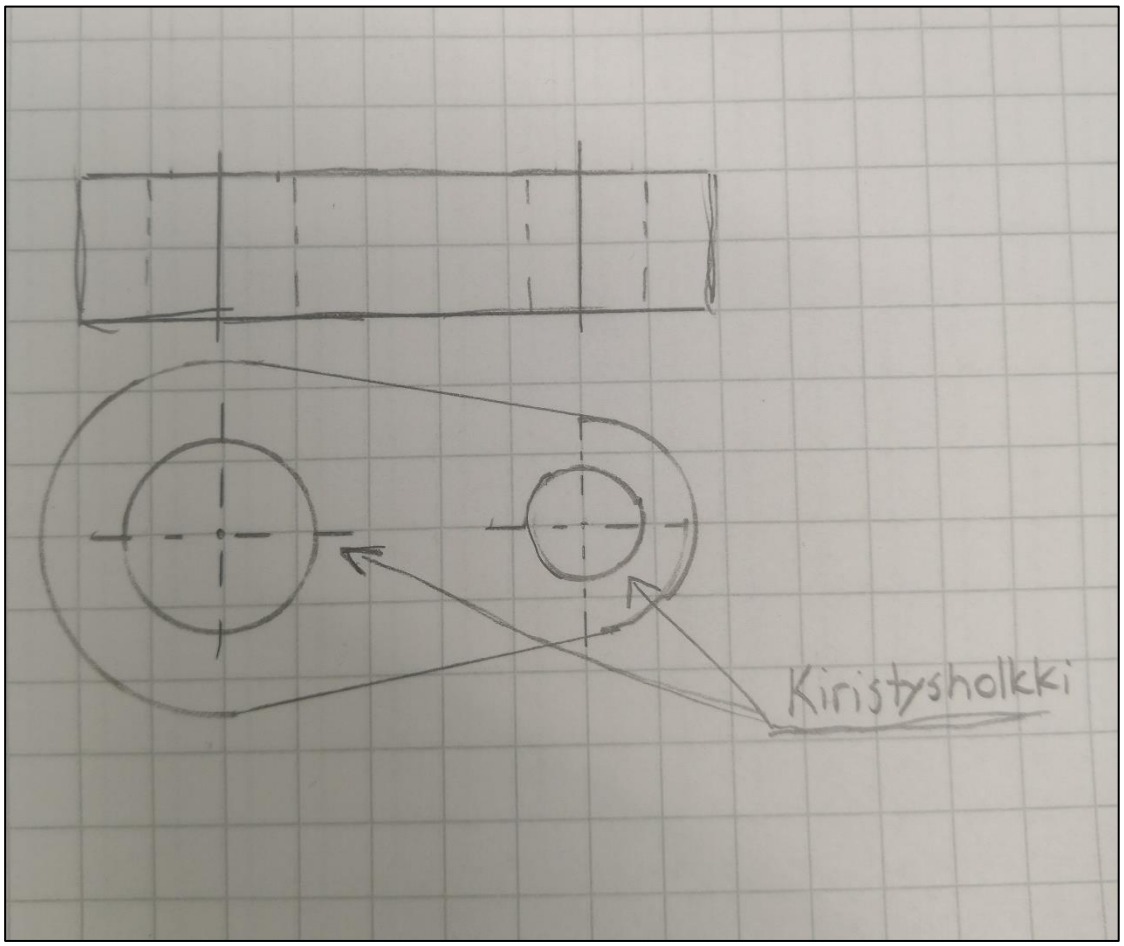


Kuvio 74. Kiinnityslaipan vanha rakenne

Aloitin suunnitteluprosessin luonnostelemalla mahdollista korvaavaa rakennetta kiinnityslaipalle. Jatkokehittelyyn valitsin kolme potentiaalisinta vaihtoehtoa. Vaatimuksina kiinnityslaipoille on sopivuus 70 mm halkaisijalla olevan akselitapin kanssa, sekä vaadittava kapeus mahtumaan käyttökohteeseen. Näiden kolmen vaihtoehdon välille suoritin painopistervioinnin, jonka perusteella sopivin vaihtoehto löytyisi.

Ensimmäisenä vaihtoehtona toimii malli 1. Kyseinen malli koostuu kahdesta vierekkäisestä polttoleikkeestä. Laipat kiinnitetään käyttöakseliin ja kampimekanismiin kiristysholkeilla, jotka kestävät vaadittavan vääntömomentin. Polttoleikkeiden reikienhalkaisijat jätetään riittävän väljiksi, jotta vaadittavan kokoinen kiristysholkki saadaan kiinnitettyä akselitapin ja reiän välille. Malli 1 rakenne on nähtävissä kuviosta 75.

Malli 1 rakenteesta positiivista on sen yksinkertaisuus ja valmistettavuus. Kokoonpano koostuisi kahdesta polttoleikkeestä sekä neljästä kiristysholkista, joka olisi myös kokoonpanon näkökulmasta yksinkertainen valmistaa. Rakenteen huonoin ominaisuus liittyy kiristysholkkeihin. Kiristysholkit eivät siedä suurta aksiaalisuuntaista kuormitusta. Riittävän suuren aksiaalikuormituksen seurauksena kiristysholkki saattaa löystyä ja mahdollistaa rakenteiden, kuten akselin liikkumisen kiinnityslaipan reiässä. Tämä voi ajon aikana johtaa laipan irtoamiseen, jolloin laitteen toiminta vääristyy ja saattaa pahimmassa tilanteessa aiheuttaa laitteelle vaurioita.

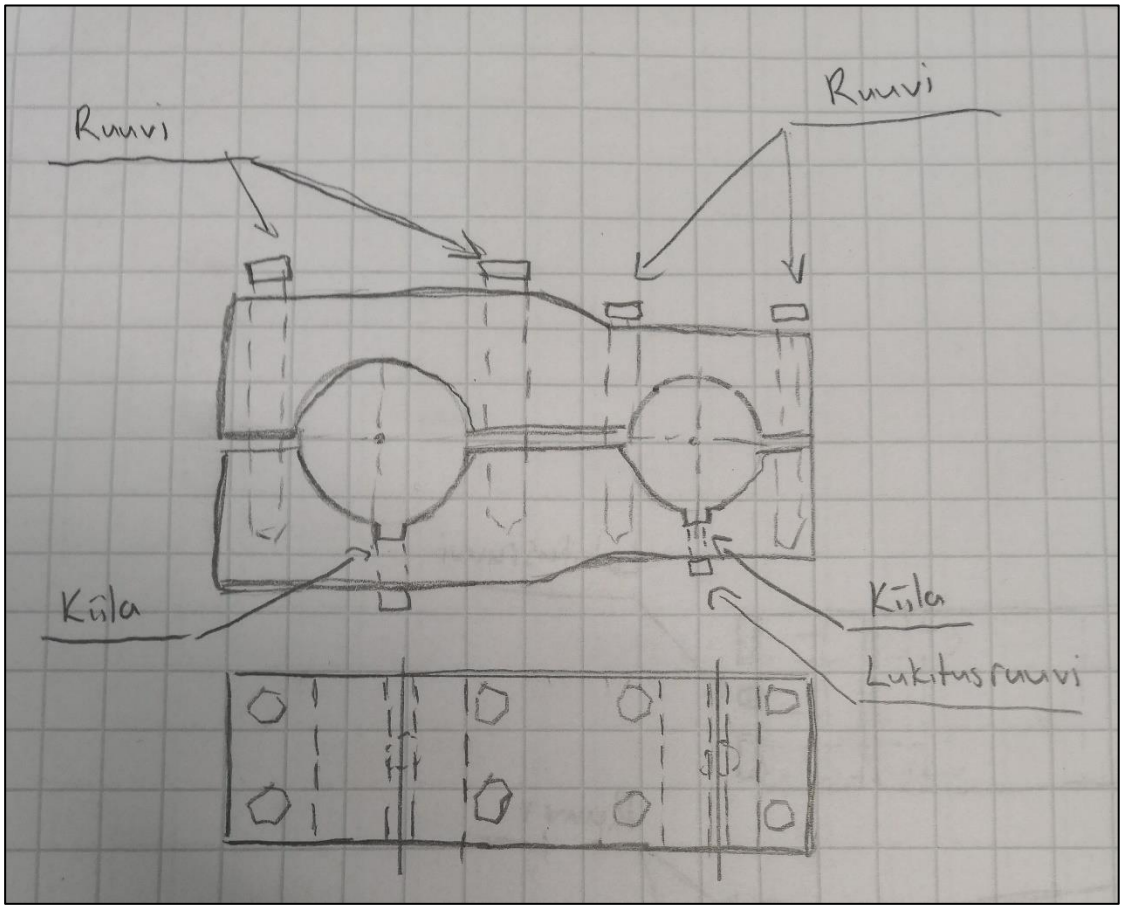


Kuvio 75. Kiinnityslaippa Malli 1

Seuraavana vaihtoehtona toimii malli 2. Kyseinen malli koostuu kahdesta pultattavasta polttoleikkeestä, joita on kaksi vierekkäin. Polttoleikkeet ovat pultattuna toisiinsa kahdeksalla ruuviliitoksella. Akseliliitokset ovat toteutettu kiilaliitoksin, joiden liikkuminen on estetty lukitusruuvein. Näin ollen mallilla on paras aksiaalikuormituksen sietokyky verrattuna muihin malleihin. Malli 2 rakenne on nähtävissä kuviosta 76.

Positiivista mallissa on sen helppo asennettavuus akselien välille. Positiivista on myös rakenteen akselitappien pysyminen paikallaan aksiaalisuuntaisessa rasituksessa. Malli 2 koostuu useammasta osasta, neljästä polttoleikkeestä, kahdeksasta ruuvista, neljästä kiilasta ja neljästä lukitusruuvista, joten esimerkiksi verrattaessa malli 1 sen

kokoonpantavuus on heikompi. Rakenne on myös kokonaan ruuviliitoksien varassa, joten ruuviliitosten pettäessä rakenne ei pysy kasassa.

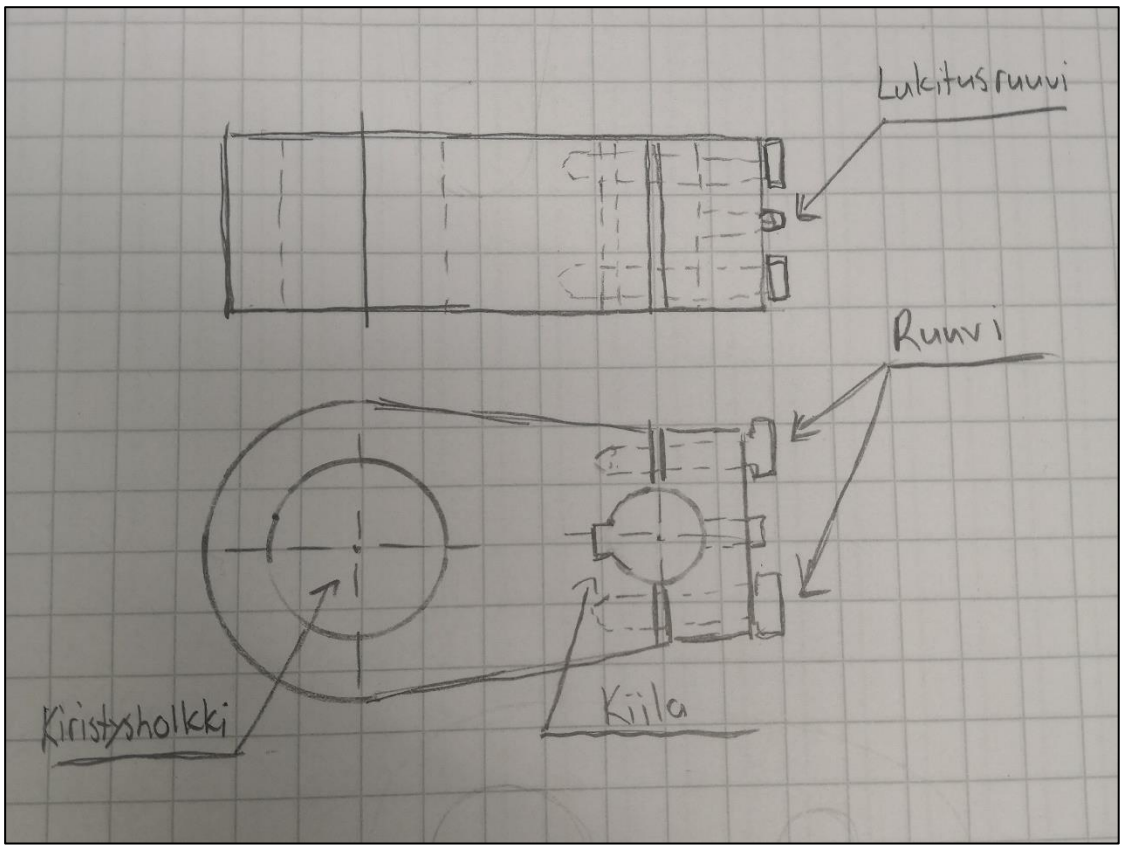


Kuvio 76. Kiinnityslaippa Malli 2

Seuraavana vaihtoehtona toimii malli 3. Kyseinen malli koostuu kahdesta vierekkäisestä pultattavasta polttoleikkeestä. Kiinnityslaippa on rakenteeltaan vastaavanlainen, kuten malli 1. Erona mallien välillä on halkaistu työntövarren kiinnitysreikä. Ratkaisulla on pyritty parantelemaan malli 1 huonoa aksiaalisuuntaisen rasituksen sietoa. Kiinnitysholkin tilalle työntövarren akselitapin kiinnitykseen on vaihdettu kiilaliitos, jolla on mahdollistettu myös suurempi ainevahvuus kyseisessä kohdassa. Kiilan

liikkumisen estämiseksi on porattu reikä lukitusruuvia varten. Laippa kiinnitetään molempiin akseleihin kiilaliitoksin. Polttoleikkeet pultataan toisiinsa kiinni neljällä ruuviliitoksella. Malli 3 rakenne on nähtävissä kuviosta 77.

Positiivista mallissa on sen helppo asennettavuus akselien välille. Positiivista on myös rakenteen akselitappien pysyminen paikallaan aksiaalisuuntaisessa rasituksessa. Malli 3 koostuu useammasta osasta, neljästä polttoleikkeestä, kahdesta kiristysholkista, neljästä ruuvista, kahdesta kiilasta ja kahdesta lukitusruuvista, joten esimerkiksi verrattaessa malli 1 sen kokoonpantavuus on heikompi. Rakenne on myös kokonaan ruuviliitoksien varassa, joten ruuviliitosten pettäessä rakenne ei pysy kasassa.



Kuvio 77. Kiinnityslaippa Malli 3

Painopistearvioinnissa skaalana on 1-5 pistettä. Jokaisen kriteerikohdan perusteella saadut pisteet lasketaan yhteen ja lasketaan kunkin mallin keskiarvo. Suurimman keskiarvon saanut idea valitaan. Kriteereinä toimivat: rakenne, jossa tarkastellaan

idean yksinkertaisuutta. Toisena kriteerinä toimivat kuormitukset, jossa arvostellaan rakenteen kestävyyttä rasituksia kohtaan. Viimeisenä kriteerinä toimii valmistettavuus, jossa tarkastellaan idean valmistusteknillisiä ominaisuuksia. Kriteerit valikoituivat kiinnityslaipan oleellisten ominaisuuksien mukaan, sekä kriteerit ovat painoarvoltaan saman arvoisia. Painopistearviointi on nähtävissä taulukosta 4.

Ensimmäisenä kriteerinä tarkasteltiin rakennetta. Malli 1 sai kyseisessä kriteerissä parhaimmat pisteet sen koostuessa vain 2 polttoleikeosasta ja kiristysholkeista. Malli 2 ja 3 ovat rakenteeltaan monimutkaisempia ja koostuvat useammasta osasta ja ruuviliitoksista. Näin ollen mallit 2 ja 3 saivat huonommat pisteet kuin malli 1. Taulukossa 4 on esitetty mallien väliset pisteytykset.

Seuraavaksi tarkasteltiin rakenteiden kuormituksien sietoa. Malli 1 hyödyntää molemminpuolisissa akseliliitoksissa kiristysholkkia, joka ei siedä hyvin aksiaalisuuntaista kuormitusta. Rakenteeseen ei teoreettisesti tulisi kohdistua aksiaalisuuntaisia voimia, mutta todellisuudessa voimia voi syntyä. Näin ollen malli 1 sai kaksi pistettä huonon aksiaalisuuntaisten kuormituksen keston vuoksi. Mallit 2 ja 3 hyödyntävät molemmat kiilaliitosta työntövarren kiinnityksessä, sekä malli 3 hyödyntää käyttöakselisto liitoksessa kiristysholkkia. Malli 2 puolestaan hyödyntää molemmissa akseliliitoksissa kiilaliitosta, mutta rakenne on kestävyydessään ruuviliitosten varassa. Tästä johtuen Malli 2 ja 3 saivat samat pisteet. Taulukossa 4 on esitetty mallien väliset pisteytykset.

Viimeisenä kriteerinä toimi valmistettavuus. Eniten pisteitä keräsi malli 1 sen yksinkertaisen rakenteensa vuoksi. Rakenne koostuu kahdesta vierekkäisestä polttoleikkeestä, joten on valmistuskustannuksiltaan edullinen. Malli 2 on valmistusteknillisestä näkökulmasta huonoin valinta. Rakenne koostuu neljästä pultattavasta polttoleikkeestä ja 16 ruuviliitoksesta ja koneistettavista pinnoista ja kiilaurista. Malli 3 on rakenteeltaan samankaltainen kuin malli 3, mutta on kokoonpanoltaan yksinkertaisempi ja sisältää vähemmän koneistettavia pintoja ja kierrereikiä ruuviliitoksille. Taulukossa 4 on esitetty mallien väliset pisteytykset.

Taulukko 4. Kiinnityslaipan painopistearviointi

Kriteerit	Malli 1.	Malli 2.	Malli 3.
Rakenne	4	3	3
Kuormitukset	2	4	4
Valmistettavuus	5	3	4
Keskiarvo	3,7	3,3	3,7

Saatujen pisteiden mukaan parhaimmaksi ideaksi valikoituivat yhteispistein mallit 1 ja 3, 3,7 pisteen keskiarvolla. Näistä kahdesta vaihtoehdosta päädyin valitsemaan malli 3. Tähän syynä aksiaalisuuntaisten kuormituksien parempi sieto.

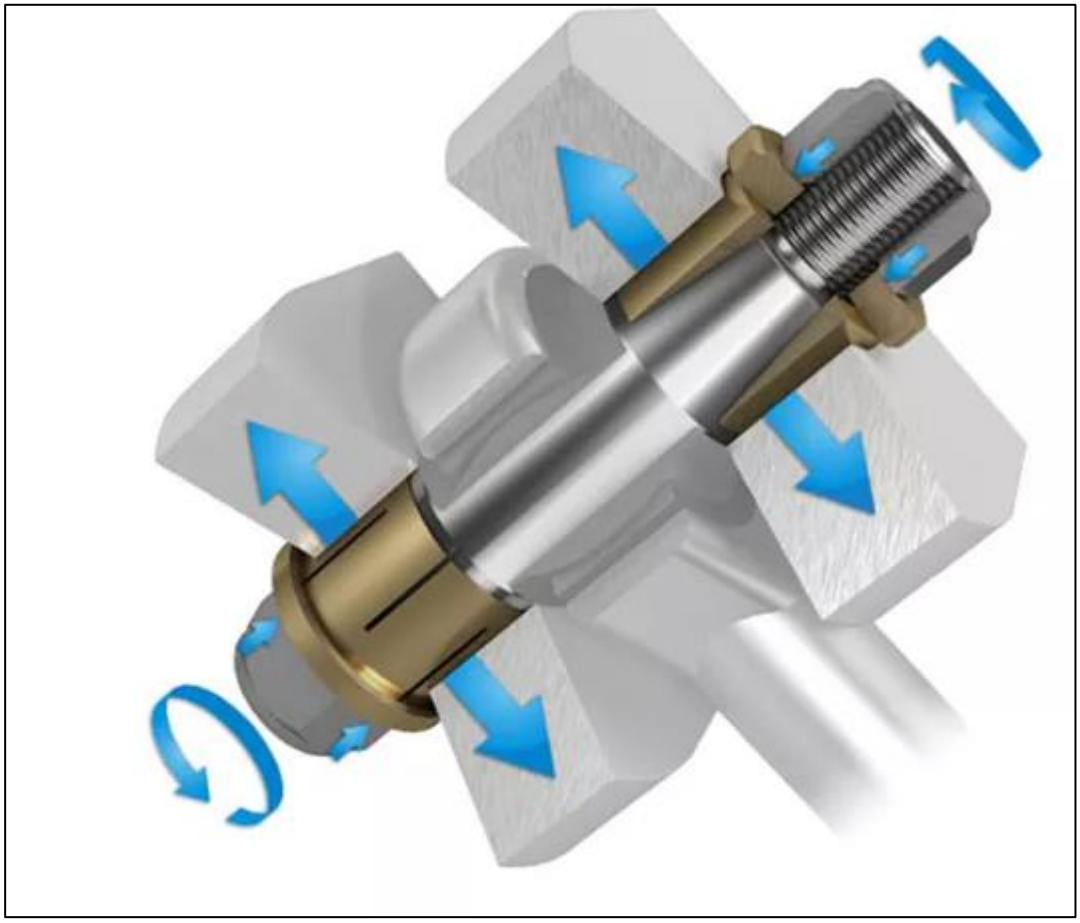
Käyttöakselin liitos tapahtuu Malli 3 kiristysholkin välityksellä, sekä kampimekanismiin kiilaliitoksella sekä puristusliitoksella. Käyttöakselin liitosta varten tulee valita kiristysholkki, joka kestää tappivaihdemoottorissa syntyvän maksimi vääntömomentin. Kyseinen momentti on suuruudeltaan 9010 Nm. Kiristysholkiksi valikoitui kokoluokassa Bonfix 9500. Liitteestä 2 on nähtävissä Bonfix 9500-kiristysholkin taulukko (SKS, Kiinnitysholkit Bonfix). Kokoluokasta valitaan halkaisija 110 mm, joka on käyttöakselin halkaisija. Kyseinen kiristysholkki pystyy välittämään 29 000 Nm suuruisen vääntömomentin, jolloin väännön suhteen jää varmuutta.

6.2.3 Korvakkeiden reikien välyksen poisto

Yhtenä nykyisen kampimekanismin ongelmakohtana on ollut reikien välistyminen. Välistymisen on aiheuttanut kampimekanismin edestakainen liikerata ja vaihtelevat kuormitukset. Reikien välistyessä liikkeet ovat muuttuneet entistä iskevimmiksi ja ovat alkaneet vaurioittamaan muita rakenteita, kuten laakeripöytien hitsiliitoksia. Kyseisen ongelman poistamiseksi tulisi löytää ratkaisu.

Lähdin etsimään ratkaisua internetistä hyödyntämällä benchmarkkausta, josta löysin maatalouskoneissa hyödynnettäviä osia. Erityisesti kaivinkoneiden kouran tappiliitoksissa hyödynnetään niin sanottua expander-kiristystappia. Tappi koostuu akselista sekä molemman puoleisista kiila holkeista. Akselia ja mutteria kiristämällä kiilaholkit

kiilaavat korvakkeiden reikää Tällä tavoin reikien välistyessä tappia voidaan kiristää, jolloin välys poistuu tapin ja korvakkeen reiän välillä. Kuviossa 78 on esitetty expander-kiristystapin toimintaperiaate.



Kuvio 78. Expander-kiristystappin rakenne (Nord-Lock Group, 2020)

Kyseinen tappi on Nord-Lock Groupin valmistama tuote, jonka kotisivuilla oli tarjolla räätälöidyt tapit haluttuun kohteeseen. Täyttämällä kaavakkeen pystyt luomaan tarvitsemasi tapin vaadituilla mitoilla ja ominaisuuksilla ja lähettämään yritykselle tarjouspyynnön. Laadin kahdelle eri tapille tilauslomakkeen. Kampimekansimiin kiinnitettävät tapit ovat 180 mm korvakevälillä ja 70 mm reiänhalkaisijalla. Tappeihin myös valmistetaan voitelukanava, jolla mahdollistetaan työntövarren tapin välille pääsevä voiteluaine, jolla pystytään kasvattamaan tapin käyttöikää. Toinen tappi suunniteltiin portaiden korvakkeisiin, joiden korvakeväli on 170 mm ja reiänhalkaisija 70 mm. Tappiin lisättiin myös voitelukanava pidentämään tapin käyttöikää.

Kyseisiä tappeja hyödyntämällä kampimekansimista saadaan poistettua iskevistä liikkeestä aiheutuva reikien välistyminen ja saadaan samalla estettyä muiden rakenteiden vaurioituminen.

