

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

LUT School of Energy Systems

LUT Kone

BK10A0402 Kandidaatintyö

TÄRYSEULAN ALUSKEHIKON VAIKUTUS VÄRÄHTELYIHIN

STEEL SUPPORTS' EFFECT INTO VIBRATIONS OF VIBRATING SCREEN

Lappeenrannassa 5.6.2017

Topias Parviainen

Tarkastaja Janne Heikkinen

Ohjaaja Janne Heikkinen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Topias Parviainen

TÄRYSEULAN ALUSKEHIKON VAIKUTUS VÄRÄHTELYIHIN

Kandidaatintyö

2017

41 sivua, 13 kuvaa, 8 taulukkoa ja 3 liitettä

Tarkastaja: TkT Janne Heikkinen

Ohjaaja: TkT Janne Heikkinen

Hakusanat: Täryseula, Sandvik Mining and Rock Technology, ominaistaajuus, värähtelymekaniikka

Työn tavoitteena on muodostaa teoreettinen malli täryseulaimesta ja sen alle sijoittuvista teräskehikoista ja pohtia erilaisten teräskehikoiden vaikutusta täryseulan värähtelyihin. Teoreettisten mallien todenmukaisuutta tutkitaan muodostamalla niiden pohjalta MATLAB-malli, joka simuloi täryseula-alusjousi-kehikko -systeemin amplitudia ja systeemin vastetta erilaisiin taajuuksiin. Vaihtelemalla kehikon jäykkyyttä, massaa ja vaimennusta, etsitään optimaaliset arvot kullekin suunnitteluparametrille. Saatujen tietojen ja tulosten avulla kehitellään täryseulalle värähtelymekaniikan kannalta ihanteellinen teräskehikko. Kehikon jäykkyys, vaimennuskyky ja massa ovat kehikkoa suunnitellessa kriittisiä värähtelymekaniikan kannalta. Huonosti suunnitelluilla parametreilla kehikko ja seula voivat joutua resonanssitilaan, jolloin koko laite voi vaurioitua tai tuhoutua.

Teoreettisten mallien pohjalta tehtyjen MATLAB-mallien avulla selvisi seuraavia asioita. Rakenteen jäykkyys ei ollut värähtelymekaanisten ominaisuuksien kannalta ratkaiseva tekijä systeemissä. Kehikon jousivakion vaikutus systeemin ominaistaajuuteen oli hyvin vähäistä. Kehikon massa oli suurin tekijä systeemin ominaistaajuuden muuttumiselle. Systeemin ominaistaajuus laski kehikon massan kasvaessa muiden parametrien pysyessä vakiona. Kehikon vaimennus ei vaikuttanut systeemin ominaistaajuuteen tai amplitudiin, mutta se vaikutti paljon systeemin vasteeseen resonanssitilassa. Vaimennusta siis tarvitaan kehikossa torjumaan resonanssin aiheuttamia jännityksiä.

ABSTRACT

Lappeenranta University Of Technology
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Topias Parviainen

STEEL SUPPORTS' EFFECT INTO VIBRATIONS OF VIBRATING SCREEN

Bachelor's Thesis

2017

41 pages, 13 pictures, 8 tables and 3 appendixes

Examiner: D.Sc. (Tech) Janne Heikkinen

Supervisor: D.Sc. (Tech) Janne Heikkinen

Key words: Vibration screen, Sandvik Mining and Rock Technology, natural frequency, vibration mechanics

The target of this bachelor's thesis is to create theoretical model of vibration screen and from the steel supports located under the vibration screen and to discuss about how different kinds of supports effect on the vibrations of vibration screen. MATLAB models are made from basing to theoretical models and the codes are simulating vibration screen-spring-steel support- systems amplitude and response to the different frequencies. By changing the stiffness, mass and suspension of steel supports, all parameters are being optimized. From gained info and results, vibration optimized steel support is being designed. The stiffness, the suspension and the mass of steel supports are critical on support design. With bad parameters steel supports and vibration screen can resonate and whole structure can damage or break up.

Theoretical model basing MATLAB models gave out following information. The stiffness of steel supports had not the biggest effect on systems natural frequency. The effect was minimal. The mass of steel supports had the biggest effect on the changes of systems natural frequency. Natural frequency of system decreased when mass of supports increased while other parameters stayed stable. Suspension on the supports did not seem to affect at all to the natural frequency of system or at the systems amplitude, but the suspension affected a lot into the systems response on resonance frequency. Suspension is needed at steel supports for protecting the supports from the tensions at resonance.