6.2.4 Kampimekansimin kuormitukset

Kampimekanismi kiinnittyy päätylohkoon kahdella laakeriyksiköllä. Vanhassa kampimekanismissa laakereiden kestossa ei ole ollut ongelmia. Uudessa kampimekanismissa laakeroinnin kohdassa olevaa akselin halkaisijaa on kasvatettu 15 mm jännitysten pienentämiseksi akselissa, jolloin myös laakerointi on kasvanut suuremmaksi ja kestävämmäksi. Näistä syistä uudelle kampimekanismin laakeroinnille ei suoriteta laskentaa. Uuden kampimekanismin kestävyyttä kuitenkin tarkasteltiin FEM-analyysin avulla.

Kampimekanismin kuormituksia lähdettiin määrittämään valitsemalla kampimekanismin kuormittavimmat asennot. Asennoiksi valikoituivat kampimekanismin molemman puoleiset ääriasennot. Näissä asennoissa kampimekanismin tasapainoaseman erot ovat suurimmillaan. Tällä tavoin saadaan selville suurimmat kuormitukset, jotka kohdistuvat rakenteelle. Ensimmäisessä ääriasennossa A-porras on yläasennossa ja B-porras ala-asennossa. Tällöin tukit lepäävät vain B-portaan porrastasojen päällä. Tilanteessa portaiden työntövarret kohdistuvat kampimekanismiin 52 ja 54 asteen kulmissa. Käyttöakselin työntövarsi kohdistuu 15 asteen kulmassa. Liitteessä 2 on esitetty ääriasento 1. Ääriasennon 1 voimat ovat nähtävissä kuviosta 79. Voima FA saa suureensa portaan B painosta sekä sen kahdella porrastasolla olevasta kahdesta maksimi painoisesta tukista. Voima jaetaan kahtia, jolloin saadaan kuormittava voima per kampimekanismi. Voimaksi muodostuu 85 271 N. Voima FB saa suureensa portaan A painosta. Kyseisessä asennossa portaalla A ei ole tukkeja. Voimaksi muodostuu näin ollen 58 820 N. Voima FC on käyttöakselilta tulevan voiman suuruus. Voimaksi muodostuu 32 178 N.

$$FA = \frac{\text{Portaan B paino} + 2\ \text{tukkia} + \text{kiihtyvyys}}{2}$$

$$FA = \frac{(6800kg + 2 * 1529kg) * 17{,}3\ m/s^2}{2}$$

$$FA = 85271\text{N}$$

$$FB = \frac{\text{Portaan A paino} + \text{kiihtyvyys}}{2}$$

$$FB = \frac{6800\text{kg} * 17{,}3\ m/s^2}{2}$$

$$FB = 58820N$$

$$FC = \frac{vaihdemoottorin\ momentti}{laipan\ reikien\ väli}$$

$$FC = \frac{9010000Nmm}{280mm}$$

$$FC = 32178N$$

Kuvio 79. Kuormittavat voimat ääriasennossa 1

Toisena laskentatilanteena toimii ääriasento 2. Toisessa ääriasennossa A porras on ala-asennossa sekä B porras yläasennossa. Tällöin A portaalla on kolmella porrastasolla tukkeja ja B porras on tyhjä. Tilanteessa portaiden työntövarret kohdistuvat kampimekanismiin 22 ja 31 asteen kulmissa. Käyttöakselin työntövarsi kohdistuu 15 asteen kulmassa. Liitteestä 3 voidaan nähdä ääriasento 2 hahmotelma. Ääriasento 2 tilanteen voimat on esitetty kuviossa 80. Voima FA saa suureensa portaan B painosta. Voima jaetaan kahtia, jolloin saadaan kuormittava voima per kampimekanismi. Voimaksi muodostuu 31 882 N. Voima FB saa suureensa portaan A painosta, sekä sen kolmella porrastasolla olevasta kuudesta maksimi painoisesta tukista. Voimaksi muodostuu 78 352 N. Voima FC on käyttöakselilta tulevan voiman suuruus. Voimaksi muodostuu 32 178 N.

$$FA = \frac{\text{Portaan B paino}}{2}$$

$$FA = \frac{6500\text{kg} * 9{,}81\text{m/s\^2}}{2}$$

$$FA = \quad 31882{,}5 \text{ N}$$

$$FA = \frac{\text{Portaan A paino} + 6 * \text{max tukkia}}{2}$$

$$FA = \frac{(6800kg + 6 * 1529kg) * 9{,}81m/s\text{\^2}}{2}$$

$$FB = \quad 78352{,}47 \text{ N}$$

$$FC = \frac{vaihdemoottorin\ momentti}{laipan\ reikien\ väli}$$

$$FC = \frac{9010000Nmm}{280mm}$$

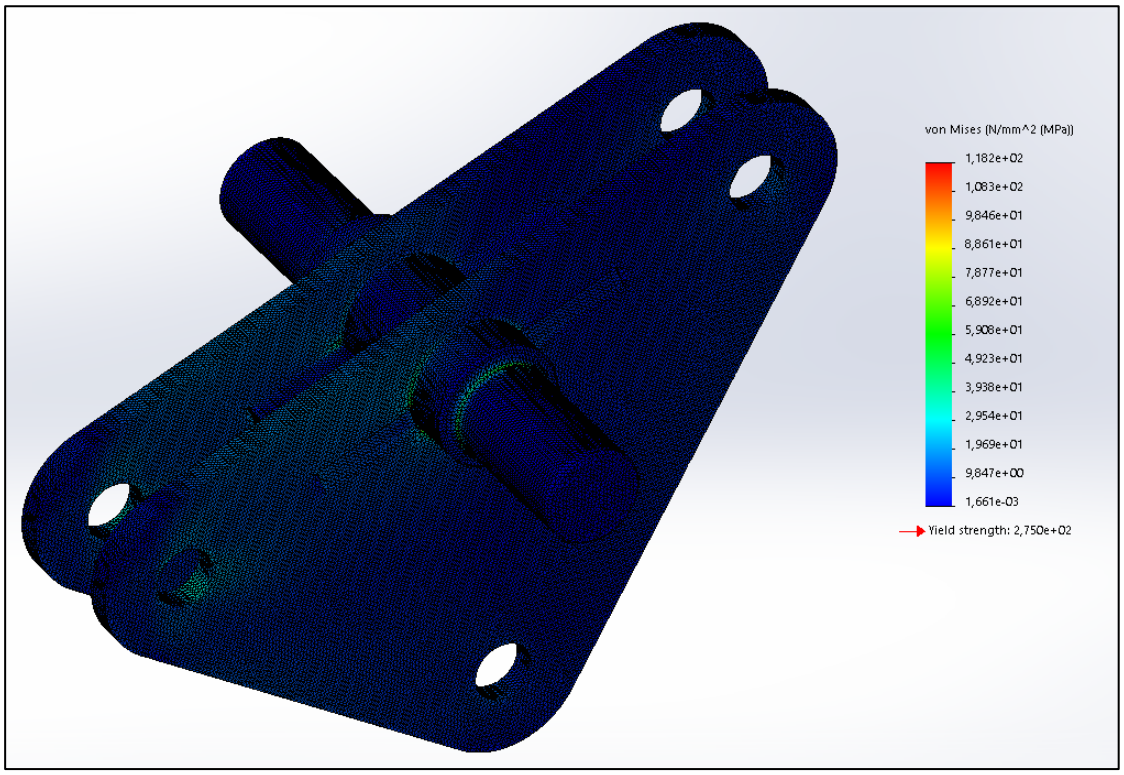
$$FC = \quad 32178{,}57 \text{ N}$$

Kuvio 80. Kuormittavat voimat

6.2.5 Kampimekanismin FEM-analyysi

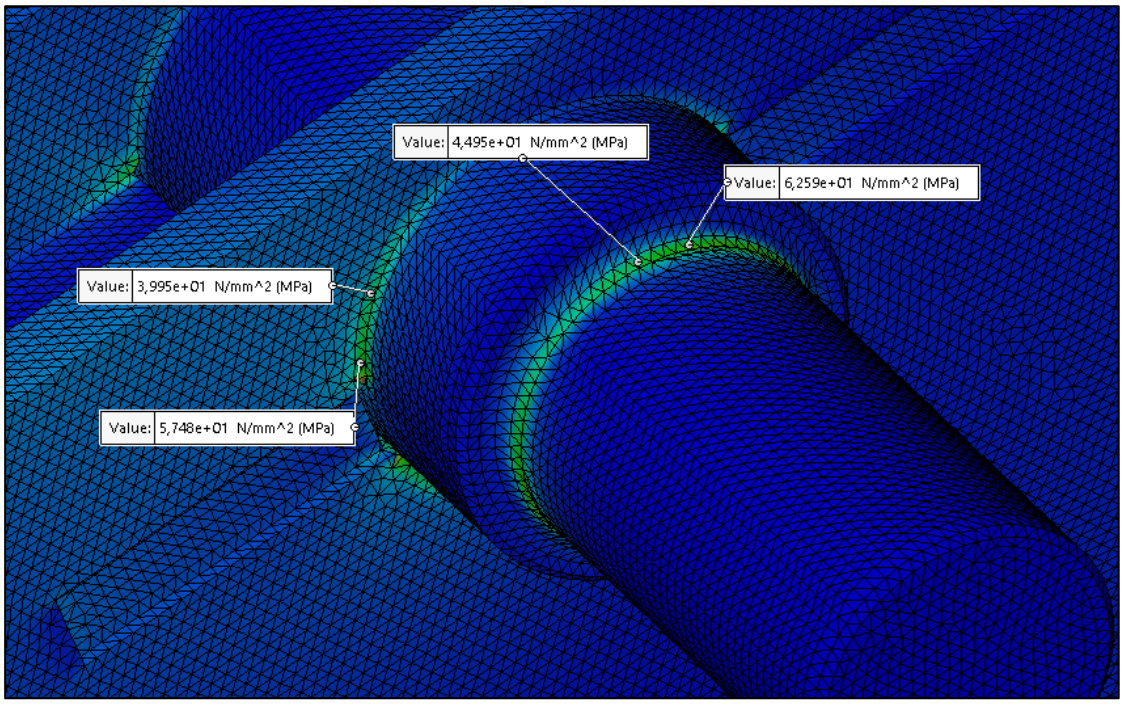
Kampimekanismin rungon sekä työntövarren kestävyyttä tarkasteltiin FEM-analyysin avulla. Kampimekanismin runko kiinnitetään kiinteästi pääakselista, johon laakerit kiinnittyvät. Runkoon kohdistetaan kolme voimaa, jotka aiheutuvat portaisiin kiinnittyvistä työntövarsista sekä käyttöakseliin kiinnittyvästä työntövarresta. Voimat lasketaan kahdella analyysillä, ääriasento 1 ja ääriasento 2 käytetyillä voimilla. Ensimmäisessä analyysissä toimii ääriasennossa 1 olevat kuormitukset, joita ovat A portaasta aiheutuva 54 asteen kulmassa kohdistuva 58 820 N voima sekä B portaasta 52 asteen kulmassa kohdistuva 85 271 N voima. Käyttöakselilta tuleva voima kohdistuu 15 asteen kulmassa ja on suuruudeltaan 32 178 N. Voimat kohdistuvat kampimekanismin työntövarsien korvakkeisiin. Analyysissä elementti kokona toimi 2 mm.

Kampimekansimin kokonaisjännitykset ovat nähtävissä kuviosta 81. Suurimmaksi jännitykseksi muodostuu 118 MPa, joka esiintyy rakenteessa akselin olakkeessa.



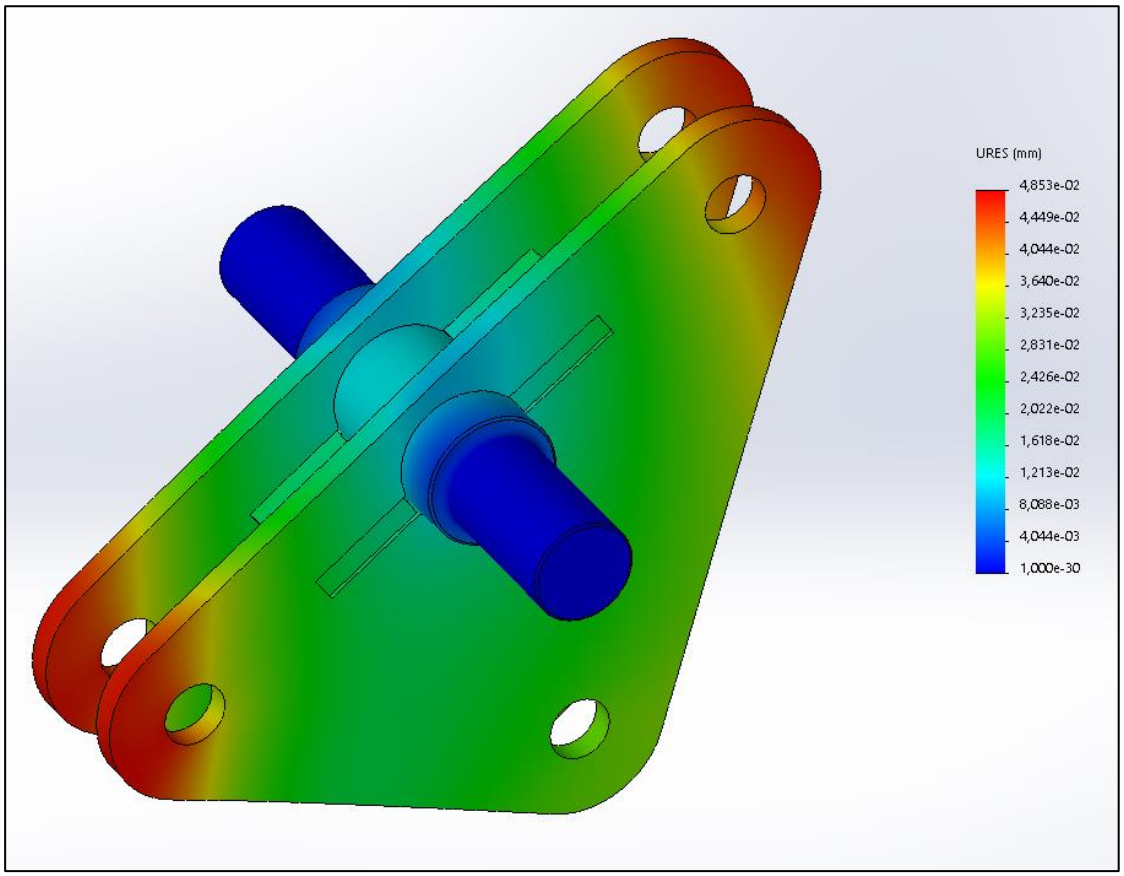
Kuvio 81. Kampirungon jännitykset ääriasennossa 1

Suurin jännitys esiintyy kuitenkin rakenteessa yksittäisessä elementissä singulariteetti-tipisteenä. Tästä johtuen kyseinen jännitys sivuutetaan. Suurimpana vaikuttavana jännityksenä voidaan pitää akseliin syntyvää 62 MPa suuruista jännitystä, joka esiintyy rakenteessa maksimijännityksen ympärillä. Materiaalin myötörajaan nähden varmuudeksi saadaan $\frac{355MPa}{62MPa} = 5{,}7$. Akselin alueen jännitykset ovat nähtävissä kuviosta 82.



Kuvio 82. Kampirungon akselin jännitykset

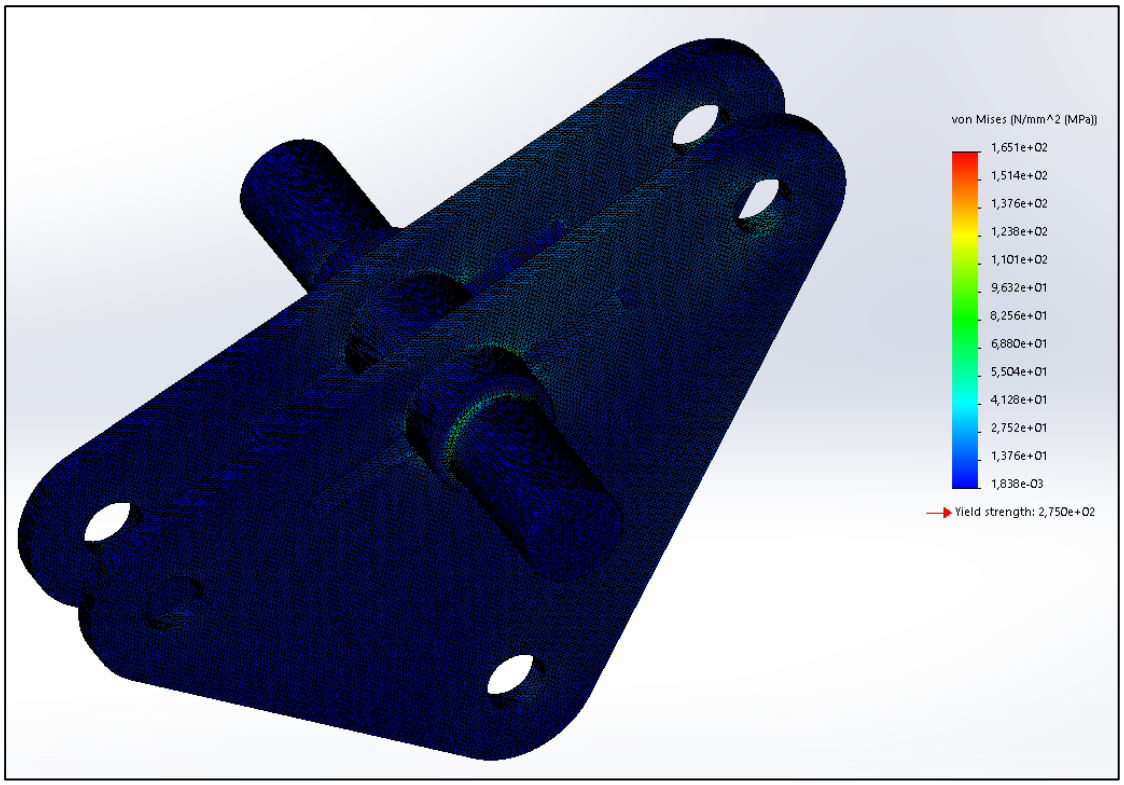
Kuormituksen aiheuttamat muodonmuutokset ovat suhteellisen pieniä. Suurin siirtymä on kooltaan 0,5 mm ja kohdistuu kampirungon B-portaan työntövarren kiinnityskorvakkeeseen. Kuviosta 83 voidaan nähdä kampirungon muodonmuutokset.



Kuvio 83. Kampirungon siirtymät ääriasennossa 1

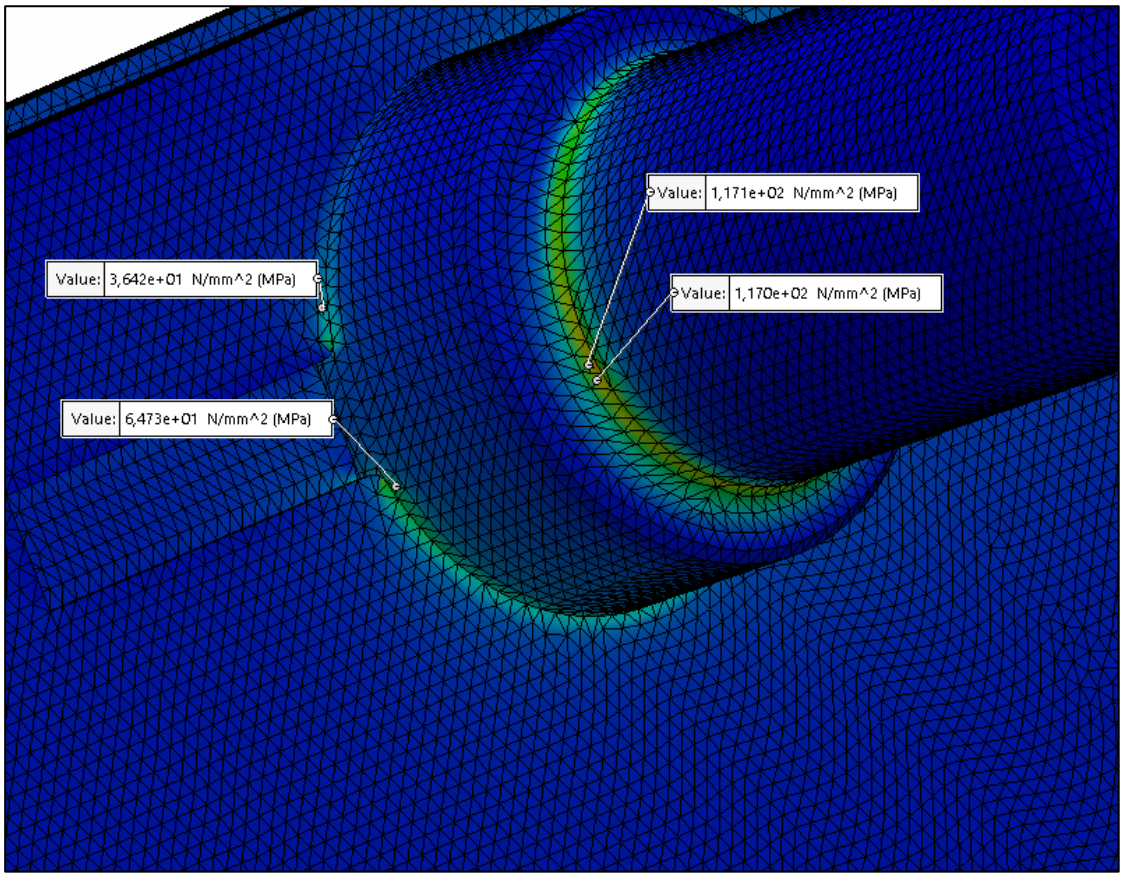
Toisena analyysinä toimi ääriasento 2 aiheuttamat kuormitukset kampirunkoa kohden. Kiinnityksinä ja elementtiverkon kokona on käytetty samoja asetuksia, kuin edellisessä analyysissä. Ääriasento 2 tilanteessa A-portaan voima kohdistuu runkoon 31 asteen kulmassa ja on suuruudeltaan 98 497 N. B-portaasta aiheutuva voima kohdistuu rakenteeseen 21 asteen kulmassa ja on suuruudeltaan 58 820 N. Käyttöakselilta syntyvä voima kohdistuu 15 asteen kulmassa ja on suuruudeltaan 32 178 N.

Kyseisillä kuormituksilla saadaan kuvion 84 mukaiset kokonaisjännitykset. Suurimmaksi jännitykseksi muodostuu 165 MPa, joka esiintyy rakenteessa akselin olakkeessa.



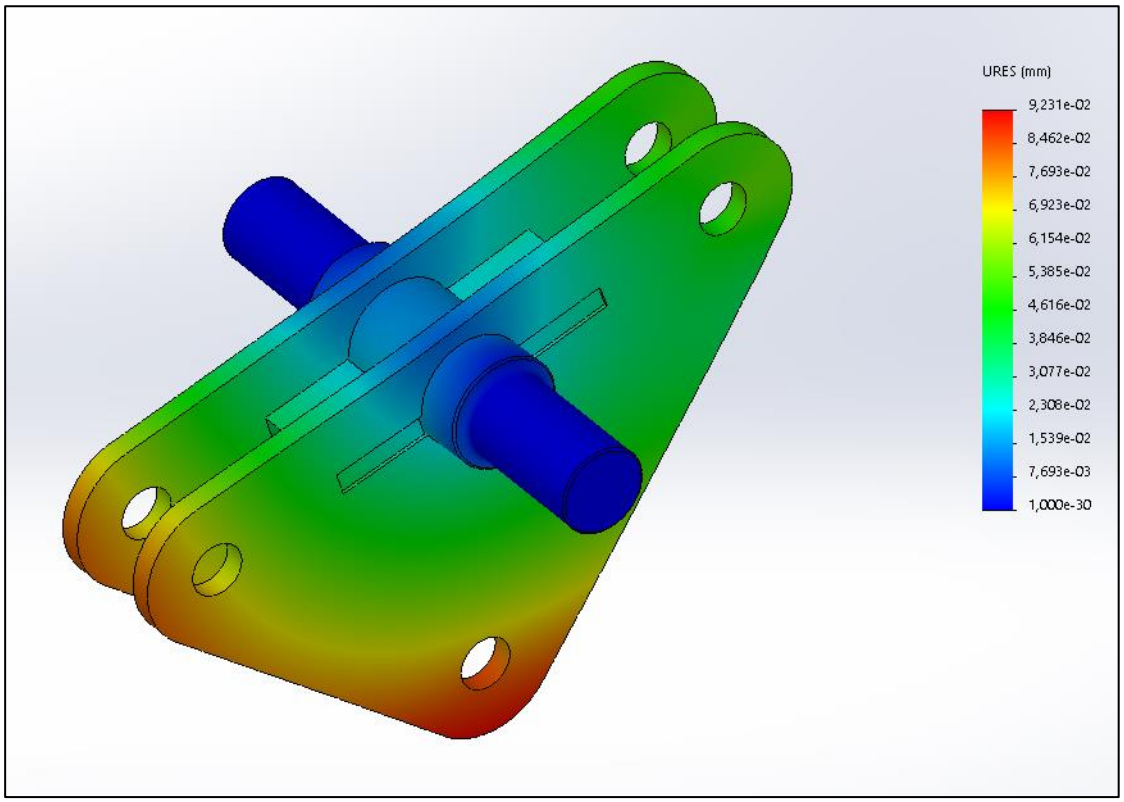
Kuvio 84. Kampirungon jännitykset ääriasennossa 2.

Suurin jännitys esiintyy kuitenkin rakenteessa yksittäisessä elementissä singulariteetti-tipisteenä. Tästä johtuen kyseinen jännitys sivuutetaan. Suurimpana vaikuttavana jännityksenä voidaan pitää akseliin syntyvää 117 MPa suuruista jännitystä, joka esiintyy rakenteessa maksimijännityksen ympärillä. Materiaalin myötörajaan nähden varmuudeksi saadaan $\frac{355MPa}{117MPa} = 3$. Akselin alueen jännitykset ovat nähtävissä kuviosta 85.



Kuvio 85. Kampirungon akselin jännitykset

Suurin siirtymä syntyy käyttöakselilta kiinnittyvän työntövarren korvakkeeseen ja on suuruudeltaan 1 mm. Kuviossa 86 on esitettynä kampirunkoon syntyvät taipumat.



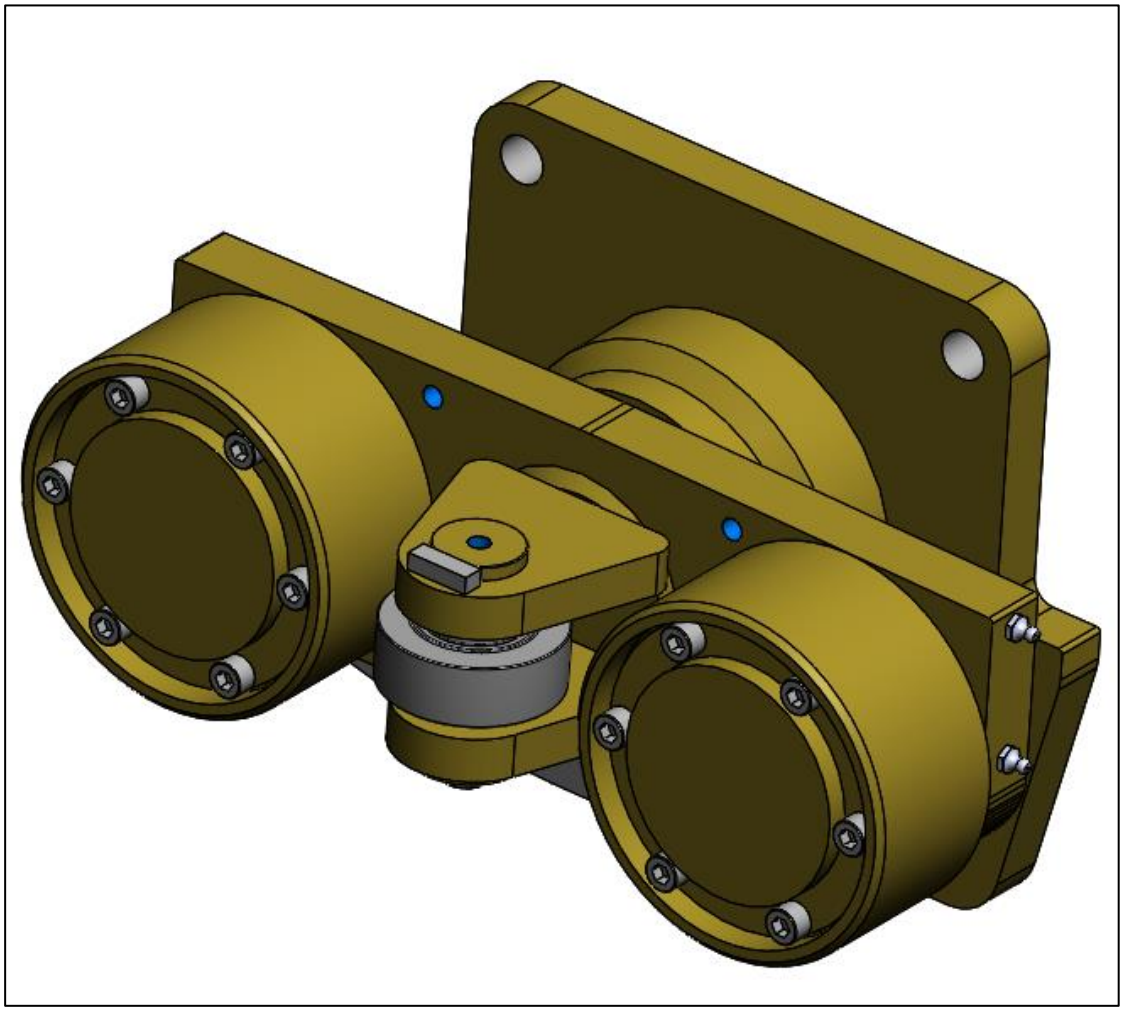
Kuvio 86. Kampirungon siirtymät ääriasennossa 2

Molemmissa kampimekanismin analyyseissä jännitykset kohdistuvat akseliin, erityisesti akselin olakkeeseen. Tästä syystä akselin halkaisijaa on kasvatettu 15 mm kapeimmasta kohtaa sekä pyöristystä on kasvatettu akselin halkaisijan muutoskohdassa. Näiden muutosten avulla syntyvät jännitykset saatiin pudotettua siedettävälle tasolle.

6.3 Kulkurullasto

Kulkurullaston suunnittelun lähtökohtana oli suunnitella uusi rakenne korvaamaan vanha telirullasto. Uuden rullaston lähtökohtana oli toteuttaa kulkurullasto yhdellä kulkupyörällä sekä kiinteällä rungolla. Vanha telirullasto koostuu kahdesta kulkupyörästä, jotka kiinnittyvät liikkuvaan runkoon. Tällä ominaisuudella on pyritty mahdollistamaan, että molemmat pyörät ottavat kuormat vastaan. Kulkurullien välissä sijaitsee sivuohjauspyörä. Pyörän tarkoituksena on estää telirullaston sivuttaisliike. Kuvi-

osta 87 voidaan nähdä tarkemmin telirullaston rakenne. Telirullaston yleisenä ongelmana on kuitenkin ollut kulkurullien kiinnittymiskohdan murtuminen. Toisena ongelma kohtana on ollut sivuohjauspyörän korvakkeiden hajoaminen. Nämä ovat ongelmat, jotka suunnitteluvaiheessa pyritään ratkaisemaan.



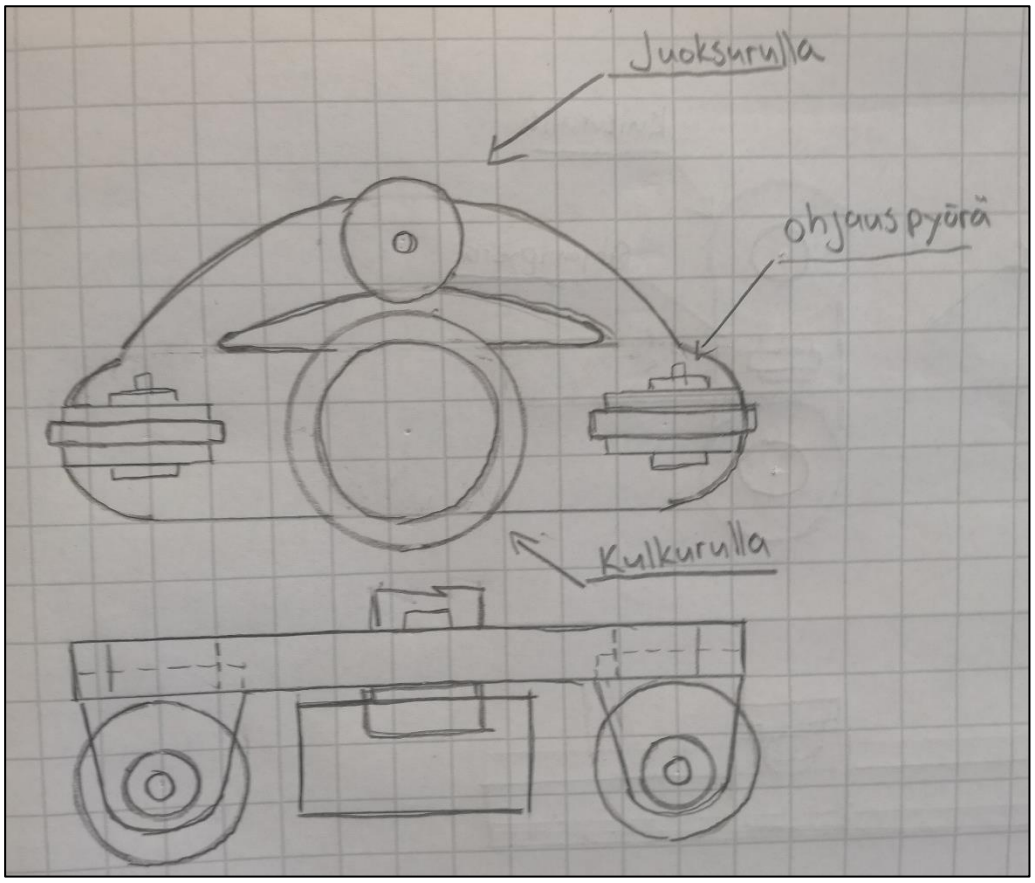
Kuvio 87. Telirullasto

Todellisessa käyttöympäristössä portaiden runkojen kiertymien ja kulkujohteiden suuntapoikkeamien vuoksi kaikki kulkurullastot eivät kosketa kulkujohdetta. Näin ollen voidaan päätellä, että molemmissa portaissa vain kolme kulkurullastoa ottaa kuorman vastaan neljän sijaan. Myös telirullastojen kesken on ristiriitoja. Porrasrunkojen ollessa kieroja ja kulkujohteiden suuntauksissa olevan eroja, molemmat pyörät eivät kosketa kulkujohteen pintaa samanaikaisesti. Kulkupyörien sijaitessa liikkuvan

rungon päissä alkaa kiinnityslevyyn syntymään taivutusmomenttia kiinnitysakselin suhteen. Kyseiset jännitykset ovat hajottaneet kulkupyöriä yhdistävän teräslevyn. Kyseisen ongelman vuoksi toimeksiantajan toiveena on, että telirullasto muutettaisiin yhdellä kulkupyörällä toimivaksi. Toisena toiveena on, että kulkurullaston ja kulkujohteen välinen välys saataisiin säädettyä, jotta kulkupyörästö ei irtoa kulkujohteen pinnasta ajonaikana.

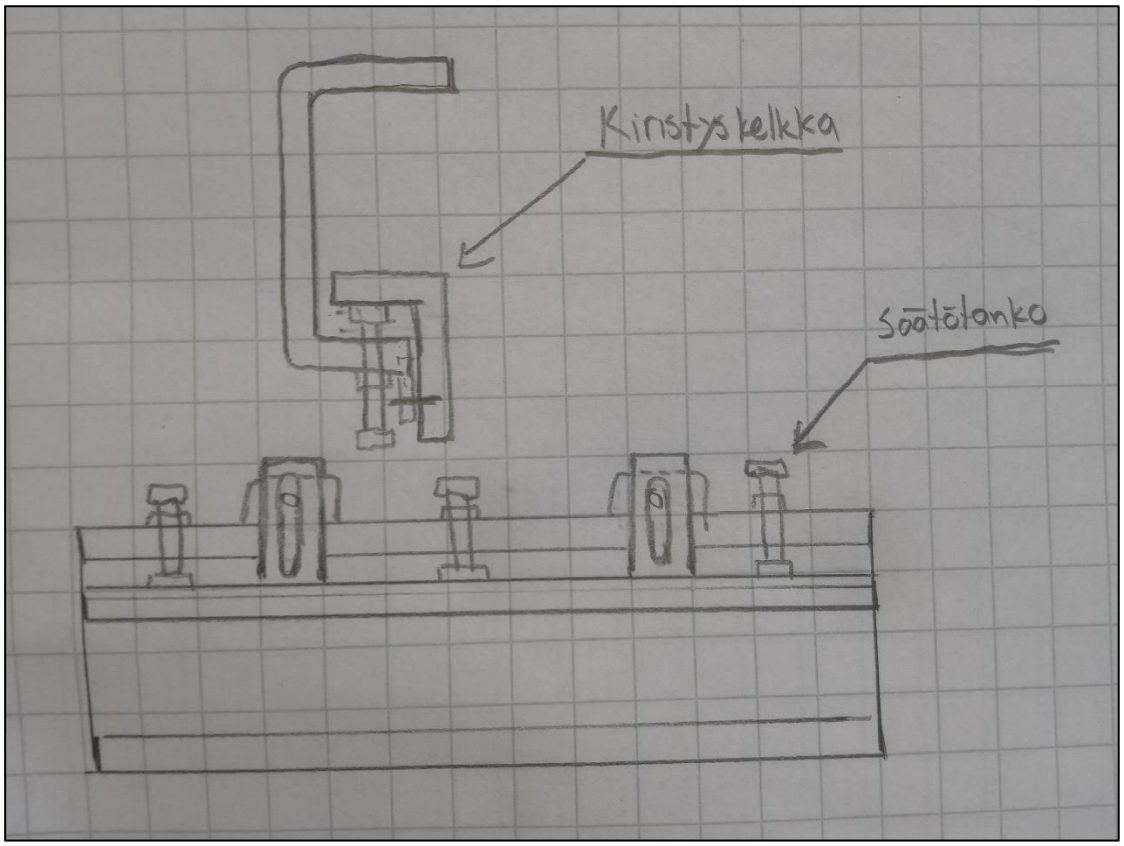
Aloitin suunnittelun näiden alkutietojen ja toiveiden perusteella ja lähdin etsimään luonnostelun kautta erilaisia ratkaisuja mekanismille. Luonnosteluvaiheessa innovoin useita eri ratkaisuja, joista valitsin kolme mielestäni potentiaalisinta vaihtoehtoa jatkokehittelyyn.

Malli 1 koostuu rakenteeltaan kahdesta sivuohjauspyörästä, sekä yhdestä kulkupyörästä. Mallissa välyksenpoisto toteutetaan juoksupyörällä, joka kiinnittyy kulkujohteen taakse. Juoksupyörää voidaan säätää epäkeskoruuvin avulla, jonka avulla välystä saadaan pienennettyä kulumisen tapahtuessa. Ideassa juoksupyörä ja kulkupyörä ottavat kontaktin kulkujohteen pinnan kanssa estäen kulkupyörän irtoamisen kulkujohteen pinnalta. Kuviosta 88 voidaan nähdä mallin rakenne.



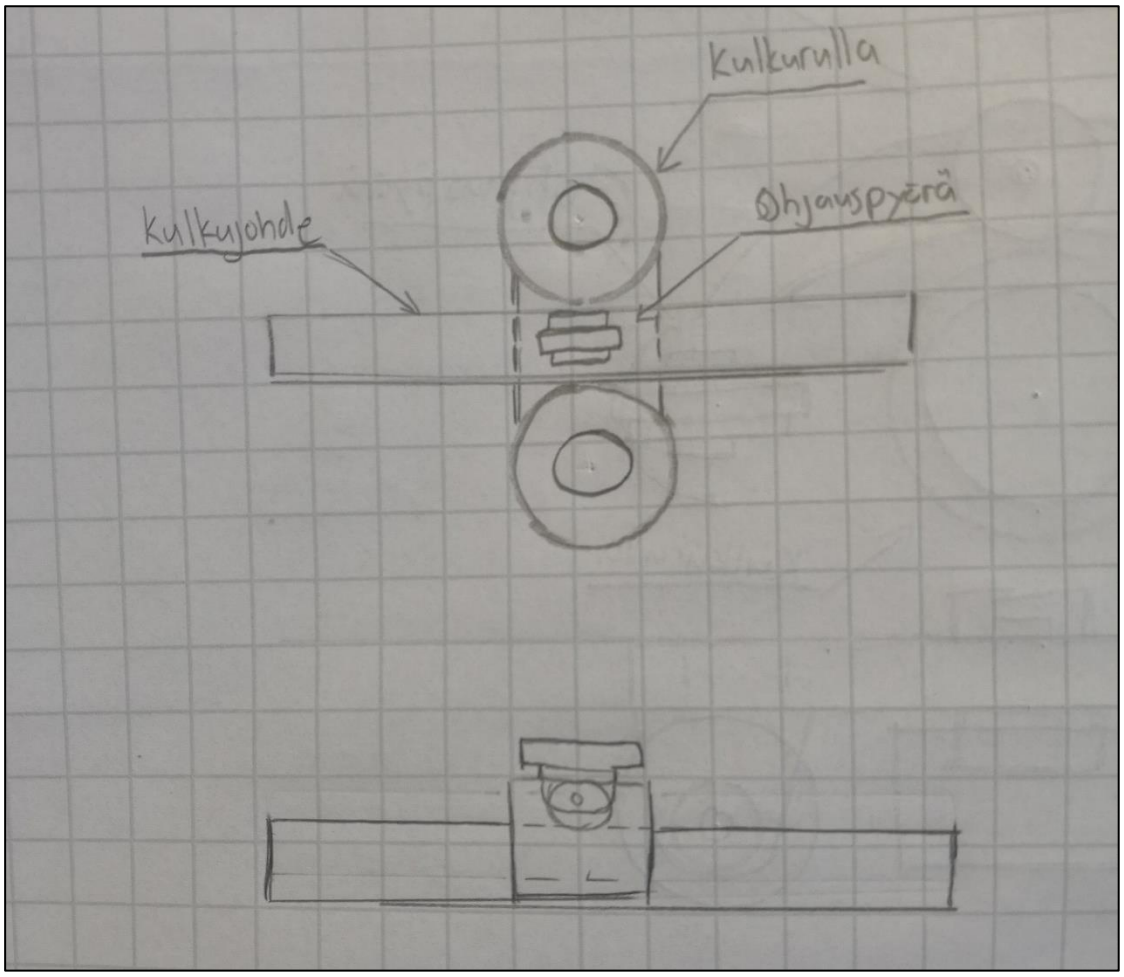
Kuvio 88. Kulkurullasto malli 1

Malli 2 hyödyntää malli 1 kulkurullaston päärakennetta, mutta välyksen poisto toteutetaan kulkujohteen avulla. Kulkujohde muutetaan koostumaan kahdesta osasta, kulkujohteesta sekä säätökelkasta. Osat kiinnitetään toisiinsa ruuviliitoksilla, jotka estävät osien liikkumisen sivuttaissuunnassa. Osien välille jää tällöin syvyyssuuntainen liikerata vapaaksi. Osien väliin kiinnitetään kierretankoja ja muttereita, joiden avulla osien keskinäistä etäisyyttä saadaan säädettyä ja lukittua pysymään paikallaan. Kuviossa 89 on esitetty malli 2 rakenne.



Kuvio 89. Kulkurullasto malli 2

Kolmas malli on toteutettu kokonaan erilaisella kulkujohteella. Malli 3 koostuu levy mallisesta kulkujohteesta, jonka molemmin puolin kulkevat kulkurullat ja kulkujohdetta vasten on sivuohjausrulla. Kulkurullissa on säädöt, jolla niiden akseleiden välistä etäisyyttä saadaan kavennettua, jolla mahdollistetaan rullien ja kulkujohteen välinen välyksen poisto. Idea ei kuitenkaan täytä kaikkia toiveita, sillä rakenteessa säilyisi kahden pyörän telirunko. Kuviossa 90 on esitetty malli 3 rakenne.



Kuvio 90. Kulkurullasto malli 3

Painopistearvioinnissa skaalana on 1-5 pistettä. Arviointi kriteerit ovat arvoltaan samansuuruisia. Jokaisen kriteerikohdan perusteella saadut pisteet lasketaan yhteen ja lasketaan kunkin mallin keskiarvo. Suurimman keskiarvon saanut idea valitaan. Kriteereinä toimivat: Rakenne, huollettavuus, toiveet, kulutusosat sekä valmistettavuus. Kyseiset kriteerit valikoituivat kulkurullastolle keskeisimpien ominaisuuksien ja vaatimuksien puolelta. Rakenne kriteerissä tarkastellaan idean yksinkertaisuutta, Toisena kriteerinä toimii huollettavuus, jossa tarkastellaan idean huoltomahdollisuuksia ja luoksepääsevyttä, esimerkiksi välyksen poistossa. Kolmantena tarkastellaan mallien toiveiden täyttämistä, jotka toimivat suunnittelun lähtökohtina. Kulutusosat osiossa tarkastellaan mahdollisten kulutuspintojen vaihtamista ja soveltuvuutta. Viimeisenä kriteerinä toimii valmistettavuus, jossa tarkastellaan mallien valmistusteknillisiä ominaisuuksia.

Ensimmäisenä kriteerinä tarkasteltiin ideoiden yksinkertaisuutta. Malli 3 saa tässä osiossa eniten pisteitä, sillä se on rakenteeltaan eniten alkuperäistä muistuttava ja osien lukumäärältään pienin. Tästä johtuen malli 3 sai viisi pistettä. Huonoiten pisteitä sai malli 2, sillä se koostuu kulkurullaston lisäksi säädettävästä kulkujohteesta, joka lisää kokoonpanon osien lukumäärää. Malli 1 on puolestaan rakenteeltaan malli 3 muistuttava muutamalla lisäosalla varustettuna ja sai pisteeksi neljä. Taulukosta 5 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

Toissa osiossa tarkastellaan mallien huollettavuutta. Malli 1 välyksen säätö tapahtuu kulkujohteen ulkopuolella olevasta juoksurullasta, jossa on epäkeskoakseli. Akselin kiristys sijaitsee kuitenkin kulkurullaston takana porrasta vasten, joten työskentely tila on ahdas. Vastaava tilanne on malli 3, jonka säätöruuvit sijaitsevat kulkurullaston takana ahtaassa tilassa. Tästä johtuen molemmat mallit saivat pisteiksi neljä. Parhaimmat pisteet keräsi malli 2. Malli 2 välyksen poisto perustuu kulkujohteessa olevaan kiristyskelkkaan, jonka säätöruuvit ovat kulkujohteen kyljessä. Tämän vuoksi malli on helpoiten säädettävissä ja sai parhaimmat pisteet eli viisi. Taulukosta 5 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

Kolmantena kriteerinä toimivat toiveet. Suunnittelulle oli asetettuna kaksi toivetta, jotka perustuivat uuden kulkurullaston rakenteeseen. Ensimmäisenä toiveena toimi kulkurullaston muuttaminen toimimaan yhdellä kulkurullalla. Toisena toiveena toimi välyksen poiston mahdollisuus kulkurullan ja kulkujohteen välillä. Mallit 1 ja 2 täyttivät molemmat kriteerit ja saivat viisi pistettä. Malli 3 puolestaan täyttää vain toisen toiveen. Malli ei täytä toivetta, jossa uusi kulkurullasto toteutettaisiin vain yhdellä pyörällä. Tämän seurauksen malli 3 sai huonoimmat pisteet. Taulukosta 5 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

Neljäntenä kriteerinä toimivat kulutusosat. Kyseisessä osiossa malli 2 sai parhaimman arvosanan. Mallissa kulutusosat saadaan asennettua kulkujohteeseen ja kulkujohteen kiristyselementtiin, jolloin itse kulkujohde ei pääse kulumaan. Tämän ominaisuuden johdosta malli sai viisi pistettä. Malli 1 ongelmana aiheutuu vapaana oleva tila. Kulkujohteiden väli ei ole suuri, joten kulkujohteen ja juoksurullan välille ei

mahdu kulutuspalaa. Tämän vuoksi kulkujohteen kulumista ei voida estää joka puolelta. kyseinen ongelma koituu myös mallin 3 kohtaloksi. Molemmat mallit saavat tästä johtuen kolme pistettä. Taulukosta 5 voidaan nähdä mallien väliset pisteytykset.

Taulukko 5. Kulkurullaston painopistearviointi

Kriteerit	Malli 1.	Malli 2.	Malli 3.
Rakenne	4	3	5
Huollettavuus	4	5	4
Toiveet	5	5	2,5
Kulutusosat	3	5	3
Keskiarvo	4	4,5	3,625

Suurimman pistekeskiarvon keräsi malli numero 2, 4,5 pisteen turvin. Mallien väliset piste keskiarvot ovat havaittavissa taulukosta 5. Kyseinen malli valikoitui jatkokehittelyyn sen välyksen poiston ja luokseen päästävyyden ansiosta.