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLILUETTELO

1 JOHDANTO.....	8
1.1 Tutkimusongelma ja -tavoite.....	8
1.2 Oletukset, hypoteesit, rajaukset.....	9
1.3 Tulosten hyödyllisyys	10
2. MENETELMÄT	11
2.1 Värähtelyteoriaa	11
2.2 Teoreettisten mallien muodostus ja tutkiminen	15
2.2.1 Eri kehikon jousivakiotyypit	16
2.3 Vaimennus.....	17
2.3.1 Vaimennustyyppinä	18
2.4 MATLAB-mallien muodostus ja tutkiminen	19
2.4.1 y-suuntainen amplitudi	22
2.4.2 Taajuussuhteen vaikutus vasteeseen	22
3. TULOKSET	23
3.1 Teoreettisten tulosten tulkinta	23
3.2 MATLAB-mallien tulkinta	23
3.2.1 Kehikon jousivakion vaikutus	24
3.2.2 Kehikon massan vaikutus	25
3.2.3 Kehikon vaimennuksen vaikutus.....	26
3.3 Seulan värähtelyille soveltuvan teräskehikon suunnittelu	29
3.4 Rakenteiden edut ja haitat	31
4. TULOSTEN POHDINTA JA VERTAILU	33
4.1 Teoreettisten tulosten ja todellisten tulosten vertailu.....	33
4.2 Virhetarkastelu	33
4.3 Johtopäätökset mitatun ja käynnin aikaisen ominaistajuuden eroihin	34

4.4 Mahdolliset jatkotutkimukset.....	34
5. YHTEENVETO	35
LÄHTEET	36
LIITTEET	38
LIITE I. Tietoja epäkeskosta.....	38
LIITE II. MATLAB-malli amplitudin tutkimiseen.....	38
LIITE III. MATLAB-malli taajuussuhteen tutkimiseen	40

SYMBOLILUETTELO

Roomalaiset aakkoset

A	Palkin poikki pinta-ala [m ²]
c	Vaimennus [Ns/m]
c_{cr}	Kriittinen vaimennus [Ns/m]
e	Massaepätasapainon säde [m]
E	Kimmoduli [Pa]
f	Ominaistaajuus [Hz]
F_0	Värähtelijäsysteemiin kohdistuva voima [N]
$G(j\omega)$	Systeemin kokema amplitudi [m]
I	Jäyhyys [m ⁴]
k	Jousivakio [N/m]
k_{ekv}	Ekvivalentti jousivakio [N/m]
$k_{kehikko}$	kehikon jousivakio [N/m]
k_{seula}	Seulan jousivakio [N/m]
$k_{täry}$	Alusjousien jousivakio [N/m]
L	Palkin pituus [m]
m	Seulan massa [kg]
m_0	Massaepätasapaino [kg]
$m_j(i)$	Komponentin i massa [kg]
n	Jousien lukumäärä [yksikötön]
P	Häiriön suuruus [N]
r	Taajuussuhde [yksikötön]
t	Aika [s]

Kreikkalaiset aakkoset

δ	Siirtymä [m]
ζ	Vaimennussuhde [yksikötön]

ω	Ominaiskäyntitaajuus [rad/s]
ω_n	Ominaiskulmataajuus [rad/s]