6.3.1 Kulkurullaston laakerointi

Kulkurullastoon kohdistuvia voimia lähdettiin määrittämään laakerivalintaa ja rakenteen kestävyyttä varten. Kulkurullastoihin kohdistuva voima syntyy portaiden painosta ja tukkien painosta. Porraslohkojen FEM-simuloinneissa käytettyjä voimia hyödynnettiin tukkien aiheuttamien voimien määrittämisessä. Näiden voimien avulla pystytään määrittämään yhteen kulkurullastoon kohdistuva voima. Kulkurullastoja on neljä per porraslohko, mutta näistä vain kolme ottaa vastaan kuorman. Tähän osasyynä ovat porraslohkojen runkojen kierous sekä kulkujohteiden eroavaisuudet. Tämän vuoksi kuormitukset jaetaan kolmelle kulkurullalle laskennoissa. Laskennoissa käytetään myös A porrasta suurempien kuormituksien johdosta.

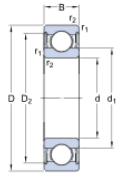
Laskennassa lähdettiin liikkeelle portaan ja tukkien aiheuttaman voiman selvittämisessä. Porraslohko A on painoltaan 6800 kg. Tukkien painona käytetään maksimipainoista tukkia per porrastaso. A porraslohkossa on kolme porrastasoa, joten tukkien kokonaispaino on $1529\ kg * 3 = 4587\ kg$. Massan jakamalla kolmella saadaan koh-

distuva massa per kulkurullasto, $\frac{6800\ kg+4587\ kg}{3} = 3795\ kg$. Newtoneiksi muutettuna arvoksi saadaan portaiden kiihtyvyys mukaan lukien, $3795\ kg * 17{,}3\frac{m}{s^2} = 65\ 665\ N$. Kyseinen massa kohdistuu kulkurullastoon 65 asteen kulmassa, jolloin kulkurullaan kohtisuoraan kohdistuvaksi voimaksi saadaan $65\ 665\ N * \cos(65) = 27\ 756\ N$. Kyseiseen voimaan lisätään vielä porraslohkon alimpaan porraslevyyn kohdistuva tukkipinosta aiheutuva voima. Kyseisten tukkien paino on 7645 kg. Massa kohdistuu porraslevyä vasten 65 asteen kulmassa, jolloin voima saadaan laskettua, $7645\ kg * 9{,}81\frac{m}{s^2} * \cos(65)$ =31 695 N. Jaettuna kolmelle kulkurullalle voimaksi saadaan $\frac{31695\ N}{3} = 10\ 565\ N$. Kokonaisvoimaksi muodostuu näin $27\ 756\ N + 10\ 565\ N = 38\ 316\ N$. Kyseinen voima on yhtä kulkurullastoa kohtisuorasti rasittava voima. Tämän voiman avulla kyetään valita sopiva laakeri kulkurullastoon.

Laakerin laskemista varten tulee valita laakeriluettelosta laakeri, jonka tietojen mukaan laakerin kestoa ja elinikää lähdetään laskemaan. Tästä johtuen laakerin halkaisijat tulee valita. Laakerin sisähalkaisijaksi valitaan alustavasti 70 mm ja ulkohalkaisijaksi 125 mm, joka kasvattaa kulkurullaston kokoa vanhaan telirullastoon verrattuna. Koko ei saa kuitenkaan kasvaa liikaa, jolloin rakenteen koko ei aiheuta ongelmia muissa kokoonpanoissa. Kyseisten halkaisijoiden avulla lähdetään valitsemaan sopivaa urakuulalaakeria SKF katalogista (SKF, urakuulalaakerit). Katalogista valikoitui laakeriksi 6214-2RS1, joka on kokoluokassaan eniten kuormituksia kestävä urakuulalaakeri. Kuviossa 91 on esitetty kyseisen laakerin mittatiedot sekä tarvittavat arvot laakerin eliniänlaskemiselle.

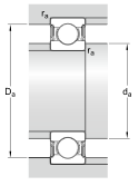
Technical Specification

Metric ○ Imperial



DIMENSIONS

d	null	70 mm
D	null	125 mm
B	null	24 mm
d_1	null	≈ 87.05 mm
D_2	null	≈ 111 mm
$r_{1,2}$	null	min. 1.5 mm



ABUTMENT DIMENSIONS

d_a	null	min. 79 mm
d_a	null	max. 87 mm
D_a	null	max. 116 mm
r_a	null	max. 1.5 mm

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	null	63.7 kN
Basic static load rating	C_0	null	45 kN
Fatigue load limit	P_u	null	1.9 kN
Limiting speed	null	null	3400 r/min
Calculation factor minimum radial load	k_r	null	0.025
Calculation factor	f_0	null	14.7

Kuvio 91. 6214-2RS1 laakerin teknisettiedot

Tarkasteltavan laakerin valikoimisen jälkeen aloitetaan laakerin kestävyyden ja eliniän määrittäminen laskemalla. Laakerien laskennassa on käytetty SKF yleistä luettaloa, josta saadaan laskentakaavat (SKF general catalogue, 2005). Laakeriin kohdistuvan dynaamisen ekvivalenttikuorman määrittämiseen tarvitaan laakeria rasittava voima. Kyseinen voima määriteltiin aikaisemmassa vaiheessa, jossa yhtä kulkurullastoa kuormittavaksi voimaksi saatiin 38 316 N. Kulkurullastossa ollessa kaksi laakeria vierekkäin kyseinen voima jaetaan kahdella, jolloin dynaamiseksi ekvivalenttikuormaksi saadaan 19 158 N. Staattisen kuormituksen kantokyky saadaan selville vastaavalla kaavalla, sillä kulkurullaston laakereihin ei kohdistu suuria aksiaalisuuntaisia kuormituksia. Taulukossa 6 on esitetty laskentaprosessi staattisen ja dynaamisen kuormituksen laskennalle. Kantavuusluvun laskentaa varten tarvitaan laakerin staat-

tisen kuorman sietokyky, mikä on valitulle laakerille 63,7 kN. Kantavuusluvuksi laakerille saadaan 3,9 mikä on riittävällä varmuudella, sillä todelliset laakeria kuormittavat voimat voivat olla suurempia. Taulukossa 6 on esitetty kantavuusluvun laskenta.

Taulukko 6. 6214-2RS1 Laakerin kuormitukset

Staattisen kuormituksen kantokyky

$$P_0 = \frac{Fr}{2}$$

$$P_0 = \frac{38\,316N}{2}$$

$$P_0 = 19\,158N$$

Dynaaminen ekvivalenttikuorma

$$P = \frac{Fr}{2}$$

$$P = \frac{38\,316N}{2}$$

$$P = 19\,158N$$

$Fr = Kohtisuora\ voima$

Kantavuusluku

$$C_0 = S_0 * P_0$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

$$S_0 = \frac{63{,}7kN}{19\,158N}$$

$$S_0 = 3{,}3$$

Dynaamisen ekvivalenttikuormituksen märittämisen jälkeen voidaan laskea laakerin elinikä kierroksina sekä tunteina (SKF general catalogue, 299). Nimelliseksi kestoiäksi käyttökierroksina saatiin $36{,}5 * 10^6 kierrosta$. Käyttökierrosten avulla saadaan selvitettyä elinikä käyttötunteina, jonka arvoksi saadaan 15 800 h. Taulukosta 7 voidaan nähdä laakerin elinikien laskennat.

Taulukko 7. Laakerin 6214-2RS1 elinikä

Nimellinen kestoikä(10^6kierrosta)

$$L10 = (\frac{C}{P})^3 \qquad C = Laakerin\ dynaamisen\ kuormituksen\ sieto$$

$$L10 = (\frac{63{,}7N}{19{,}2N})^3$$

$$L10 = 36{,}5 * 10^6$$

Nimellinen kestoikä käyttötunneissa

$$L10_n = \frac{10^6}{60n} * L10 \qquad n = laakerin\ pyörimisnopeus$$

$$L10_n = \frac{10^6}{60 * 38{,}5rpm} * 36{,}5$$

$$L10_n = 15\,800h$$

Laakerien kuormituksien ja eliniän määrityksen jälkeen varmistetaan laakerin tarvittava vähimmäiskuormitus, jotta laakeri toimii halutulla tavalla (SKF general catalogue, 298). Laakein vähimmäiskuormitukseksi saadaan 0,7 kN, jonka vaatimus täyttyy laakerin käyttökohteessa. Taulukossa 8 on esitetty vähimmäiskuormituksen laskenta.

Taulukko 8. Laakerin 6214-2RS1 vähimmäiskuormitus

Vähimmäiskuormitus

Tunnus	Arvo	Yksikkö
d	125	mm
D	70	mm
kr	0,025	-
v	4500	mm^2/s

$$Frm = kr * (\frac{vn}{1000})^{\frac{2}{3}} * (\frac{dm}{100})^2$$

$kr = Minimi\ säteiskuorma\ kerroin$

$v = voiteluaineen\ viskositeetti\ mm^2/s$

$dm = Laakerin\ keskihalkaisija$

$n = laakerin\ pyörimisnopeus$

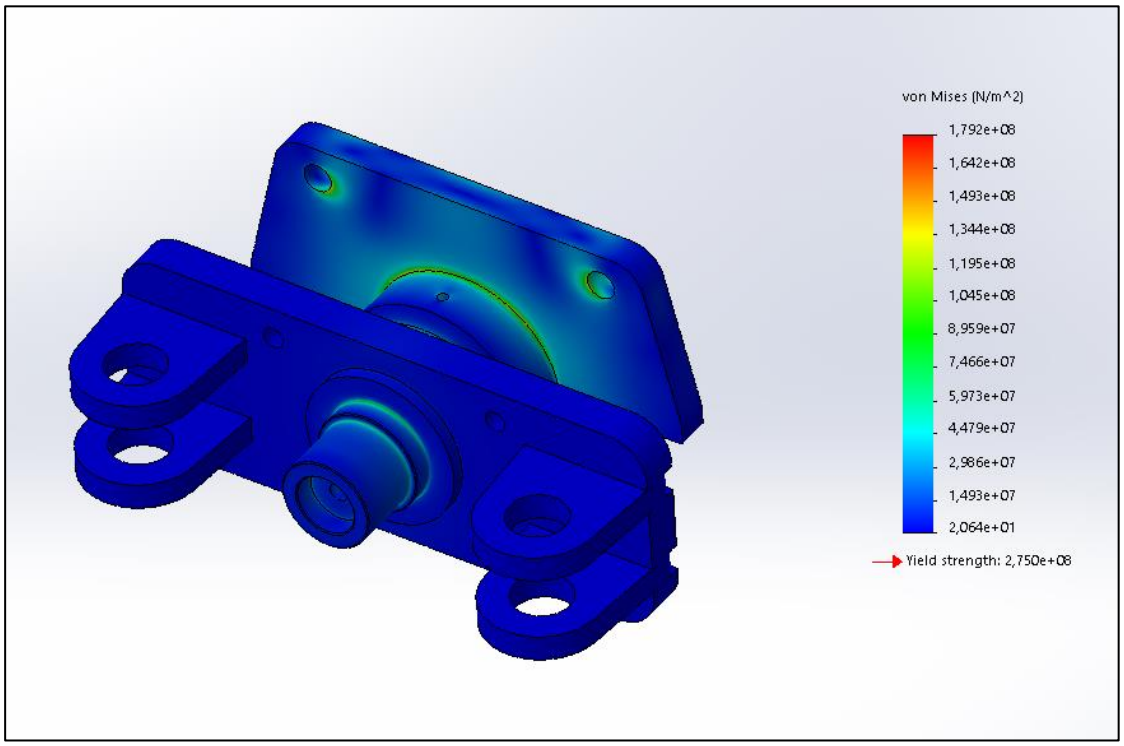
$$Frm = 0{,}025 * (\frac{4500\ mm^2/s * 38{,}5rpm}{1000})^{\frac{2}{3}} * (\frac{97{,}5mm}{100})^2$$

$$Frm = 0{,}738kN$$

6.3.2 Kulkurullaston FEM-analyysi

Kulkurullaston rungon kestämistä lähdettiin tarkastelemaan FEM-analyysin avulla. Elementtiverkon kokona toimii 2 mm. Kiinnitykset simulaatiossa ovat runkolevyn rei'issä. Kuormittavaksi voimaksi laskettiin aiemmassa laakerien laskentaosiossa, jolloin suurimmaksi kuormittavaksi voimaksi kulkurullastoa kohden on suuruudeltaan 38 316 N. Kulkurullaston kiinnityksinä toimivat runkolaipassa olevat neljä kiinnitysreikää. Kuormittava voima kohdistuu kulkupyörän akseliin.

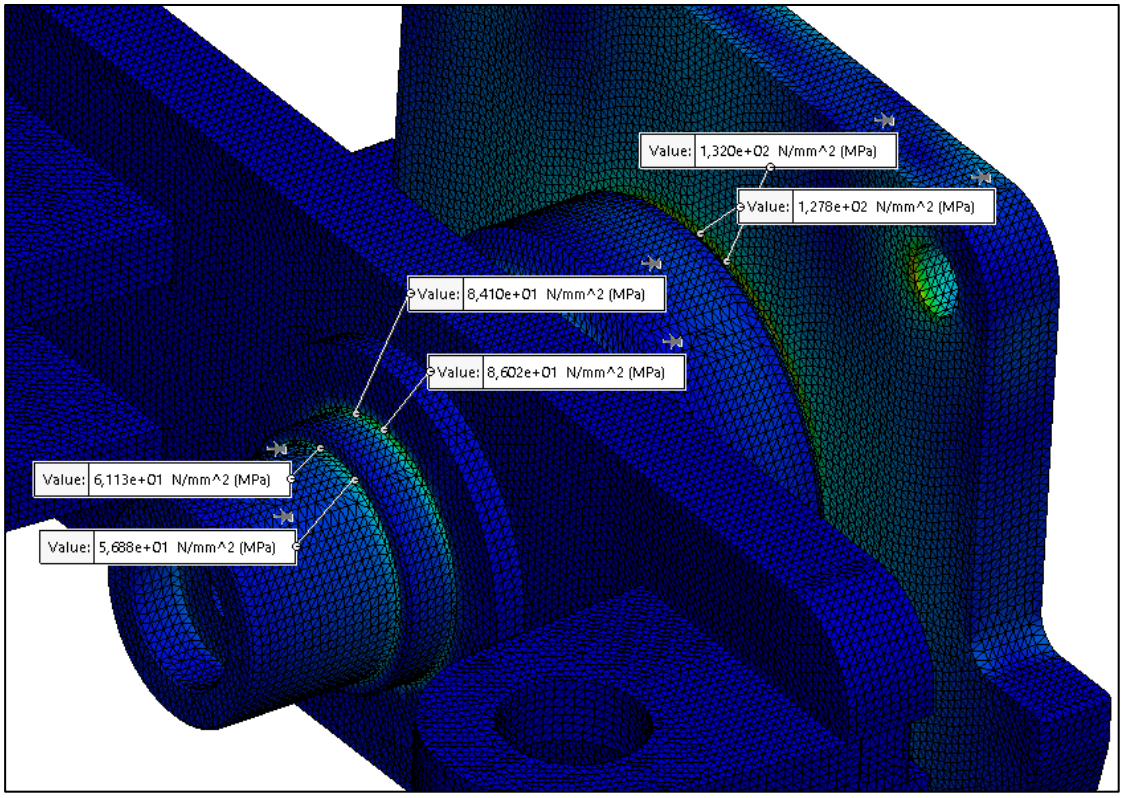
Kulkurullastoon syntyy kuviossa 92 nähtävät jännitykset. Suurimmaksi jännitykseksi syntyy 179 MPa suuruinen jännitys. Jännitys esiintyy rakenteessa kuitenkin singulariteettipisteenä kiinnitysreiän yksittäisessä elementissä. Elementtiä ympäröivät jännitykset ovat kuitenkin pienempiä, joten jännitys voidaan jättää huomioimatta.



Kuvio 92. Kulkurullaston rungon jännitykset

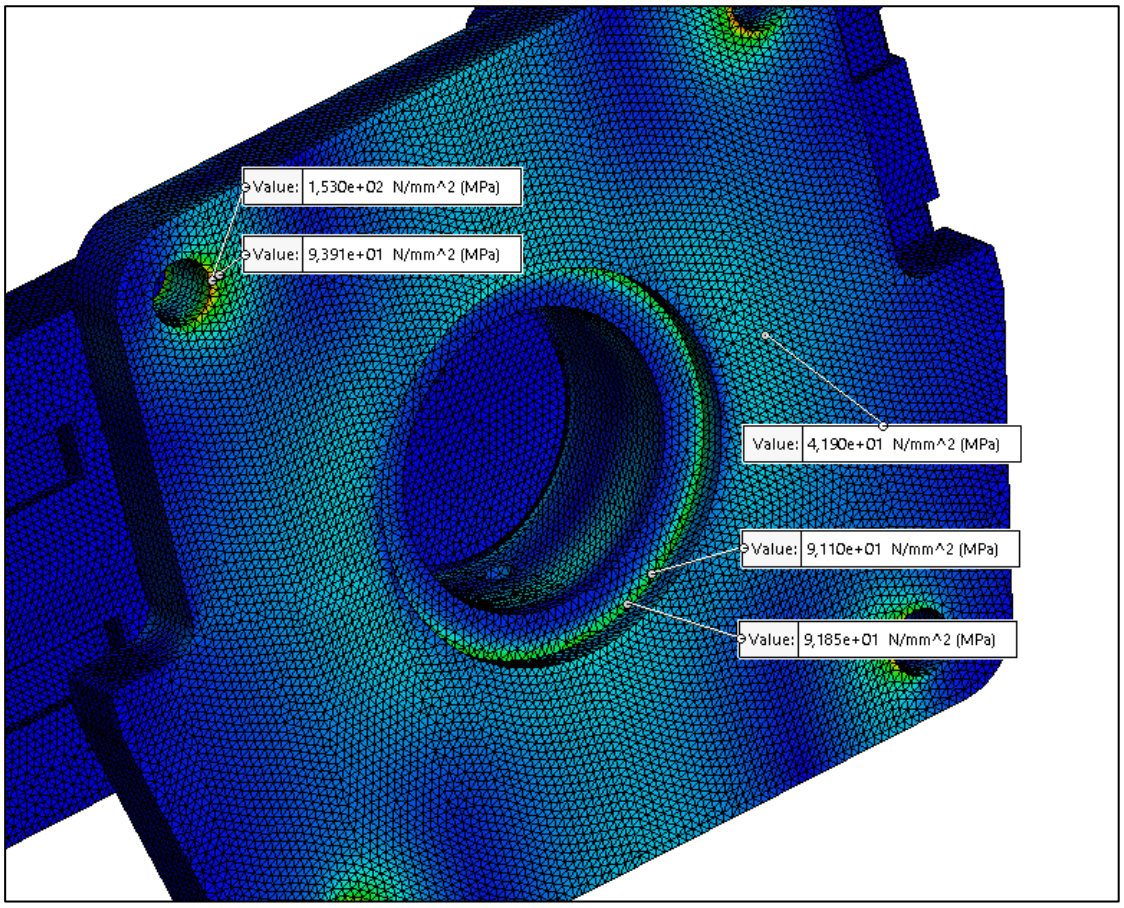
Suurimmaksi merkittäväksi jännitykseksi aiheutuu kiinnityslevyn ja holkin välinen liitos, joka voidaan havaita kuviosta 93. Kiinnityskohtaan syntyy 130 MPa suuruinen

jännitys. Varmuudeksi materiaalin myötörajaan nähden saadaan $\frac{355MPa}{130MPa} = 2{,}7$. Jännitys on kuitenkin todellisessa tilanteessa pienempi, sillä kyseisessä kodassa on v-railo, joka on osien liittämistä varten. Kokoonpanossa railo hitsataan umpeen, jolloin jännitys pienenee hitsisauman lisätessä materiaalia kohtaan.



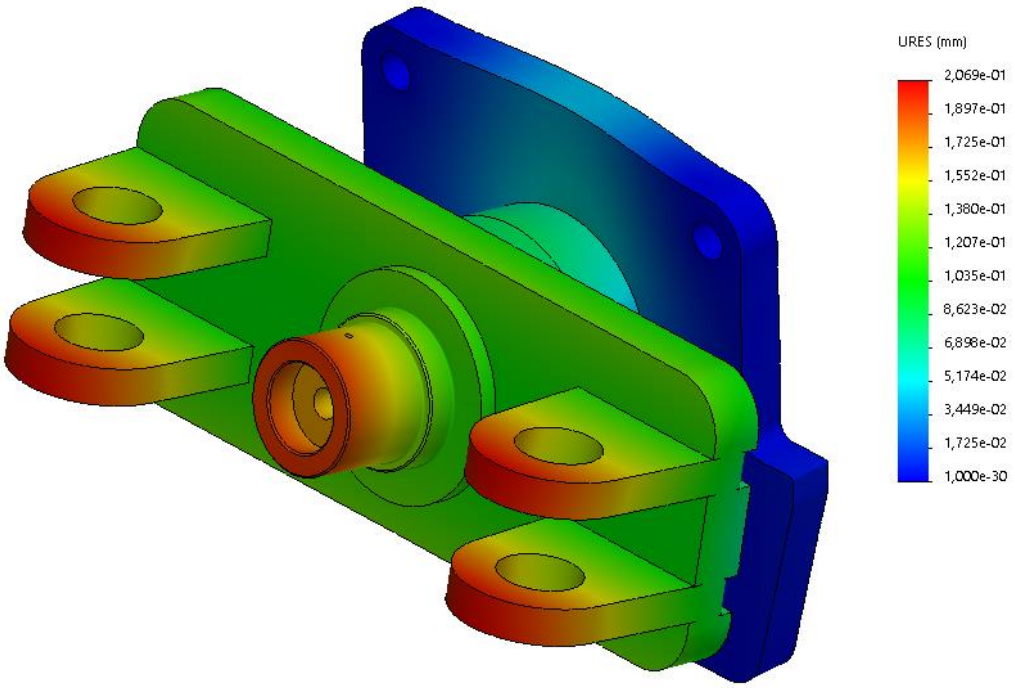
Kuvio 93. Kulkurullaston akselin ja holkin jännitykset

Toisena kriittisenä kohtana toimii holkin ja runkolevyn toisen puolen kiinnitys. Kiinnitys kohtaan syntyy noin 100 MPa suuruisia jännityksiä. Materiaalin myötörajaan nähden varmuudeksi saadaan $\frac{355MPa}{100MPa} = 3{,}5$. Kuviossa 94 on esitetty Runkolevyn jännitykset.



Kuvio 94. Kulkurullaston runkolevyn jännitykset

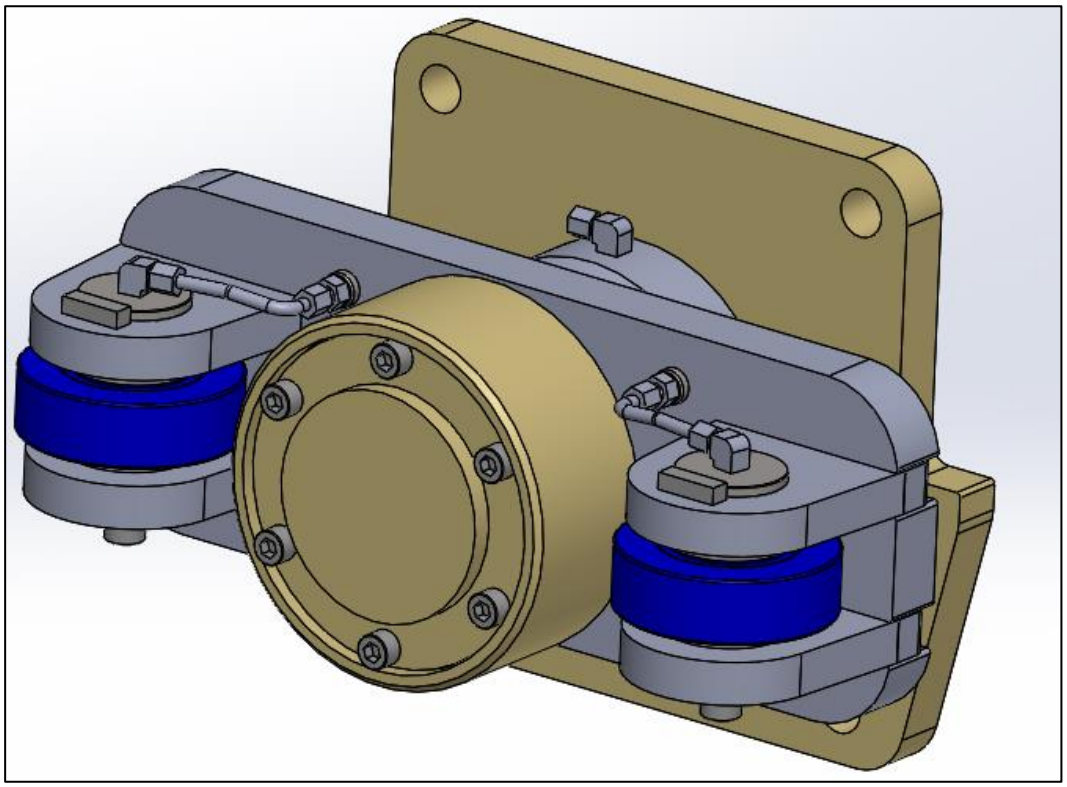
Kulkurullastoon aiheutuva kuormitus ei aiheuta rakenteessa suuria muodonmuutoksia. Suurimmaksi muodonmuutokseksi aiheutuu taipuma kulkupyörän kiinnityskohtaan. Siirtymä on suuruudeltaan 0,2 mm, joka on suhteellisen pieni. Kuviosta 95 voidaan nähdä kulkurullaston siirtymät.



Kuvio 95. Kulkurullaston siirtymät

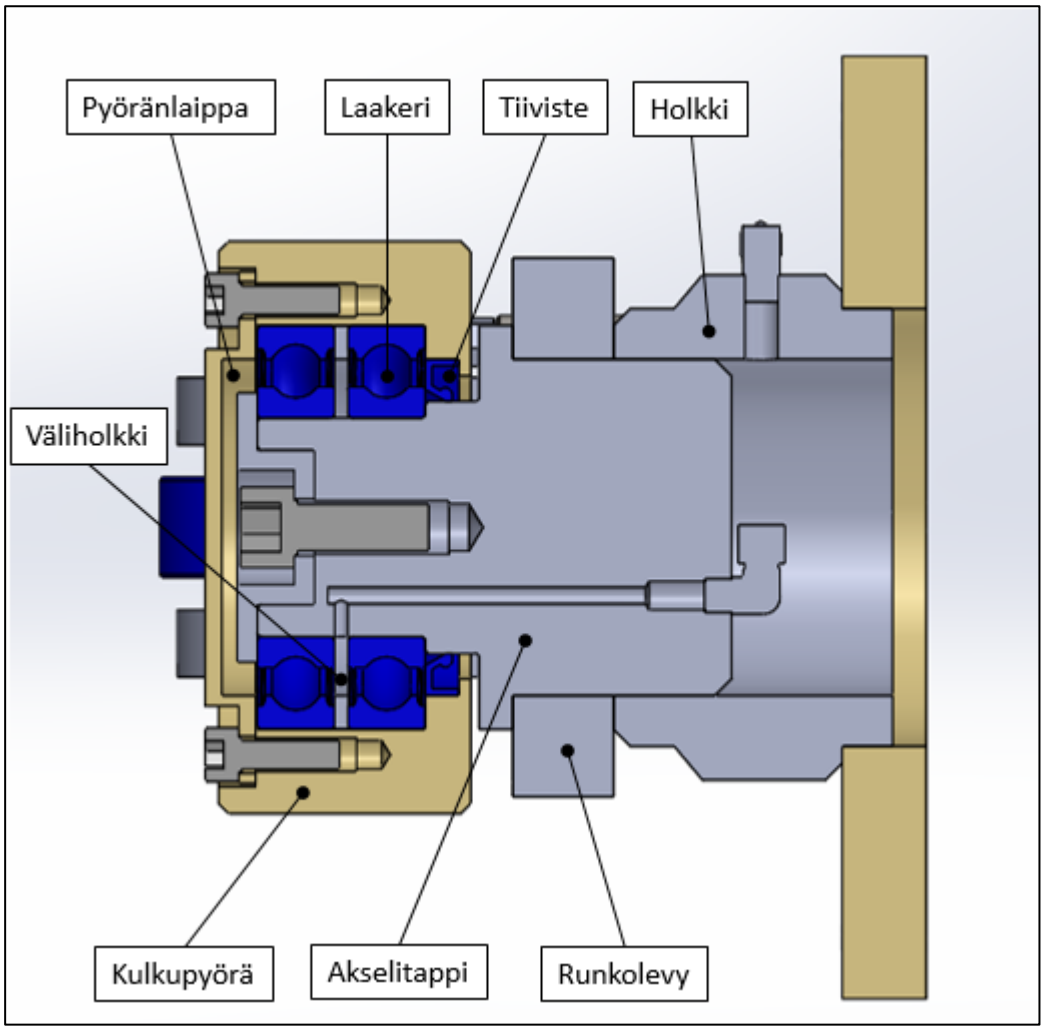
6.3.3 Uusi kulkurullasto

Uusi kulkurullasto koostuu rakenteeltaan yhdestä kulkurullasta sekä kahdesta sivuohjauspyörästä. Sivuohjauspyörien kiinnitys tapahtuu teräskorvakkeiden avulla, jotka hitsataan Runkolevyyn. Runkolevyssä on korvakkeita varten hahlot, jolla mahdollistetaan korvakkeiden helppokokoonpantavuus ja luja rakenne. Sivuohjausrullina toimivat NANUTR 45100A juoksurullat. Juoksurullat kiinnitetään akselitapeilla korvakkeiden väliin. Akselitapeissa on porattu voitelukanavat, jolloin juoksupyörien voitelu mahdollistetaan. Voitelulinjat johdetaan teräslevyn läpi, jolla estetään putkien vaurioituminen mahdollisista liukujohteesta aiheutuvista iskuista johtuen. Uuden kulkurullaston rakenne on nähtävissä kuviosta 96.



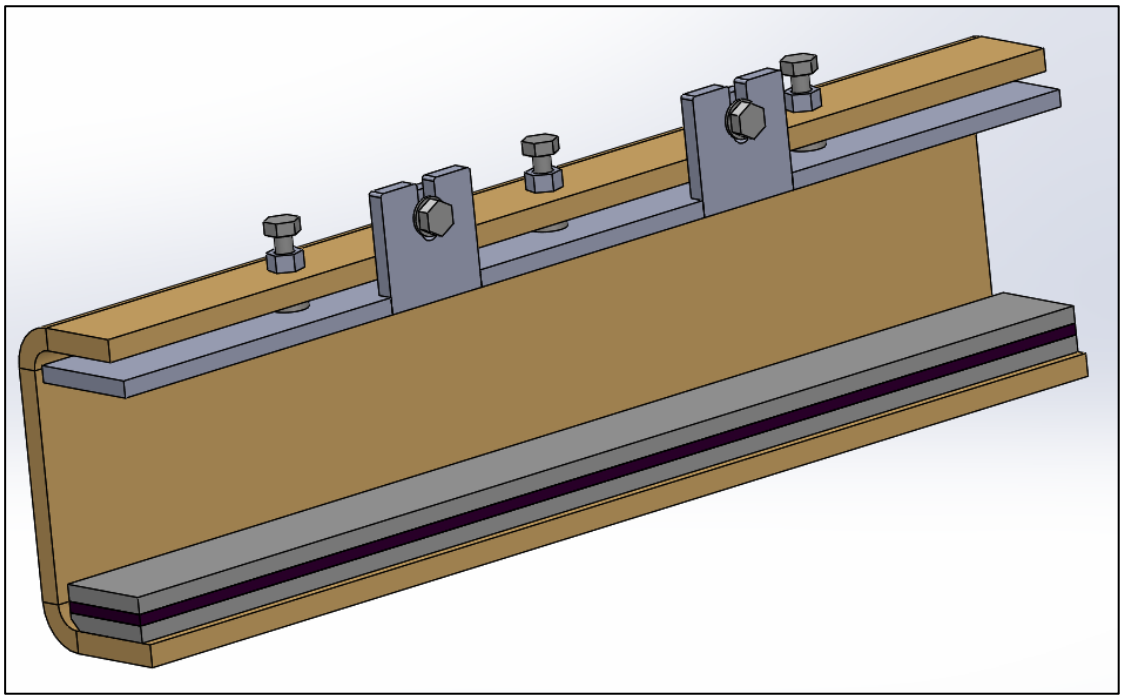
Kuvio 96. Uusi kulkurullasto

Kulkurulla koostuu kahdesta vierekkäisestä urakuulalaakerista. Urakuulalaakereina toimivat 6214-2RS1. Urakuulalaakerit kiinnitetään pääakseliin, jossa on hahlo rajoittamassa laakerin sijaintia. Laakereiden välille asennetaan väliholkki, jonka avulla laakereiden väliin saadaan suunnattua voitelukanava. Laakerit lukitaan akseliin ruuviliitoksella. Laakereiden ympärille kiinnitetään kulkupyörä ruuviliitoksin. Kulkupyörän liikettä rajoittaa toisella puolella laakerit, sekä toisella puolella ruuviliitoksella kiinni oleva laippa. Laakerin ja kulkurullan välille kiinnitetään akselitiiviste, joka estää toiselta puolelta tulevan lian pääsyn laakereihin. Akselitappiin on porattu voitelukanava, jolla voitelu ohjataan laakereiden väliin. Voitelunipat johdetaan kulkurullaston ulkopinnalle, jolloin ne yhdistetään voitelulinjoihin. Kuviossa 97 on esitetty kulkurullaston rakenteen poikkileikkaus.



Kuvio 97. Kulkurullaston poikkileikkaus

Uuden kulkurullaston lisäksi liukujohdetta muutettiin säädettäväksi kiskostoksi. Tällä tavoin mahdollistetaan kulkujohteen ja kulkurullaston välyksen poisto kulkujohteen kuluessa. Liukukiskosto koostuu u-profiiliin taivutetusta teräslevystä, johon kiinnitetään ruuviliitoksin ns. kiristyskelkka. Kiristyskelkka kiinnittyy liukujohteeseen ruuviliitoksin, millä estetään liukukiskoston väärät liikeradat. Kiristyskelkan säätelemistä varten rakenteessa on kolme kierretankoa, jotka kiinnittyvät kulkujohteeseen kiertein. Kierretankoa pyörittämällä kiristyskelkkaa saadaan säädettyä haluttuun asentoon. Kuviossa 98 on esitetty kiristyskelkan rakenne.



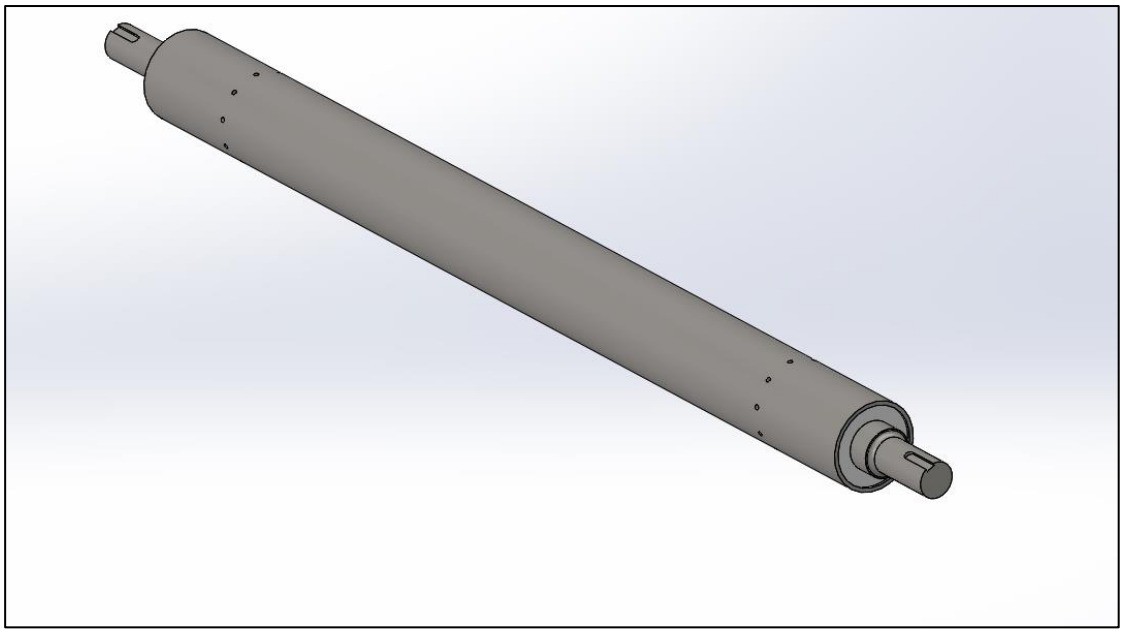
Kuvio 98. Uusi säädettävä liukujohde

6.4 Käyttöakseli

Porraserottelijassa voimansiirto tapahtuu kahdella tappivaihdemoottorilla, jotka ovat hammaskytkimien välityksillä kiinni käyttöakselissa. Tällä on pyritty mahdollistamaan tappivaihdemoottorien yhtenäinen pyöriminen, jotta kampimekanismit toimivat synkronissa. Nykyinen käyttöakseli on rakenteeltaan pitkä umpinainen akseli ja vaatii tuentaan yhteensä viisi laakeriyksikköä. Laakerituennassa aiheutuu ongelmaksi laakeripetien saman suuntaisuus. Laakeripetejä ei voida koneistaa samansuuntaisiksi välirungon koon vuoksi. Tämän vuoksi tukilaakereista haluttaisiin päästä eroon ja toteuttaa käyttöakseli pelkästään kahden laakeriyksikön ja hammaskytkimien varassa.

Suunnitteluun lähtötietona tuli toimeksiantajalta ehdotus, jossa umpinainen akseli korvattaisiin putkiakselilla. Kyseinen rakenne on käytössä toimeksiantajan toisessa tukinkäsittelylaitteessa, joten kyseistä rakennetta haluttiin hyödyntää myös porraserottelijassa. Putkiakseli koostuu rakenteeltaan päädyissä olevista umpiakseleista, jotka hitsataan neljän laipan välityksellä pyöreäänpukipalkkiin. Umpiakselit ovat hal-

kaisijaltaan 150 mm kohdasta, johonka kiinnityslaipat kiinnitetään hitsaamalla. Hammaskytkimien liitoskohdassa akseli on halkaisijaltaan 110 mm, sekä päätyyn on koneistettu kiilaurat standardin SFS 2636 mukaisesti. Putkipalkin seinämään porataan reikiä taaimmaisen kiinnityslaipan kohdalta, jotka tulppa hitsataan kiinni putkipalkkiin reikien välityksellä. Putkiakselin rakenne on havaittavissa kuviosta 99.



Kuvio 99 Putkiakselin rakenne

Putkiakselin kestävyyden varmistamiseksi vääntöön nähden lähdin laskemaan materiaalien kestoa sekä FEM analyysin tukemaan tuloksia. Maksimi vääntömomentti, joka kohdistuu umpiakseliin, syntyy tilanteessa, jossa toinen moottori pyörii toisen ollessa paikallaan. Vääntömomentiksi muodostuu tällöin tappivaihdemoottorin tuottama momentti eli 9010 Nm. Näillä tiedoilla saadaan laskettua umpiakselin vääntövastus, polaarinen neliömomentti sekä vääntöjännitys (Valtanen 2016, 273; 308). Umpiakselin arvot ovat laskettu akselin pienimmän halkaisijan mukaan. Taulukosta 9 voidaan nähdä umpiakselin laskentaprosessi. Maksimi vääntöjännitykseksi saadaan 34,47 MPa.

Taulukko 9. Umpiakselin vääntöjännitys

Umpiaseli

Tunnus	Arvo	Yksikkö
d	110	mm
M	9010000	Nmm

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$I_p = 14373756\ mm^4$$

$$W = \frac{I_p}{r}$$

$$W = \frac{144373756mm^4}{55mm}$$

$$W = 261341mm^3$$

$$\tau = \frac{M}{W}$$

$$\tau = \frac{90\ 010\ 000Nmm}{261341mm^3}$$

$$\tau = 34{,}47\ N/mm^2$$

I_p = polaarinen neliömomentti
M = Momentti
W = Vääntövastus
τ = vääntöjännitys

Saatua vääntöjännitystä vertaillaan koneenrakennuksessa sallittuihin jännityksiin. Taulukosta 10 voidaan nähdä taulukko sallituista jännityksistä. Taulukosta tarkastellaan materiaali saraketta, joka on Fe 50. Sarakkeesta tarkastellaan vääntö ja leikkausriviä. Kuormitustyypiksi valitaan 2 vaihtoehto, joka vastaa tykyttävää kuormitusta. Tällöin sallitun jännityksen vaihteluväliksi valikoituu 55-85 MPa. Tähän jännitys vaihteluväliin verrattaessa saatua 34,4 MPa suuruista jännitystä voidaan huomata, että

jännitys ei ylitä suurinta sallittua 85 MPa suuruista jännitystä. Tällöin voidaan todeta, että akseli kestää siihen kohdistuvan vääntöjännityksen.

Taulukko 10. Koneenrakennuksessa sallittuja jännityksiä (Valtanen 2016, 292)

17.3 Koneenrakennuksessa sallittuja jännityksiä (N/mm^2)

Aine		S 235	Fe 50[1)]	GS 45	GRS 150	GRS 250
Veto (σ)	I	100 … 150	140 … 210	100 … 150	35 … 45	65 … 85
	II	65 … 95	90 … 135	65 … 95	27 … 37	50 … 67
	III	45 … 70	65 … 95	45 … 70	20 … 30	35 … 50
Puristus (σ)	I	100 … 150	140 … 210	110 … 165	85 … 115	160 … 215
	II	65 … 95	90 … 135	70 … 105	55 … 75	100 … 135
	III	45 … 70	65 … 95	45 … 70	20 … 30	35 … 50
Taivutus (σ)	I	110 … 165	150 … 220	110 … 165	50 … 70	100 … 135
	II	70 … 105	100 … 150	70 … 105	35 … 50	65 … 90
	III	50 … 75	70 … 105	50 … 75	25 … 35	40 … 60
Vääntö ja leikkaus (τ)	I	65 … 95	85 … 125	65 … 95	40 … 55	75 … 100
	II	40 … 60	55 … 85	40 … 60	30 … 40	55 … 75
	III	30 … 45	40 … 60	30 … 45	20 … 30	35 … 50

Seuraavana tarkastelun kohteena toimii putkiakselin väännön kesto. Putkiakselinhalkaisijaksi valikoitui 273 mm ja seinämävahvuudeksi 8 mm. Taulukossa 11 on esitetty putkiakselin laskentaprosessi (Valtanen 2016, 273; 309). Maksimi vääntöjännitykseksi saadaan 10,5 MPa.

Taulukko 11. Putkipalkin vääntöjännitys

Putkiakseli

Tunnus	Arvo	Yksikkö
d	257	mm
D	273	mm
M	9010000	Nmm

$$I_p = \frac{\pi d^3 t}{4}$$

$$I_p = 116927722mm^4$$

$$W = \frac{I_p}{r}$$

$$W = \frac{116927722mm^4}{136{,}5mm}$$

$$W = 856613{,}3mm^3$$

I_p = polaarinen neliömomentti
M = Momentti
W = Vääntövastus
τ = vääntöjännitys

$$\tau = \frac{M}{W}$$

$$\tau = \frac{9\,010\,000Nmm}{856613{,}3mm^3}$$

$$\tau = 10{,}5\,N/mm^2$$

Saatua vääntöjännitystä vertaillaan koneen rakennuksessa sallittuihin jännityksiin. Taulukosta 10 voidaan nähdä taulukko sallituista jännityksistä. Taulukosta tarkastellaan putkipalkin materiaalin saraketta, joka on S235. Sarakkeesta tarkastellaan vääntö ja leikkaus- riviä. Kuormitustyypiksi valitaan 2 vaihtoehto, joka vastaa tykyttävää kuormitusta. Tällöin sallitun jännityksen vaihteluväliksi valikoituu 40-60 MPa. Tähän jännitys vaihteluväliin verrattaessa saatua 10,5 MPa suuruista jännitystä voidaan huomata, että jännitys ei ylitä suurinta sallittua 60 MPa suuruista jännitystä. Tällöin voidaan todeta, että akseli kestää siihen kohdistuvan vääntöjännityksen.

Putkiakselille tarkasteltiin myös omasta painosta aiheutuva taipuma. Taipuman selvittämiseksi tarvitaan terästen ominaisuuksia, kuten kimmokerrointa ja putoamiskiihtyvyyttä. Jäyhyysmomentin selvittämiseen tarvitaan käytettävän putken halkaisijat. Omasta painosta aiheutuva jatkuma kuorma saadaan selville putken painon ja pituuden avulla. Taulukossa 12 on esitetty putkiakselin laskentaprosessi taipuman suhteen. Laskennan kuormitustapauksena toimii tilanne, jossa kiinteä kappale on tuettuna kiinteästi molemmista päädyistä, sekä siihen kohdistuu koko kappaleen pituinen

jatkuvakuormitus (Valtanen 2016, 323; 390). Taipuman suuruudeksi saadaan 0,017 mm mikä on suhteellisen pieni eikä vaikuta rakenteen toimintaa.

Taulukko 12. Putkiakselin taipuma

Tunnus	Arvo	Yksikkö
l	3575	mm
E	210000	Mpa
m	185,5	kg
g	9,81	m/s^2

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

$$I = 58487476{,}9\ mm^4$$

$$q = \frac{mg}{l}$$

$$q = 0{,}509022378\ \text{N/mm}$$

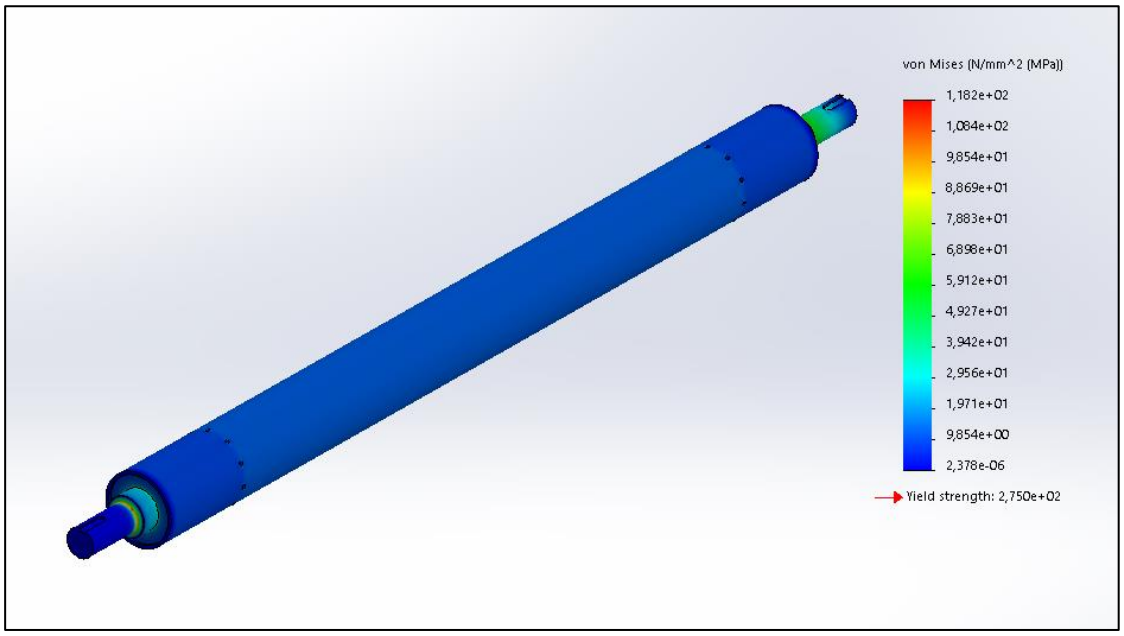
$$fm = \frac{ql^4}{384EI}$$

q= Jatkuva kuorma
E= Kimmokerroin
I= Jäyhyysmomenti

$$fm = \frac{0{,}5\ N/mm * 3575^4}{384 * 210000MPa * 58487476{,}9mm\text{^}4}$$

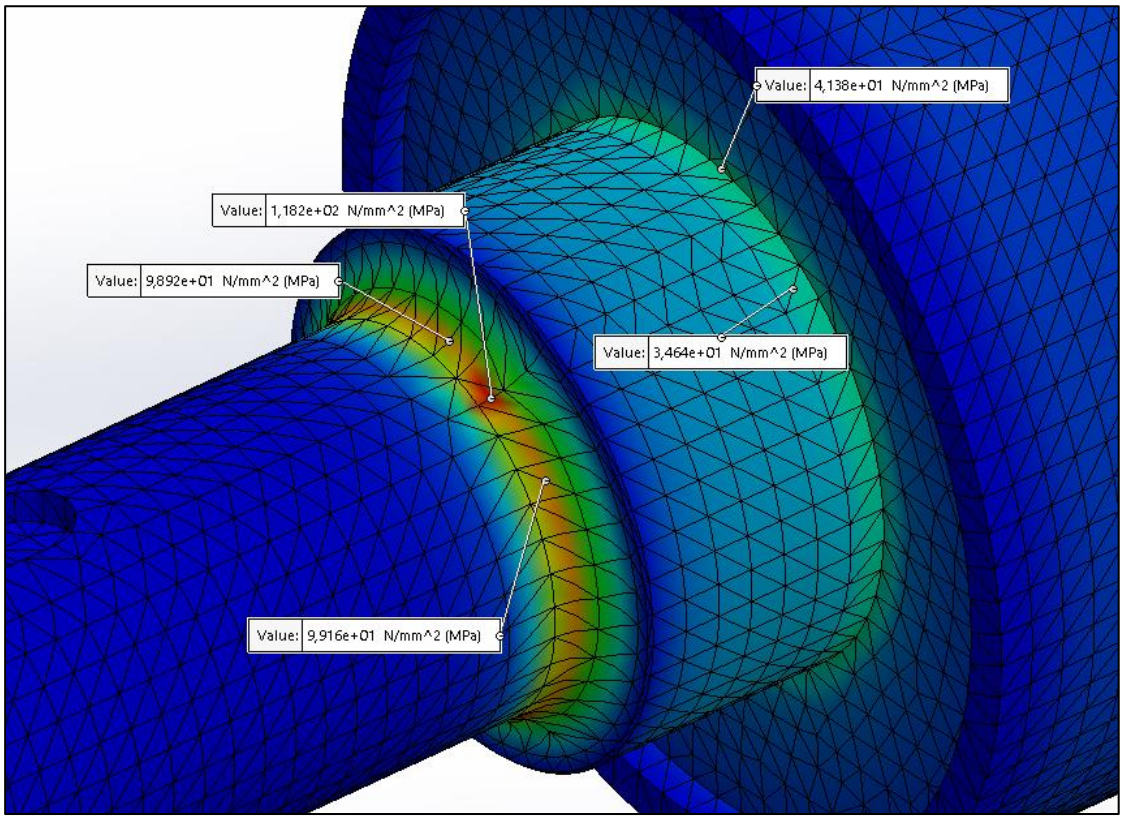
$$fm = 0{,}017629\ \text{mm}$$

Tukemaan saatuja tuloksia putkiakselille suoritettiin FEM-analyysi, jossa tarkasteltiin kokorakenteen kestävyyttä. Kiinnityspisteiksi käyttöakselille asetettiin sen käyttöympäristöä vastaavat kiinnitykset. Kiinnikkeinä toimivat umpiakseleiden päät, jotka ovat kiinni hammaskytkimissä. Näin ollen rakenteen kaikki liikeradat ovat lukittuja pyörimistä lukuun ottamatta. Kuormittavaksi voimaksi asetettiin maksimi vääntömomentti, jona toimii 9010 Nm. Elementtiverkon kokona toimii 3 mm. Näillä arvoilla jännityksiksi saadaan kuviossa 100 esitetyt arvot. Maksimi jännitykseksi saatiin 118 MPa.