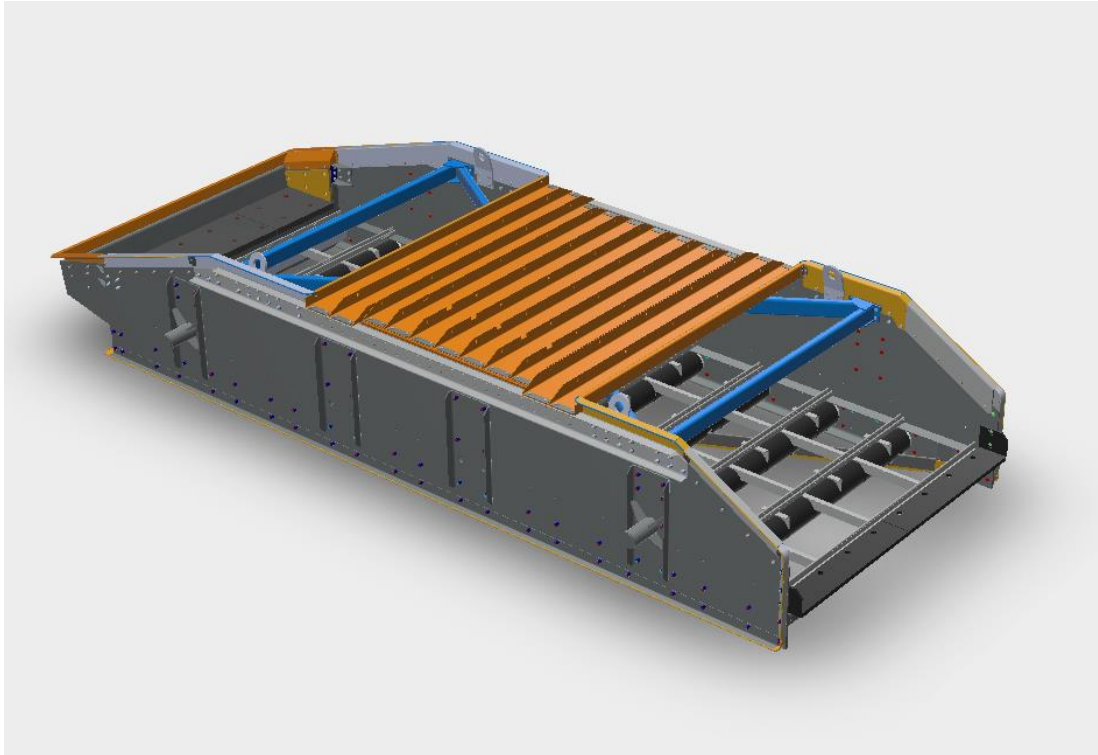
1 JOHDANTO

Täryseula on laite, joka erottelee rakeisen aineksen eri kokoluokkiin. Ulos saatavien kokoluokkien määrä riippuu seulan sisällä olevien verkkojen määrästä ja niiden reikien koosta. Erottelu tapahtuu laitteen nimen mukaan täryliikkeellä. Täryliike toteutetaan tässä laitetyypissä kahdella parilla pyöriviä epäkeskokiekkkoja, joiden avulla saadaan aikaan harmoninen heräte systeemissä (Sandvik Mining and Rock Technology 2017b).

Tässä kandityössä luodaan täryseulasta teoreettinen malli ja sen avulla tarkastellaan, millainen aluskehikko soveltuisi värähtelymekaniikan sovellukseen parhaiten. Toisena osiona tarkastellaan Sandvik Mining and Rock Technology- yritykseltä saatuja tietoja eräästä täryseula mallista, yksinkertaistetaan sitä huomattavasti vastaamaan teoreettista mallia ja tutkitaan saatuja tuloksia MATLAB-mallin avulla. Kolmannessa osiossa pohditaan saatuja tuloksia ja etsitään syitä mahdollisesti saataville eroavuuksille.

1.1 Tutkimusongelma ja -tavoite

Täryseulojen kanssa on todettu seuraavanlainen ongelma. Seuloista mitattu ominaistajuus ei ole aina välttämättä sama kuin seulojen käynnin aikana ilmennyt ominaistajuus. Laitteet joutuvat resonanssiin, vaikka laitteiden käyntitajuus ei ole ollut lähellä niiden mitattua ominaistajuutta. Resonanssin saavutettuaan seuloissa alkoi esiintyä värähtelyistä johtuvia ongelmia. Ominaisajuuden eroihin vaikuttaviksi tekijöiksi oli arvioitu muun muassa mittalaitteiden tarkkuutta, jäykisteiden vaikutusta, liitoksien vaikutusta ja aluskehikon vaikutusta täryseulojen ominaistajuuteen. Kuvassa 1 on nähtävissä täryseula, mutta kuvassa ei ole nähtävissä täryseulan aluskehikkoa. Aluskehikko on aina tapauskohtainen, eli sille ei ole olemassa standardiratkaisua. Työn tarkoituksena on etsiä värähtelyjen kannalta edullinen kehikko täryseulalle.



Kuva 1. Täriseula LF2460S ilman keuhikkoa (Sandvik Mining and Rock Technology oy 2017a).

1.2 Oletukset, hypoteesit, rajaukset

Tässä työssä keskitytään tarkastelemaan vain täriseulan aluskehikon vaikutusta laitteen ominaistajuuteen. Tutkimalla kaikkia vaikuttavia tekijöitä työstä tulisi liian laaja kandidaatintyöksi. Tässä työssä ei myöskään oteta kantaa tutkittujen keuhikoiden realistisuuteen tai valmistettavuuteen, vain keuhikon suunnitteluparametreihin. Osa esimerkki keuhikoista olisi lähes mahdoton toteuttaa niin, että ne kantaisivat seulan.