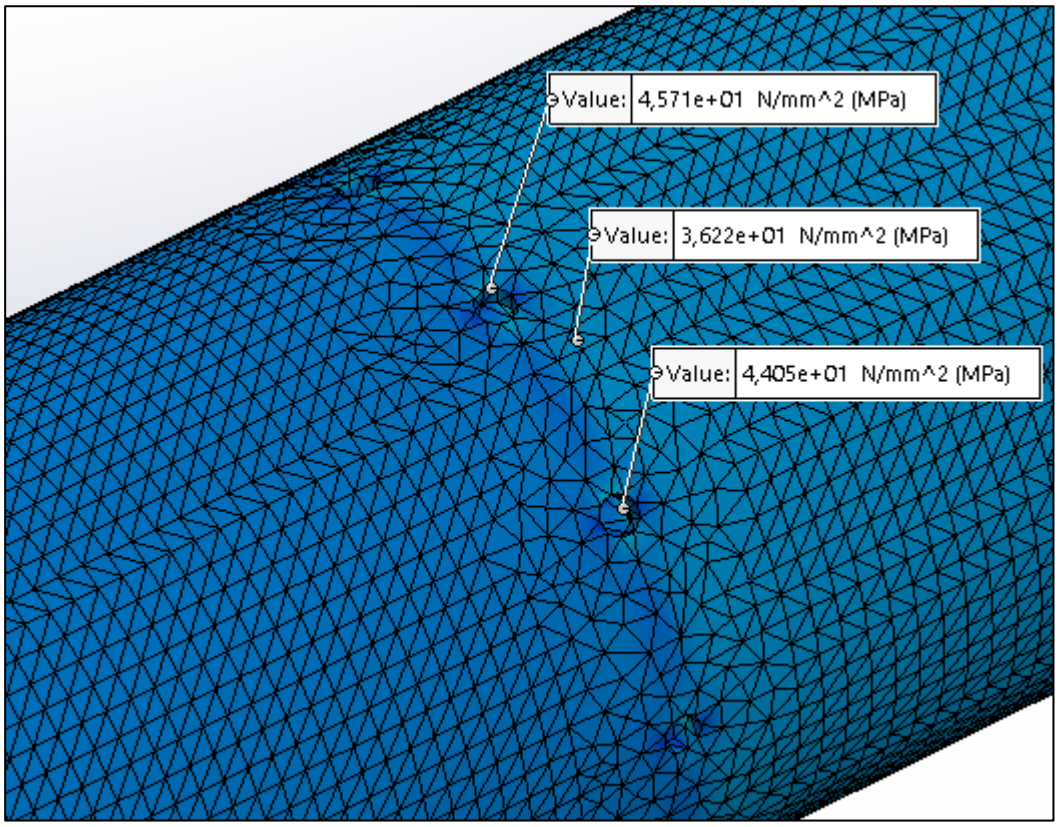
Kuvio 100. Putkiakselin jännitykset

Maksimi jännitykseksi syntyy 118 MPa. Kyseinen jännitys kohdistuu umpiakselin olakkeeseen, jossa akselin halkaisija vaihtuu. Kyseinen jännitys esiintyy kuitenkin singulariteettipisteenä yksittäisen elementin sisällä. Ympäröivät jännitykset vastaavalla alueella pyörähdyssymmetrisesti ovat n. 20 MPa pienempiä, joten kyseinen jännitys voidaan jättää huomioimatta. Suurimpana vaikuttavana jännityksenä voidaan pitää samalla alueella olevaa 98 MPa suuruista jännitystä, joka on havaittavissa kuviosta 101. Materiaalin myötörajaan nähden varmuudeksi saadaan $\frac{355\ MPa}{98\ MPa} = 3{,}6$.



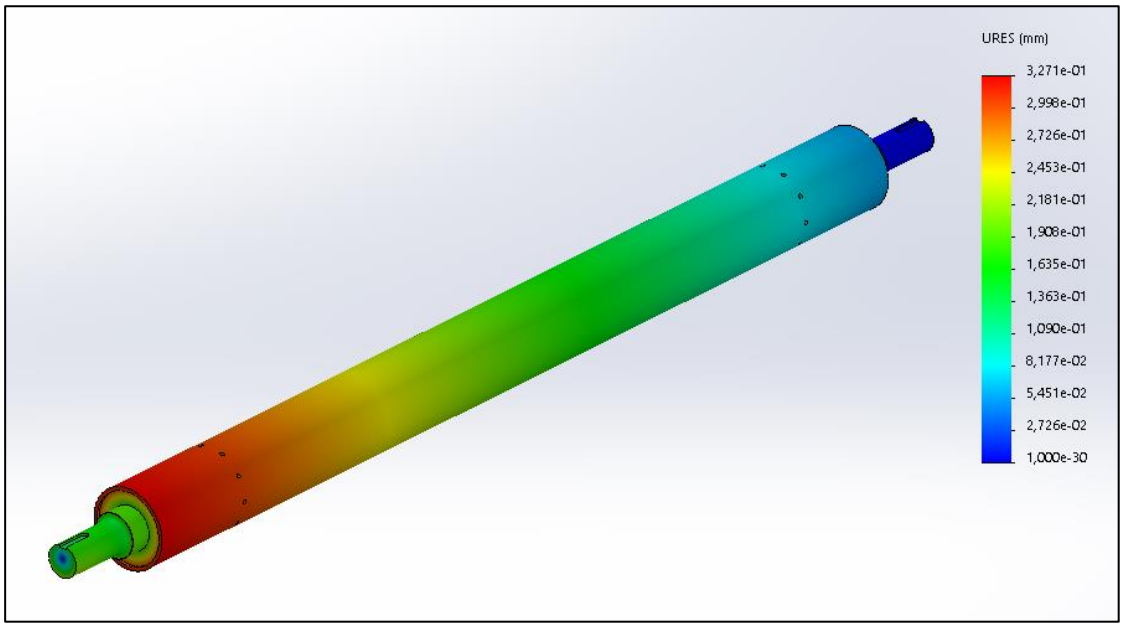
Kuvio 101. Umpiakselin jännitykset

Yhtenä tarkastelun kohteena toimi sisemmän kiinnityslaipan ja putken välinen kiinnityskohta. Vaikuttavat jännitykset eivät kuitenkaan ole alueella suuria, ja maksimissaan jännitys pyörii 50 MPa suuruudessa. Kuviosta 102 voidaan nähdä alueella vaikuttavat jännitykset.



Kuvio 102. Putkipalkin jännitykset

Jännitysten pysyessä suhteellisen pieninä muodonmuutoksetkin pysyvät pieninä. Pyöreänputkipalkin hyvästä taivutusvastuksesta johtuen syntyvät muodonmuutokset pysyvät pieninä. Suurin kiertymä syntyy putkiakselin toiseen päätyyn ja on suuruudeltaan vain 0,3 mm. Putkiakselin muodonmuutokset voidaan nähdä kuviosta 103.



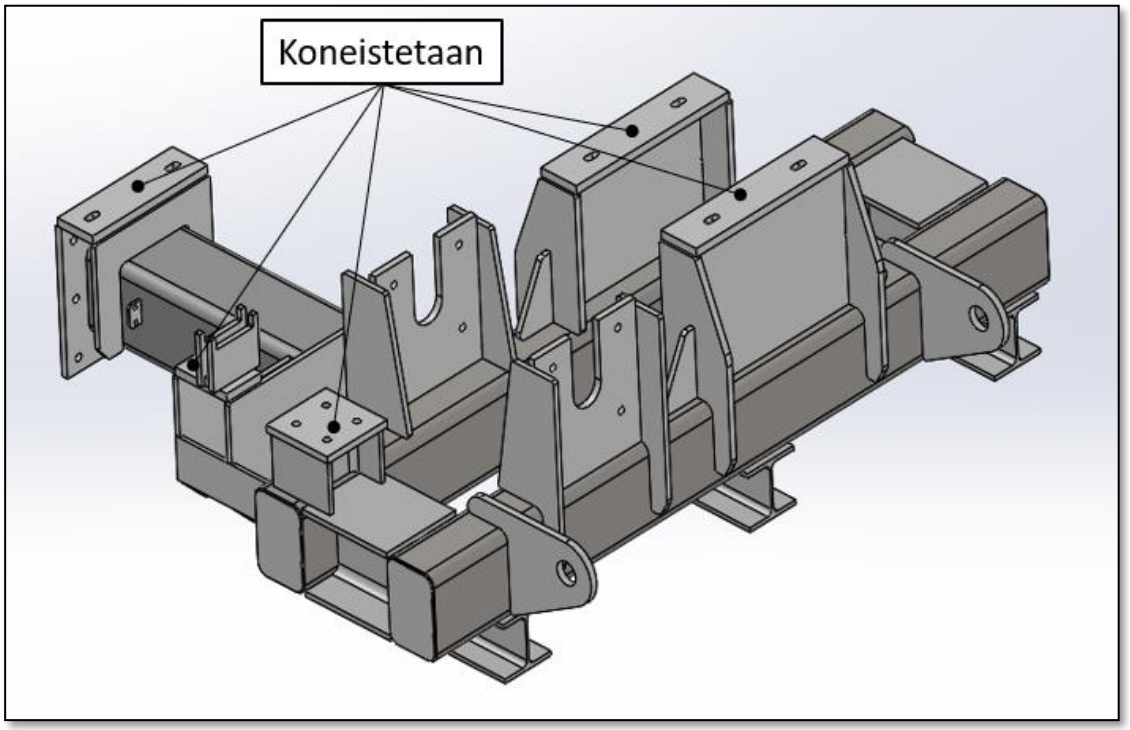
Kuvio 103. Putkiakselin kiertymä

Uudella putkiakselilla akseliston paino saadaan puolitettua, jolloin uuden akseliston painoksi muodostuu 300 kg. Uusi akseli vähentää myös kolmen laakeripedin ja laakeriyksikön tarvetta, joten ratkaisu vähentää valmistuskustannuksien ohella valmistusaikaa.

6.5 Runko

Rungon suunnittelussa pääpaino kohdistuu laakeripetien ja kulkujohteiden samansuuntaisuuteen. Nykyisessä rakenteessa ongelmaksi aiheutuu koneistamattomat laakeripedit. Laakereiden ollessa keskenään eroavia suuntauksissa, aiheutuu akseleille ylimääräisiä jännityksiä. Nämä jännitykset ovat olleet riittävän suuria aiheuttaen akselistolle ja muille rakenteille vaurioita. Toisena ongelmakohtana ovat toimineet kulkujohteiden samansuuntaisuudet. Eroavaisuudet kulkujohteiden välillä aiheuttaa portaiden kulkurullastoille ylimääräisiä voimia porrasrungon kierouden ohella. Nämä voimat ovat rasittaneet kulkurullastoja ja aiheuttaneet niiden rikkoutumisia. Nämä ovat suunnittelutyön keskeisimmät ongelmat, joihin pyritään löytämään ratkaisut.

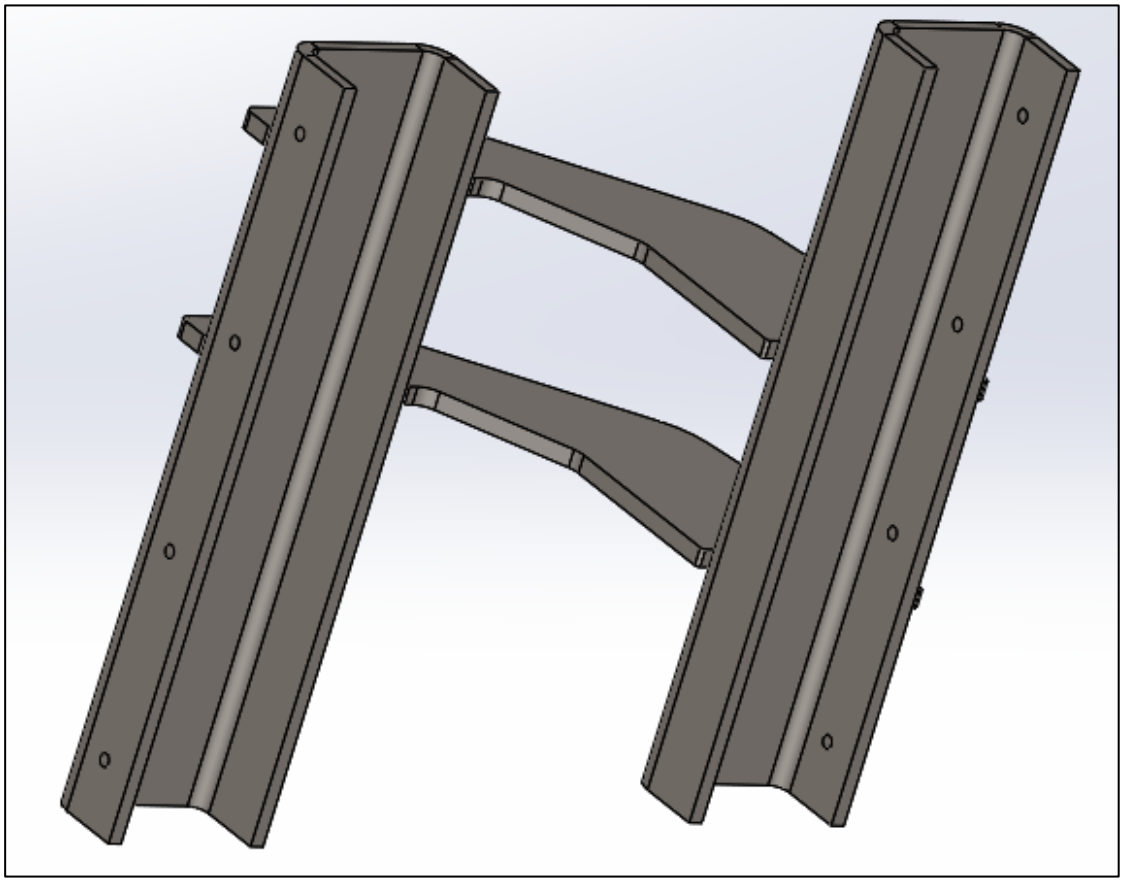
Suunnitteluvaihe alkoi laakeripetien samansuuntaisuuden ratkaisemiseksi. Vanha runko on rakenteeltaan yhtenäinen kokoonpano. Vanharakenne koostui myös pääosin taivutetuista levyprofiileista, mikä aiheuttaa lisää suuntaisuus eroja osien välille taivutusten takaisinjoustojen vuoksi. Uutta rakennetta lähdettiin suunnittelemaan koneistus mahdollisuus mielessä. Tässä rakenteessa päätylohkot olisivat erillisiä rakenteita, jotka ovat kiinni toisissaan pultattavalla välirungolla ja loppuluiskalla. Tässä rakenteessa päätylohkojen alusrunko olisi erillinen kokoonpano, joka mahtuisi koneistuskeskukseen. Tämän avulla laakeripedit saataisiin koneistettua samansuuntaisiksi. Laakeripetien ohella myös tappivaihdemoottorin taso sekä kulkujohteiden rungonalusta saadaan koneistettua. Kuviossa 104 on esitetty uuden päätylohkon alusrungon rakenne.



Kuvio 104. Päätylohkon koneistettava alusrunko

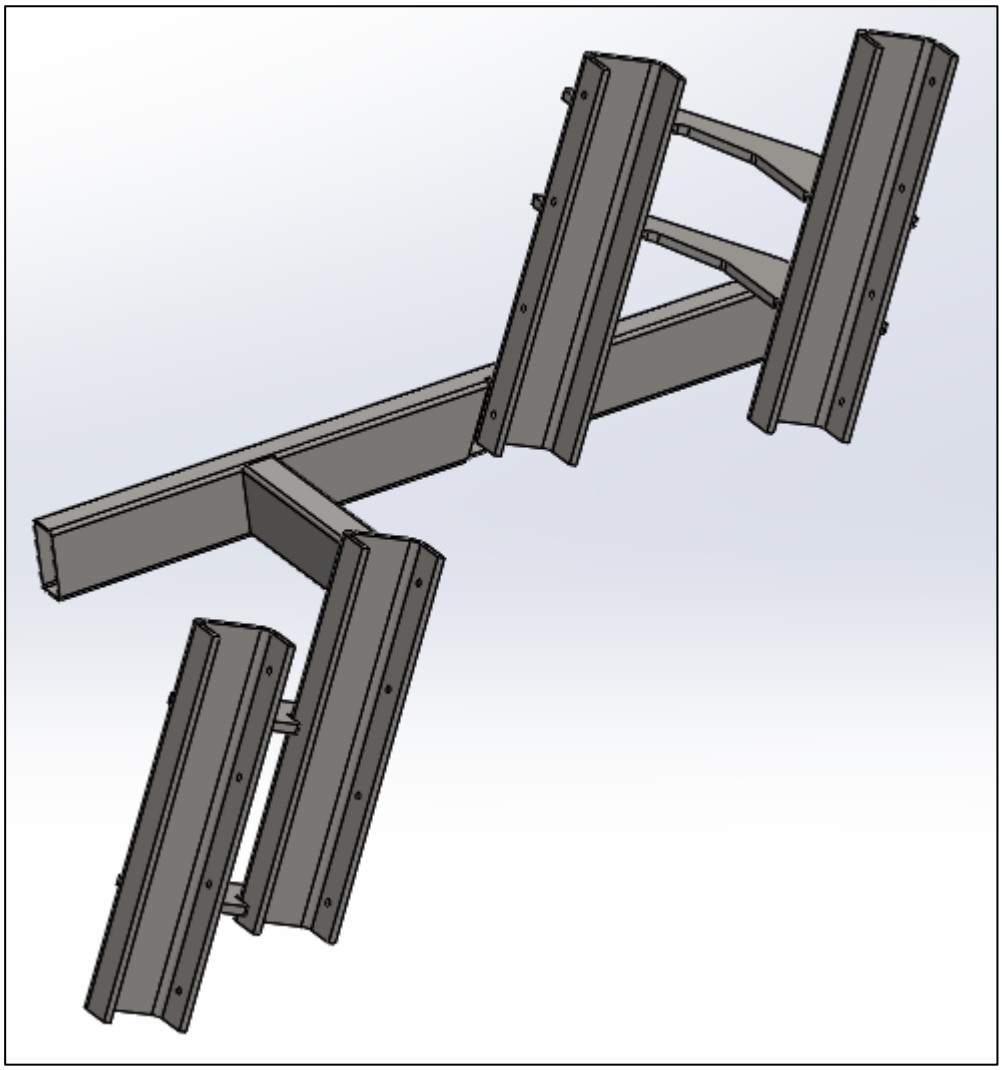
Laakeripetien koneistuksen jälkeen alusrunkoon hitsataan ja pultataan päätylohkon loppurakenne. Liukujohteiden samansuuntaisuuden turvaamiseksi liukujohteet hitsataan pareittain toisiinsa kiinni välikappaleiden avulla, joka on nähtävissä kuviosta 105. Tämän ratkaisun avulla pienen tilavaatimuksen johdosta liukujohteet saadaan

suunnattua työpöydällä ja hitsattua kasaan. Liukujohteiden kiinnityksessä on hyödynnetty polttoleikkeissä paikoitusmenetelmää. Polttoleikkeissä on liukujohteille ns. paikoituskolot, jotka estävät liukujohteen liikeradan kahdessa suunnassa. Tämä helpottaa osien välistä kokoonpantavuutta.



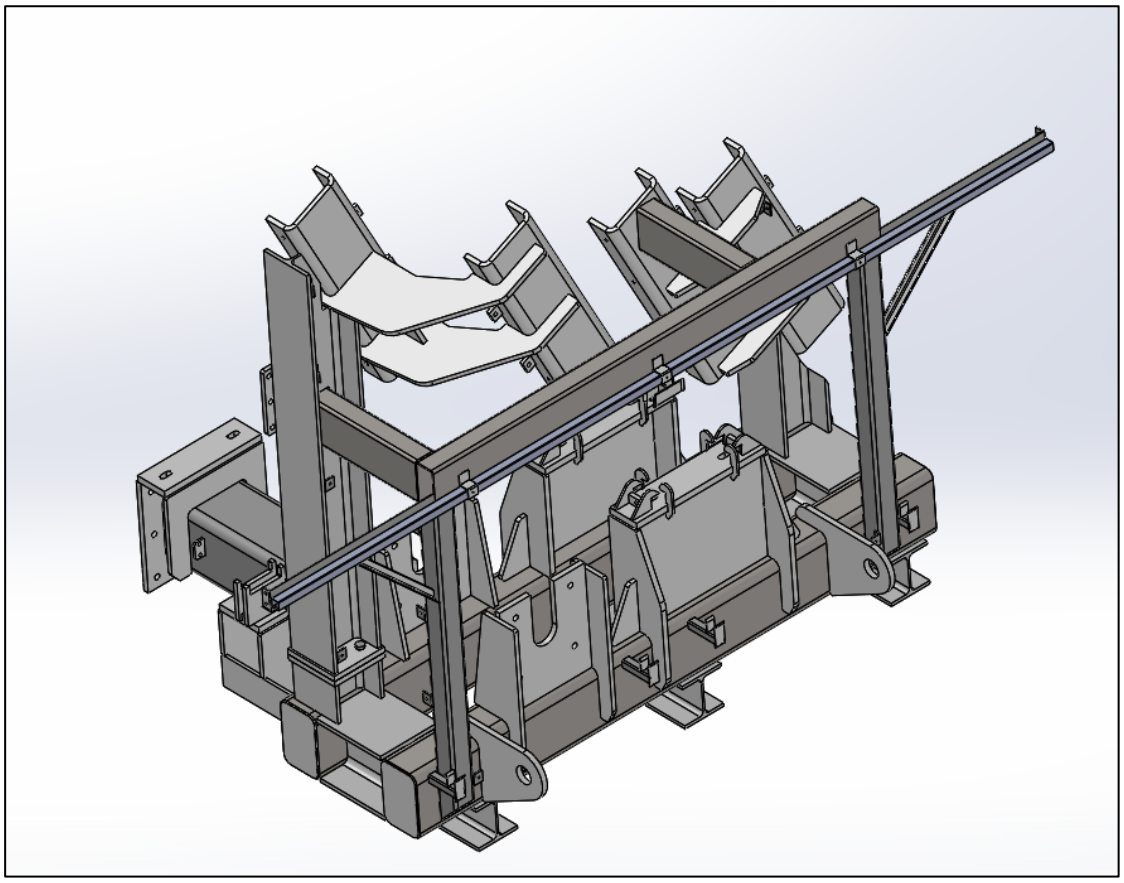
Kuvio 105. Liukujohde pari

Liukujohde parien ollessa hitsattuja ne kiinnitetään ns. hitsausjigiin. Hitsausjigissä liukujohde parit kiinnitetään toisiinsa välikappaleen avulla, jona toimii tässä tapauksessa putkipalkki. Putkipalkkiin on polttoleikattu toista liukujohdetta paikoituskolo, jolla helpotetaan kokoonpanon kasattavuutta. Hitsausjigin ansiosta liukujohteet saadaan vielä helposti maassa suunnattua oikein keskenään, jonka jälkeen ne kiinnitetään päätylohkon rakenteeseen. Kuviossa 106 on esitetty hitsausjigin rakenne.