Seula sijaitsee keuhikon päällä jousien varassa. Keuhikon ja seulan välillä olevien jousien voi olettaa olevan jäykästi kiinnitetty. Teräskehikon voi olettaa olevan jäykästi kiinnitettynä maahan, sillä kiinnityksen on oltava kestävä suuri massaisella värähtelevällä laitteella. Voidaan myös olettaa, että täriseulan lähellä ei ole muita värähteleviä koneita, jotka aiheuttaisivat herätettä tarkasteltavassa koneessa ja sen alustassa.

Yksinkertaistuksena voidaan olettaa, että ympäristön aiheuttamat häiriötekijät eivät kohdistu täriseulaan keuhikkoineen. Näitä tekijöitä ovat esimerkiksi lämpötila, tuulen aiheuttamat

värähtelyt rakenteessa, kosteus ja kitka eri osissa. Esimerkiksi tuuli voisi luoda seulaan tai kehikkoon harmonista herätettä oikeanlaisissa olosuhteissa. Kosteus tai ruoste voisivat esimerkiksi tuoda vaimennusta komponentteihin, joissa ei oleteta olevan vaimennusta.

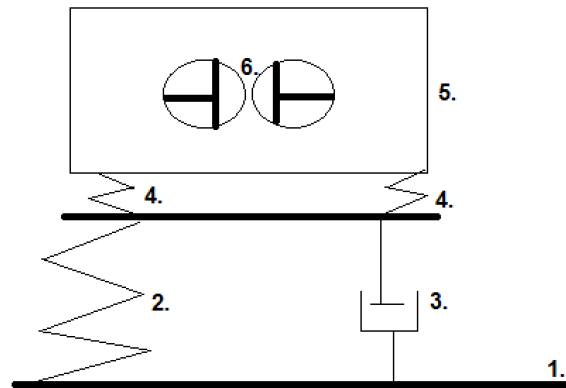
1.3 Tulosten hyödyllisyys

Saadut tulokset ovat aluskehikon suunnitteluun suuntaa antavia tuloksia ja ne määrittelevät millainen aluskehikko on värähtelyjen kannalta sopiva täryseulalle ja millainen aluskehikko aiheuttaa ongelmia värähtelyiden kannalta. Tulokset eivät kerro koko totuutta siitä, millainen aluskehikon rakenteen tai geometrian tulisi olla, sillä kehikon rakenteeseen vaikuttavat myös valmistustekniset näkökulmat, rakenteen väsymiskestävyys, sekä asiakkaan toiveet. Tulokset ottavat vain kantaa siihen, millä jäykkyydellä, massalla ja vaimennuksella kehikkoa kannattaisi lähteä suunnittelemaan.

2. MENETELMÄT

Tässä kappaleessa esitellään teoreettisen mallin muodostamista täryseulasta, ominaistajuuteen vaikuttavia tekijöitä systeemissä, sekä yksinkertaistetun mallin muodostamista Sandvik:lta seuloista saatujen tietojen avulla.

Seulan kehikko voidaan teoreettisessa mallissa käsitellä kuin toisiinsa kytkettyjä jousia, jolloin koko kehikko supistuu yhdeksi ideaaliseksi jouseksi. Kehikossa voi olla vaimentimia tai kehikko voi olla myös ilman vaimenninta. Systemi muodostuu täten seulasta, värähtelijästä, vaimentimesta ja jousesta. Kuvassa 2 on esitetty yksinkertaistettu systemi.



Kuva 2. Yksinkertaistettu systemi. Kuvassa esiintyvät numerot kertovat systeemin komponentit: 1. on alusta, 2. on kehikon kuvitteellinen jousi, 3. on kehikon vaimennin, 4. ovat alusjousia, 5. on seula ja 6. ovat epäkeskoja.

2.1 Värähtelyteoriaa

Täryseulan pyörivä epäkesko aiheuttaa kehikossa erilaisia värähtelyjä, kehikon rakenteesta riippuen. Tässä kappaleessa on esitelty mahdollisia värähtelymahdollisuuksia kehikolle ja sen osille.