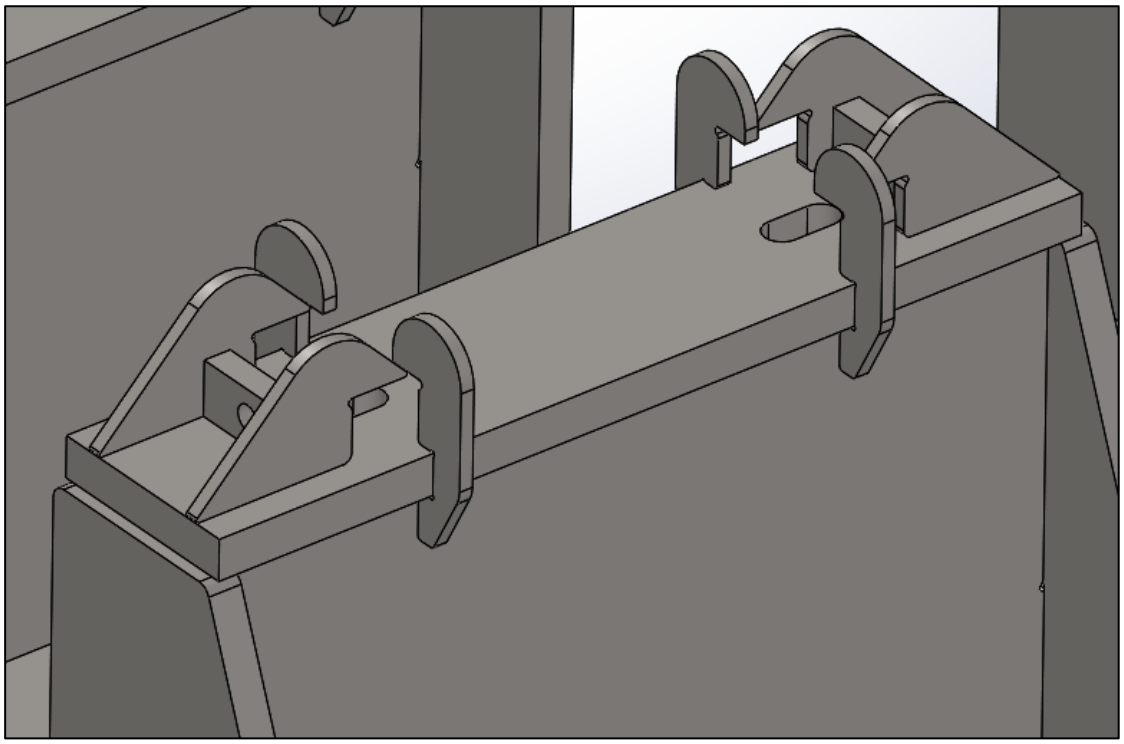
Kuvio 106. Liukujohteiden hitsausjigi

Hitsausjigin ollessa valmis, kiinnitetään se lopulliseen päätyrakenteeseen. Päätylohkossa kiinnitetään loput rungon osat sekä suojien kiinnikkeet. Valmistunut päätylohko voidaan nähdä kuviosta 107. Päätylohkon valmistuessa aloitetaan toisen päätylohkon valmistus. Pultattavan rungon avulla toinen lohko saadaan kiinnitettyä päätylohkon viereen, jonka avulla toisen päätylohkon liukujohteet saadaan suunnattua samansuuntaisiksi toisen kanssa.



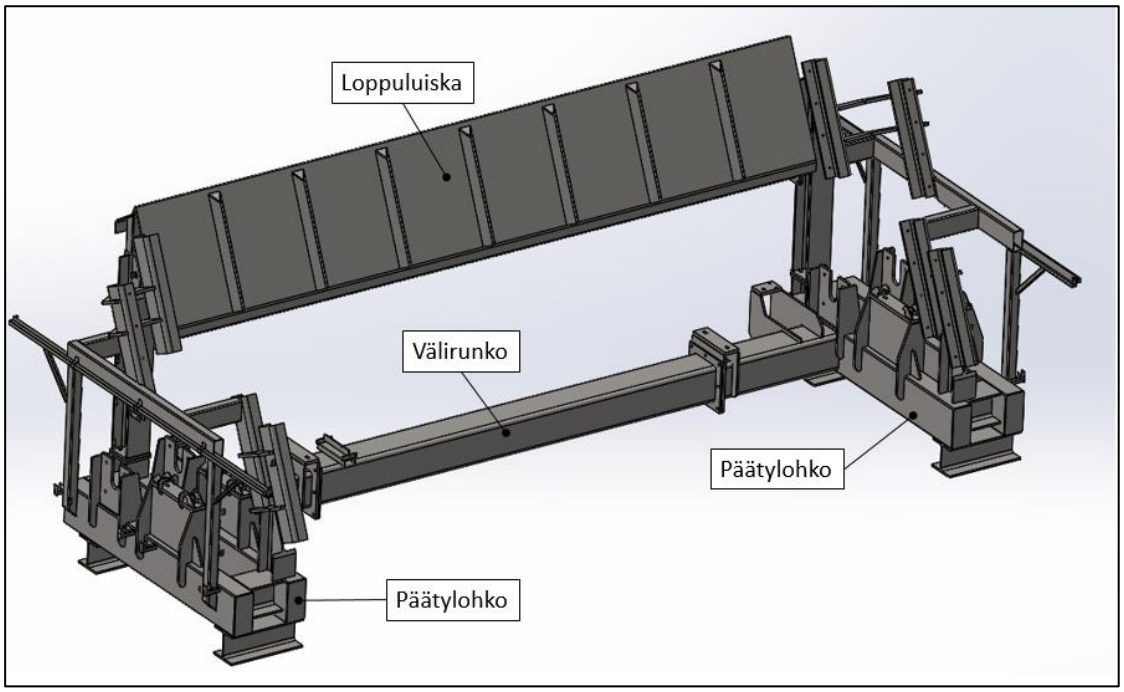
Kuvio 107. Päätylohkon rakenne

Päätylohkojen ollessa valmiit niihin sovitetaan kampimekansimi, jonka jälkeen laakerit ja akselit sovitetaan ja suunnataan keskenään. Tämän jälkeen laakereihin hitsataan varmistuspalat lukitsemaan laakereiden liikeradat. Kuviosta 108 voidaan nähdä tarkemmin laakereiden lukitus ja säätöpalat.



Kuvio 108. Laakeriyöksiköiden lukituspalat

Päätylohkojen valmistuessa runko kasataan. Rungon osat pultataan toisiinsa kiinni ja lukitehitsataan varmistukseksi. Tämän jälkeen runkorakenne on valmis pääkokoonpanoa varten. Kuviossa 109 on esitetty runkorakenne kokonaisuutenaan.



Kuvio 109. Runkorakenne

Uuden pultattavan runkorakenteen avulla laakeripedit saadaan koneistettua samansuuntaisiksi ja liukujohteet kohdistettua paremmin, jolloin epäsymmetrisyydestä syntyvät jännitykset saadaan pienennettyä.

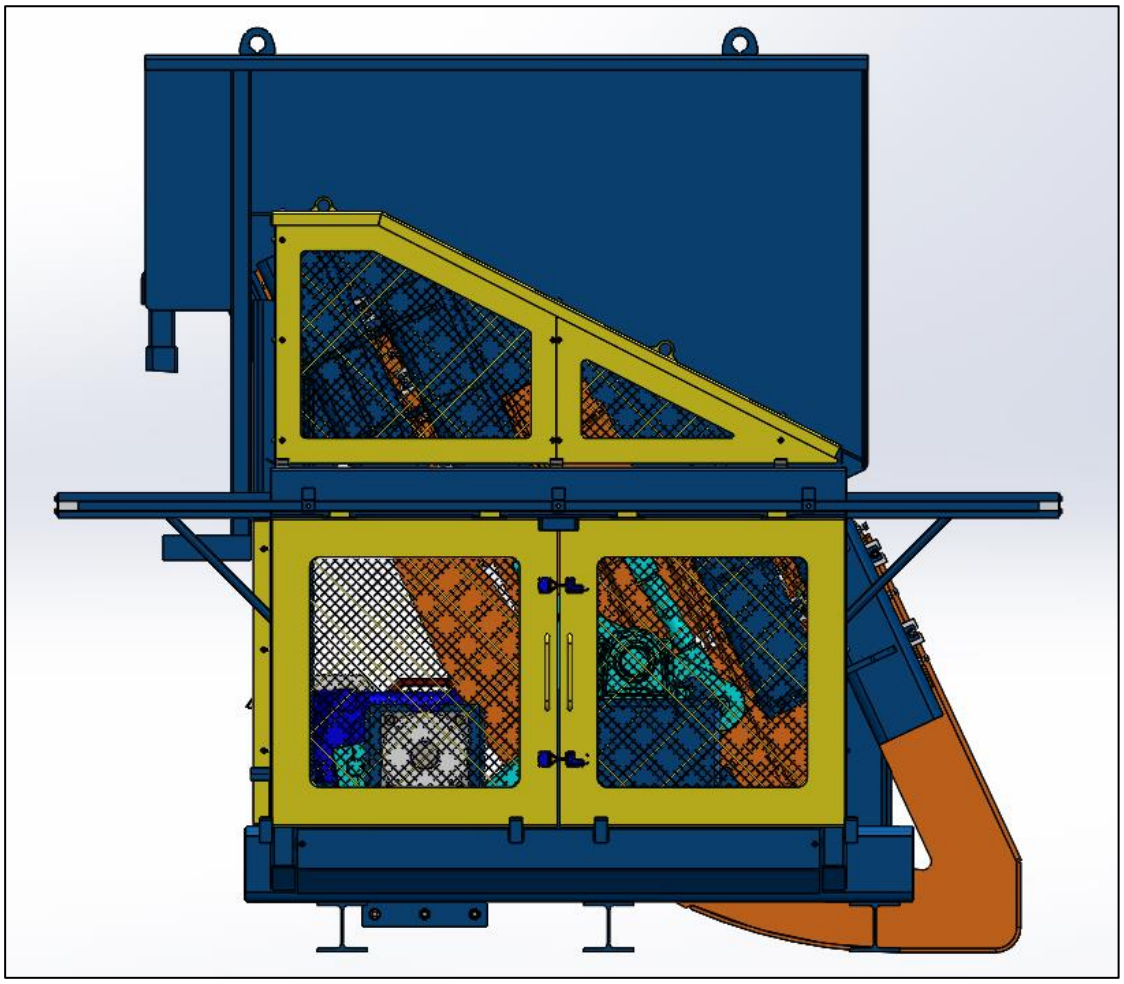
6.6 Suojalaidat ja verkkosuojat

Suojalaidat ja verkkosuojat on suunniteltu koneturvallisuusstandardi SFS-EN ISO 12100 alaisuuteen kuuluvan SFS-EN ISO 13857 mukaan. Standardissa on annettu sallittavat mitat suojaverkkojen ja suojien välien suhteen. Mittoihin vaikuttavat etäisyydet suojista liikkuviin osiin. Porraserottelijan suojat on suunniteltu estämään vähintään 14-vuotiaan henkilön kämmenen pääsy 120 mm päähän suojien välistä. Tälle ehtona toimii, että suojien välit saavat olla maksimissaan 20 mm (SFS-EN ISO 13857, 2019). Toisena suunnittelun lähtökohtana toimi SFS-EN 349 + A1 standardi. Kyseinen standardi käsittelee vähimmäisetäisyyksiä kehonosien puristumisvaaran välttämiseksi. Standardit SFS-EN 349 + A1 ja SFS-EN ISO 13857 ovat näin ollen toistensa kaltaisia, joskin 349 standardi käsittelee koko kehoa ja 13857 vain ylä- ja alaraajoja (SFS-EN 349 + A1, 2008). Yhtenä suunnittelun pohjan toimi myös standardi SFS-EN

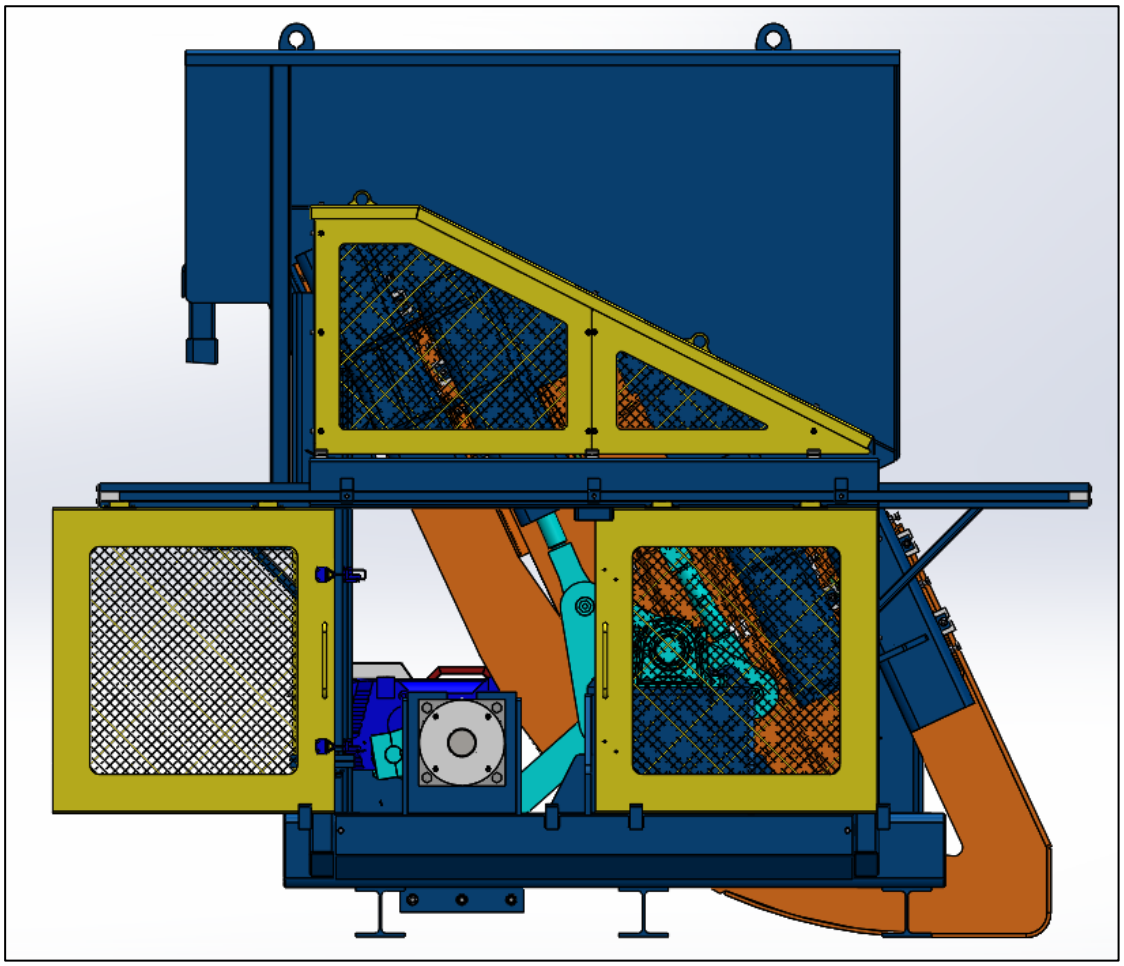
953 + A1. Kyseinen standardi käsittelee yleisiä kiinteiden ja avattavien konesuojien suunnittelu periaatteita (SFS-EN 953 + A1, 2008).

Suunnittelussa päädyttiin käyttämään liukujohteiden suojaamisessa kiinteitä ruuviliitoksin kiinnitettäviä suojuksia. Suojuksien kyljissä on aukot mihin kiinnitetään suojaverkot. Verkkona käytetään salmiakki kuvioitua verkkoa 30 mm aukoilla ja 3 mm lanka vahvuudella. Päälisuojuksena toimii umpinainen levy, jonka tarkoituksena on estää mahdolliset portailta putoavat tukit ja roskien pääsy mekanismiin.

Kampimekanismin suojauksessa on käytetty sekä kiinteitä suojia sekä avattavia suojia. Avattaviksi suojiksi päädyttiin hyödyntämään liukuovia, jolla mahdollistetaan suojien vaivaton avaaminen huoltotöiden yhteydessä. Suunnittelussa pohdittiin toisina vaihtoehtoina kiinteitä suojuksia sekä avattavaa saranoitua suojusta. Avattavan suojuksen ongelmana on huoltotason tilan vieminen, joten päädyttiin hyödyntämään liukuovia. Liukuovien liukukiskot ja liukurullat ostetaan alihankintana. Liukuovet on suunniteltu samoilla kriteereillä kuin muut suojat täyttääkseen standardien asettamat vaatimukset. Liukuovet lukitaan kahdella ruuvilla kiinni sekä liukuovien välille tulee kaksiosainen ovikytkin, joka estää pääsyn laitteeseen sen käydessä. Kuvioista 110 ja 111 voidaan nähdä liikkuvien osien suojukset kokonaisuudessaan.



Kuvio 110. Päätylohkon suojukset



Kuvio 111. Päätylohkonsuojukset

7 Johtopäätökset ja pohdinta

Suunnitteluprosessissa luodut yksittäiset kokoonpanot yhdistettiin lopulliseen pääkokoonpanoon. Osista ja kokoonpanoista luotiin valmistuskuvat sekä osa- ja materiaaliluettelot. Osa- ja Materiaaliluettelon kansilehti on nähtävissä liitteessä 5. Lopullinen porraserottelija on esitetty liitteissä 6 ja 7.

Opinnäytetyöllä saadut tulokset vastasivat niin toimeksiantajan sekä asiakkaan vaatimuksiin. Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella uusi versio porraserottelijasta, joka korjaisi vanhassa erottelijassa havaitut ongelmakohdat. Edellä mainittuja ongelmakohtia olivat porraslohkojen suuret massat, kampimekanismin vaurioituminen, te-

lirullastojen rakenne ja välyksen poisto sekä päätylohkojen laakeripetien samansuuntaisuus. Opinnäytetyöni avulla jokaiseen ongelmakohtaan löydettiin uusi korvaava ratkaisu suunnitteluprosessissa. Luonnosteluvaiheessa saatuja ideoita karsittiin hyödyntämällä painopistearviointia, jonka avulla paras idea valittiin jatkokehittelyyn. Jatkokehittelyssä mallista luotiin lopullinen versio, joita tarpeen tullen muutettiin havaittujen ongelmien löytyessä.

Suunnitteluprosessissa suunnitelluille kokoonpanoille ja osille suoritettiin FEM-analyysejä, joissa tarkasteltiin niiden kestämistä käyttöympäristössä aiheutuviin kuormituksiin. Jokainen kokoonpano ja osa laskettiin riittävällä varmuudella myötörajaan nähden, jotta niiden kestäminen käyttöympäristössä olisi riittävä. Osalle osista suoritettiin myös käsin laskennat, joissa tarkasteltiin niiden kestämistä eri kuormitus tyyppeihin. Kulkurullastoon valittavat laakerit laskettiin käsin hyödyntämällä SKF-sivulla olevia monipuolisia laakerinvalinta työkaluja sekä kaavoja laakerien kuormitusten laskentaan sekä elinikään.

Suunnitteluprosessissa saadut mallit kasattiin pääkokoonpanoon, joka siirtyi toimeksiantajan tarkistukseen, sekä mahdolliselle asiakkaalle myyntitarjoukseen. Porraserottelijaa räätälöitiin sopimaan asiakkaan ehdottamiin vaatimuksiin, jonka jälkeen porraserottelijan myynti varmistui. Uusi porraserottelija korvaa asiakkaalla olevan vanhan porraserottelijan, jonka käytössä on ollut useita ongelmia. Uusi porraserottelija siirtyy ensimmäistä kertaa testiajoon, josta saadaan tarkempaa tietoa uuden erottelijan toiminnasta ajotilanteessa. Testiajossa saatujen tietojen ja huomioiden avulla saadaan selville uuden porraserottelijan toimivuus sekä mahdolliset ongelmakohdat, joita voidaan ratkaista tulevaisuudessa seuraavan porraserottelijan suunnitteluprosessissa.

Pohdittaessa opinnäytetyössä saadun tulosten oikeellisuutta ja luotettavuutta pääpaino keskittyy tutkimusmenetelmiin ja tutkimusta tukeviin aineistoihin. Hyvän tutkimuksen tunnuspiirteitä ovat reliabiliteetti ja validiteetti, joita pyrittiin perustelemaan painopistearvioinnin ja FEM-analyysien avulla. Lähteitä valittaessa lähdekritiikki oli läsnä, jonka avulla karsittaisiin vanhat ja epäluotettavat lähteet. Osa käytetyistä lähteistä saattavat olla vanhoja, mutta esimerkiksi lujuusopilliset ilmiöt ja materiaalien

ominaisuudet ovat tiedettyjä ilmiöitä teollisuuden ajoilta, jolloin tieto ei ole muuttunut. Sama pätee myös matemaattisiin ratkaisuihin. Myös suunnitteluprosessit ovat vanhoja menetelmiä, joiden hyödyt on todennettu käytännössä. Näin ollen ne ovat säilyneet samoina vuosia. Tosin uusiakin suunnitteluprosesseja löytyy, mutta perustuvat paljolti vanhoihin suunnitteluprosesseihin.

Tutkimusmenetelmältään opinnäytetyö on kehittämistutkimus. Kehitystutkimus sopi opinnäytetyöntoteutukseen hyvin, sillä työn kohteena oli vanhan tuotteen kehittäminen. Opinnäytetyön rakenne koostuu kehittämistutkimuksen vaiheisiin, joka soveltuu hyvin koneensuunnitteluprosessin vaiheisiin. Tiedonkeruumenetelmänä opinnäytetyössä hyödynnettiin kvalitatiivista tutkimusotetta. Opinnäytetyön aikana tiedonkeruuseen ei hyödynnetty haastatteluja, jotka ovat yleisiä kvalitatiiviselle tutkimusotteelle. Käytössäni oli kattava kansio, jossa on laitekohtaisesti havaitut ongelmat, joita asiakkailla on ilmennyt. Tämän avulla ilmeni tieto kuvineen ongelmista, joita on todettu useammalla asiakkaalla ja antoi hyvän lähtökohdan suunnitteluprosessille.

Jatkokehityksenä porraserottelijan kulkurullaston laakerointia voisi tarkastella uudelleen. Kulkurullastossa käytettävä laakerointi valikoitui alkuperäisen mukaan, mutta laakeriksi valittiin järeämpi yksilö. Kulkurullaston laakeroinnin pyörimisnopeus on kuitenkin suhteellisen hidas, johon urakuulalaakereita ei ole suunniteltu. Kyseiseen käyttökohteeseen olisi siis pohdittava mahdollisesti toisen laakerityypin hyödyntämistä.

Toisena jatkokehitystyönä voisi olla porraserottelijaa rasittavien kuormitusten määrittäminen. Väsymiskuormituksen määrittämiseksi tulisi mitata käytössä aiheutuvat jännitykset, jotta käyttösyklien määrä saataisiin selville. Nykyisin ei ole tiedossa kuormittavia tekijöitä, vaan ne ovat arvioitu karkeasti yläkanttiin. Tarkemmalla tiedolla rakenteet saataisiin optimoitua painon ja kestävyyden suhteen paremmin, jolloin pystyttäisiin mahdollisesti säästämään entistä enemmän materiaali- ja valmistuskustannuksissa.

Lähteet

Airila, M. Karjalainen, J. Mantovaara, U. Nurmi, L. Ranta, A. Verho, A. 1985. Koneenosien suunnittelu 1. WSOY.

Comsol. N.d. The Finite Element Method (FEM). Viitattu 5.2.2020. https://www.comsol.se/multiphysics/finite-element-method

Finlex. 2008. Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta. Viitattu 4.2.2020. https://www.finlex.fi/fi/laki/ajantasa/2008/20080400

Jokinen, T. 2001. Tuotekehitys. Aalto-yliopisto. Viitattu 25.2.2020. http://lib.tkk.fi/Reports/2010/isbn9789526033204.pdf

Lehtonen, U. 1975. Kone-elinten lujuusoppi. Otava.

Logan, D. 2007. A First Course in the Fine Element Method, Fourth edition. Canada: Nelson, a division of Thompson Canada.

Nord-Lock Group. N.d. Expanader. Viitattu 20.3.2020. https://www.nord-lock.com/fi-fi/expander-system/

Nordautomation Oy. N.d. Teknisiä ratkaisuja tukinkäsittelyyn. Viitattu 25.1.2020. https://nordautomation.fi/fi/

Pavlou, Dimitrios G. 2015. Essentials of the Finite Element Method – For Mechanical and Structural Engineers. Academic Press.

Puuinfo. N.d. Lujuusteknillisiä ominaisuuksia. Viitattu 15.4.2020. https://www.puuinfo.fi/puutieto/puu-materiaalina/lujuusteknisiä-ominaisuuksia

Rasitus. 2005. Tampereen teknillinen yliopisto. Viitattu 16.4.2020. http://www.tut.fi/vmv/2005/vmv_2_1_1.php

SFS. N.d. Mitä standardisointi on? Viitattu 4.2.2020. https://www.sfs.fi/standardien_laadinta/mita_standardisointi_on

SFS-EN 349 + A1. 2008. Koneturvallisuus. Vähimmäisetäisyydet kehonosien puristumisvaaran välttämiseksi. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

SFS-EN 953 + A1. 2009. Koneturvallisuus. Suojukset. Kiinteiden ja avattavien suojusten suunnittelun ja rakenteen yleiset periaatteet. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

SFS-EN ISO 12100. 2010 Koneturvallisuus. Yleiset suunnitteluperiaatteet, riskin arviointi ja riskin pienentäminen. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto.

SFS-EN ISO 13850. 2008. Koneturvallisuus. Hätäpysäytys. Suunnitteluperiaatteet. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto.

SFS-EN ISO 13857. 2019. Koneturvallisuus. Turvaetäisyydet yläraajojen ja alaraajojen ulottumisen estämiseksi vaaravyöhykkeelle. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

Siirilä, T. Pahkala, J. 2009. EU-määräysten mukainen koneiden turvallisuus. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.

Siirilä, T. 2008 Koneturvallisuus, EU:n direktiivien ja standardien soveltaminen käytännössä. Keuruu: Otavan kirjapaino Oy.

Siirilä, T. 2009. Koneturvallisuus, Ohjausjärjestelmät ja turvalaitteet. Keuruu: Otavan kirjapaino Oy.

SKF. 2005. General Catalogue. Germany: Media-Print.

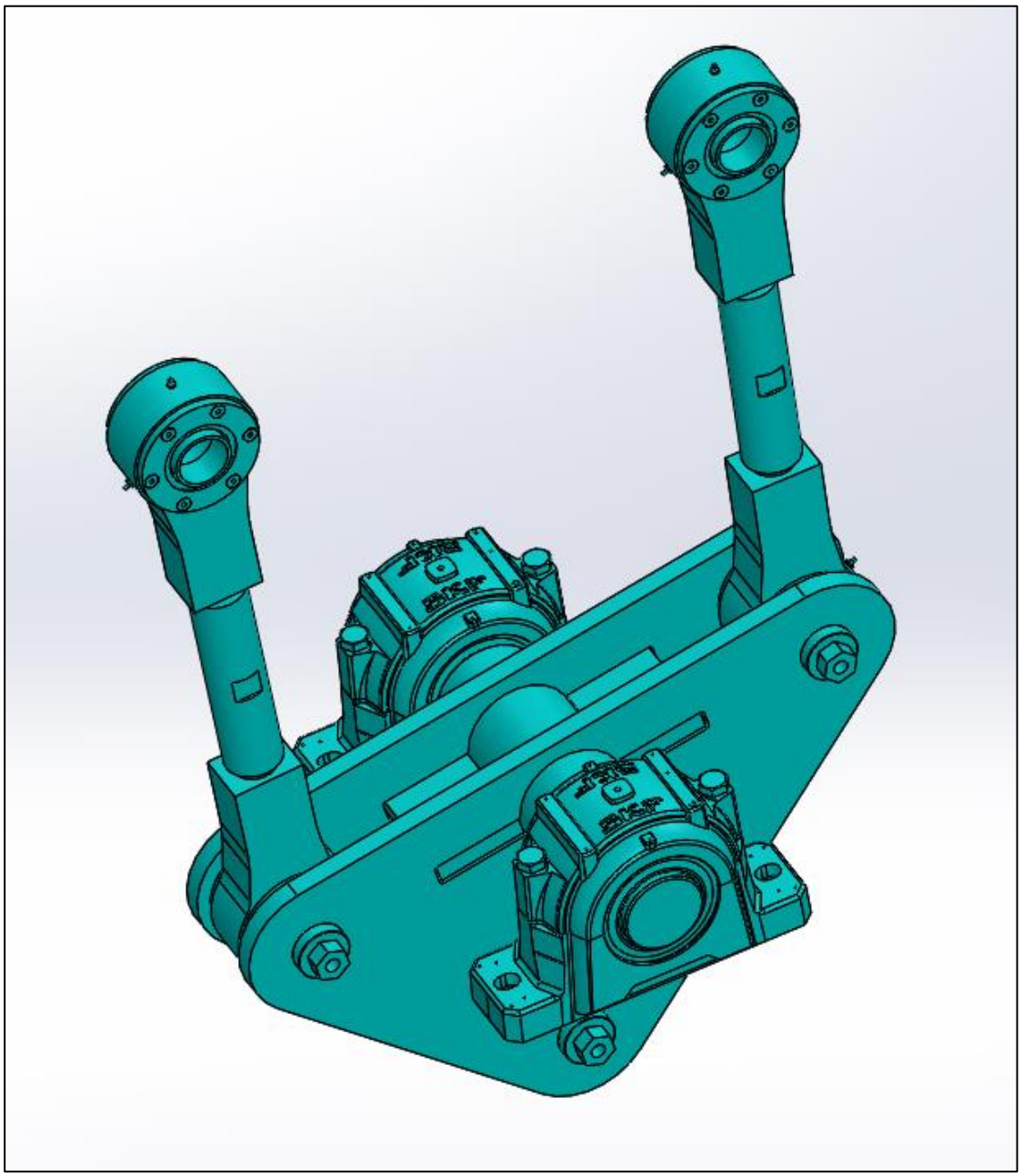
SKS Group. N.D. Kiinnitysholkit Bonfix. Viitattu 15.4. 2020 https://www.sks.fi/tuotteet/kytkimet-ja-vapaapyorat/kiinnitysholkit-bonfix

Valtanen, E. 2016. Tekniikan taulukkokirja. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.

Zienkiewicz, O. C, Fox, D. A, Taylor, R. L. 2014. The Finite Element Method For Solid and Structural Mechanics. Butterworth-Heinemann.

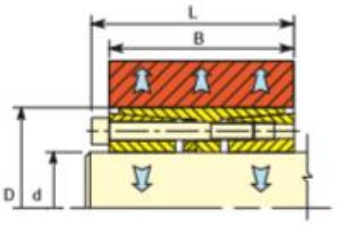
Liitteet

Liite 1. Kampimekanismi



Liite 2. Kiristysholkki

BONFIX 9700



BONFIX 9500

d mm	D mm	M mm	B mm	L mm	T_s Nm	T Nm	F kN	P N/mm²
25	50	M 6	45	51	17	700	55	80
28	55	M 6	45	51	17	1000	70	90
30	55	M 6	45	51	17	1200	70	90
32	60	M 6	45	51	17	1300	70	90
35	60	M 6	45	51	17	1400	70	90
38	65	M 6	45	51	17	1850	90	100
40	65	M 6	45	51	17	2000	100	100
42	75	M 8	45	51	41	2900	140	130
45	75	M 8	45	51	41	3200	140	130
48	80	M 8	62	70	41	3400	140	80
50	80	M 8	62	70	41	3600	140	80
55	85	M 8	62	70	41	4000	140	80
60	90	M 8	62	70	41	5400	170	90
65	95	M 8	62	70	41	5800	170	90
70	110	M 10	76	86	83	10300	280	100
75	115	M 10	76	86	83	11000	280	100
80	120	M 10	76	86	83	14000	340	110
85	125	M 10	76	86	83	15000	340	110
90	130	M 10	76	86	83	16000	340	100
95	135	M 10	76	86	83	17000	340	100
100	145	M 12	98	110	145	26000	500	100
110	155	M 12	98	110	145	29000	500	100
120	165	M 12	98	110	145	36500	600	110
130	180	M 14	114	128	230	45400	700	100
140	190	M 14	114	128	230	57000	800	110
150	200	M 14	114	128	230	70000	900	120
160	210	M 14	114	128	230	75000	900	110
170	225	M 16	146	162	355	95000	1100	100
180	235	M 16	146	162	355	115000	1200	110
190	250	M 16	146	162	355	121500	1200	100
200	260	M 16	146	162	355	128000	1200	100
220	285	M 16	146	162	355	170000	1550	107
240	305	M 16	146	162	355	205000	1710	109
260	325	M 16	150	166	355	228000	1760	110
280	355	M 20	177	197	690	310000	2240	105
300	375	M 20	177	197	690	375000	2500	110
320	405	M 20	177	197	690	420000	2620	105
340	425	M 20	177	197	690	465000	2740	104
360	455	M22	202	224	930	588000	3267	100
380	475	M22	202	224	930	650000	3421	101
400	495	M22	202	224	930	720000	3600	105
420	515	M22	202	224	930	750000	3571	101
440	535	M22	202	224	930	790000	3591	98
460	555	M22	202	224	930	830000	3609	94
480	575	M22	202	224	930	1000000	4167	106

BONFIX 9500

d mm	D mm	M mm	B mm	L mm	T_s Nm	T Nm	F kN	P N/mm²
500	595	M22	202	224	930	1050000	4200	102
520	615	M22	202	224	930	1170000	4500	106
540	635	M22	202	224	930	1200000	4444	103
560	655	M22	202	224	930	1300000	4643	106
580	675	M22	202	224	930	1390000	4793	103
600	695	M22	202	224	930	1480000	4933	103

Koosta (d) 400 alkaen ulkorengas halkaisematon.

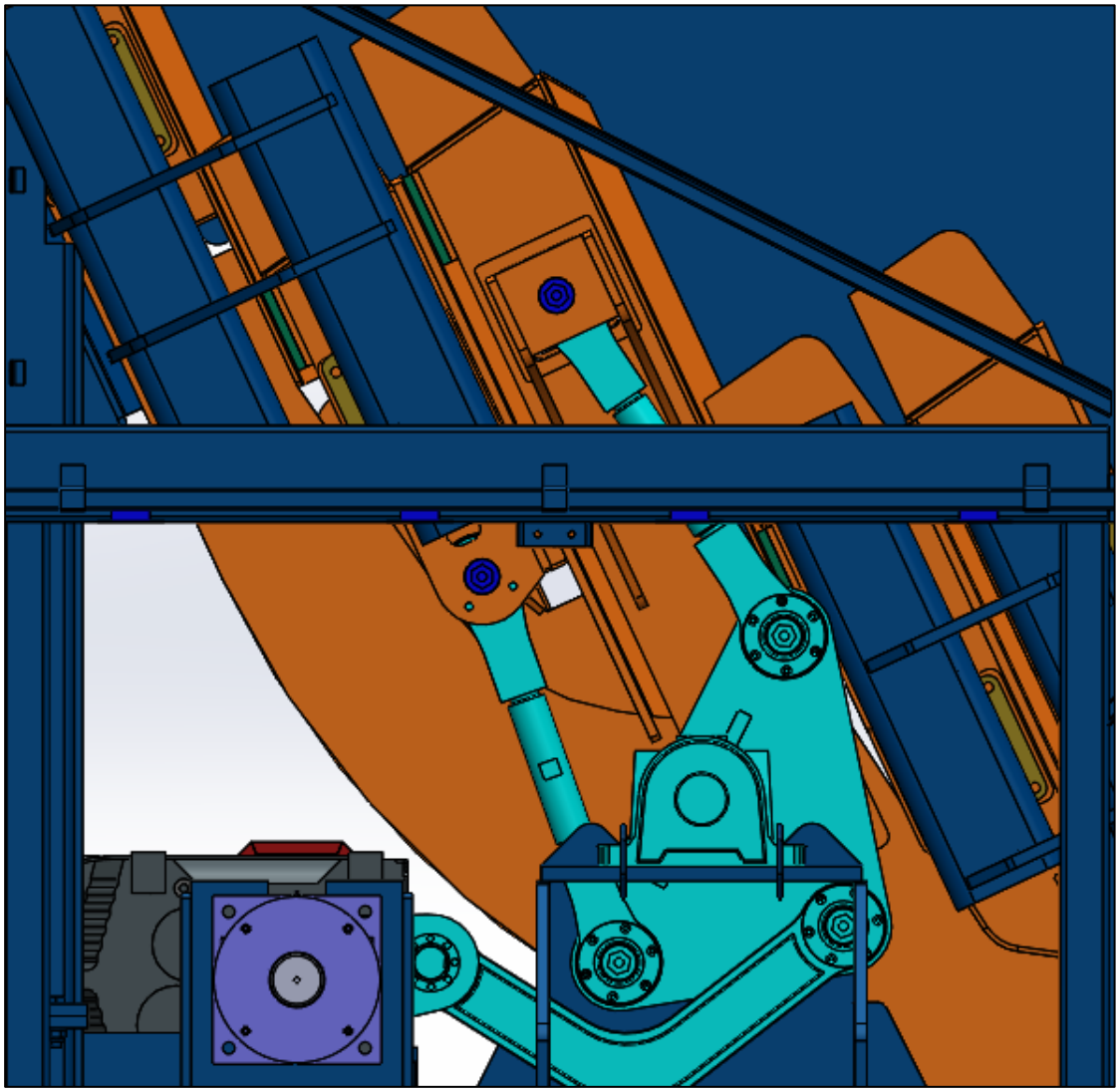
BONFIX 9000

d mm	D mm	M mm	B mm	L mm	T_s Nm	T Nm	F kN	P N/mm²
50	80	M 8	78	86	41	3600	180	65
60	90	M 8	78	86	41	5400	220	75
70	110	M 10	102	112	83	10300	350	75
80	120	M 10	102	112	83	14000	400	85
90	130	M 10	102	112	83	16000	430	75
100	145	M 12	122	134	145	26000	570	80

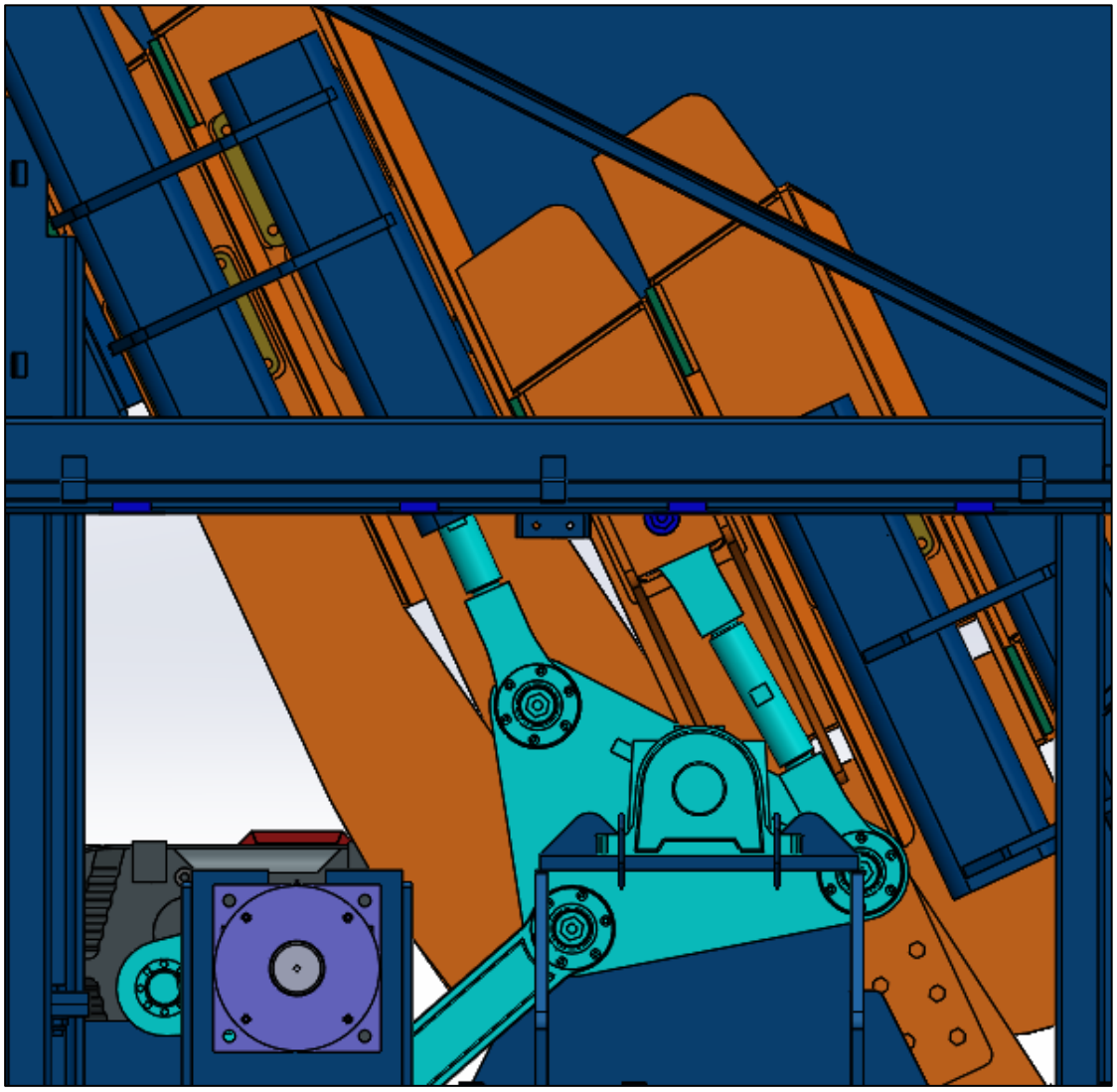
BONFIX 9700

d mm	D mm	M mm	B mm	L mm	T_s Nm	T Nm	F kN	P N/mm²
180	285	M22	229	251	930	224000	2489	129
200	305	M22	229	251	930	285000	2850	137
220	325	M22	229	251	930	313000	2845	129
240	355	M24	238	262	1200	394000	3283	125
260	375	M24	238	262	1200	481000	3700	133
280	405	M24	238	262	1200	575000	4107	137
300	425	M24	238	262	1200	616000	4107	130
320	455	M 27	280	307	1750	776000	4850	120
340	475	M 27	280	307	1750	920000	5412	128
360	495	M 27	280	307	1750	1070000	5944	135
380	515	M 27	280	307	1750	1130000	5947	130
400	535	M 27	280	307	1750	1190000	5950	125
420	555	M 27	280	307	1750	1360000	6476	130
440	575	M 27	280	307	1750	1430000	6500	127
460	595	M 27	280	307	1750	1490000	6478	123
480	615	M 27	280	307	1750	1820000	7583	138
500	635	M 27	280	307	1750	1890000	7560	134
520	655	M 27	280	307	1750	1970000	7577	130
540	675	M 27	280	307	1750	2190000	8111	135
560	695	M 27	280	307	1750	2270000	8107	130

Liite 3. Kampimekansimin ääriasento 1



Liite 4. Kampimekanismin ääriasento 2



Liite 5. Konekortin kansilehti

NORDAUTOMATION

KONEKORTTI

Mater., komp.
Osaluettelo

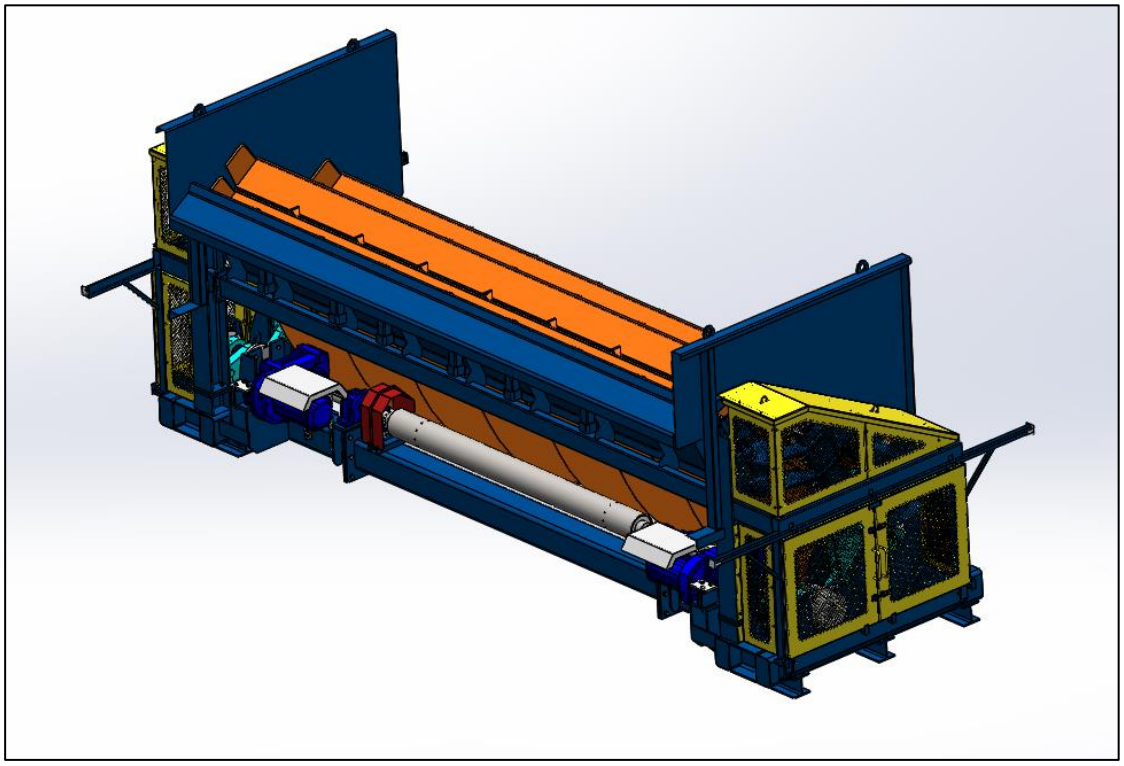
[redacted]		Tekijä: Thå	Pvm.: 28.04.2020
[redacted]	[redacted]	Paikkanumero	Teräspaino: 23787 kg
Positionumero: 1	Position nimi: Porraserottelija	[redacted]	Kokonaispaino: 27112 kg

Pintakäsittely ja värisävy

Kuljetusnopeus		m/min
Jakohalkaisija		mm
Vääntömomentti (käyttöakseli)	9010 x 2	Nm
Pyörimisnopeus (käyttöakseli)	19	rpm
Teho	18,5 x 2	kW
Kuljetinjohteita / -rullia		kpl
Pituus	8,6	m
Nousu	1,3	m
Kolajako		mm
Kuljetuskapasiteetti		m3/h

VETOPÄÄ:				
HALKAISTA VALAAKERI	FAG_222SM110-TVPA		6	kpl
SÄTEISAKSELITIIVISTE	110X140X12 DIN 3760 B		6	kpl
SÄTEISAKSELITIIVISTE	110X140X12 DIN 3760 AS		6	kpl
LAAKERIPESÄ	SNL524-620+22224EK+H3124+TSN524G		2	kpl
TAITTOPÄÄ:				
KÄYTTÖLAITTEET:				
TAPPIVAIHDEMOOTTORI	FH127/R/G DRE180L4/DH 18.5KW 19RPM M6 0° 380-420U/V IE2		1	kpl
TAPPIVAIHDEMOOTTORI	FH127/R/G DRE180L4/DH 18.5KW 19RPM M5 180° 380-420U/V IE2		1	kpl

Liite 6. Uusi porraserottelija takaprofiili



Liite 7. Uusi porraserottelija etuprofiili