Kehikon puristumasta ja venymisestä (Kuvan 3 mukainen liike) muodostuva jousivakio k voidaan laskea seuraavasta yhtälöstä (Den Hartog 1985, s. 34):

$$k = \frac{P}{\delta} \quad (1)$$

Yhtälössä (1) P häiriön suuruus ja δ siirtymä. Siirtymään vaikuttavat tekijät voidaan laskea seuraavasta yhtälöstä:

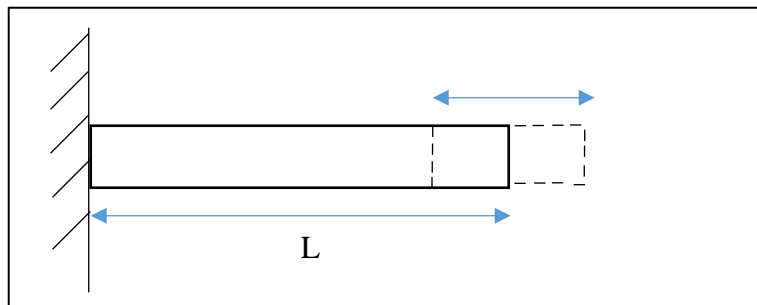
$$\delta = \frac{P \cdot L}{A \cdot E} \quad (2)$$

Yhtälössä (2) L on palkin pituus, A palkin poikkipinta-ala ja E palkin kimmomoduuli. Yhtälöistä (1) ja (2) voidaan johtaa k :lle seuraava yhtälö:

$$k = \frac{P}{\frac{P \cdot L}{A \cdot E}}, P \neq 0$$

Jolloin k :n lauseke supistuu seuraavaan muotoon (Graham Kelly 2007, s. 50):

$$k = \frac{A \cdot E}{L} \quad (3)$$



Kuva 3. Puristus- ja venymävärähtely.

Kehikko voi värähdellä kuin ulokepalkki (Kuvan 4 mukainen liike). Tälle tapaukselle voidaan muodostaa venymä seuraavan yhtälön mukaisesti:

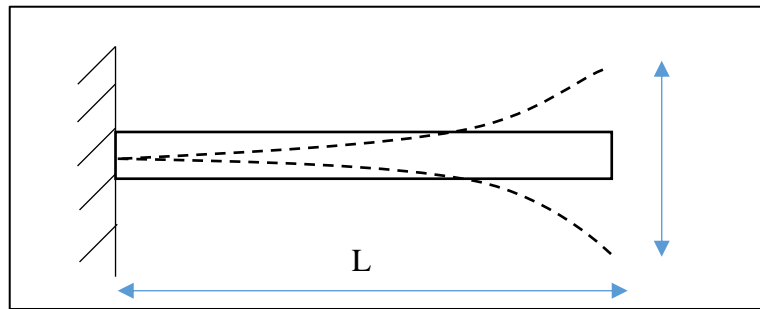
$$\delta = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (4)$$

Josta voidaan k :lle johtaa yhtälöiden (1) ja (4) avulla:

$$k = \frac{P}{\frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}}, P \neq 0$$

Jolloin k :n lauseke supistuu yhtälön seuraavaan muotoon (Valtanen 2013, s. 319):

$$k = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (5)$$



Kuva 4. Toisesta päästä jäykästi tuetun kappaleen värähtelymuoto.

Kehikossa voi olla molemmista päistä niveltuettuja värähteleviä osia (Kuvan 5 mukainen liike), joiden siirtymälle voidaan muodostaa arvo seuraavan yhtälön mukaisesti:

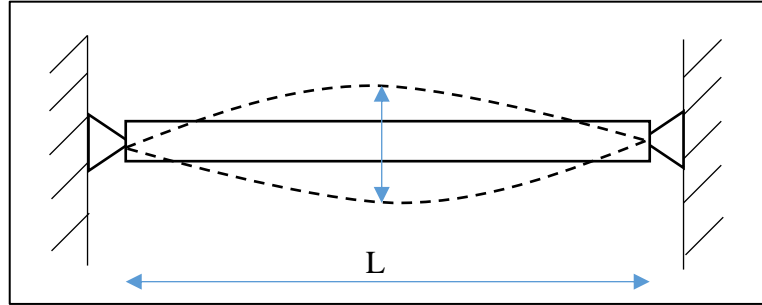
$$\delta = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (6)$$

Josta voidaan johtaa k :lle arvo yhtälöiden (1) ja (6) avulla:

$$k = \frac{P}{\frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}}, P \neq 0$$

Jolloin k :n lauseke supistuu seuraavan yhtälön muotoon (Beards 1996, s. 163):

$$k = \frac{48 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (7)$$



Kuva 5. Nivellettu värähtelymuoto.

Kehikossa voi olla molemmista päistä jäykästi tuettuja osia (Kuvan 6 mukainen liike). Tässä tapauksessa siirtymälle voidaan muodostaa arvo seuraavan yhtälön mukaisesti:

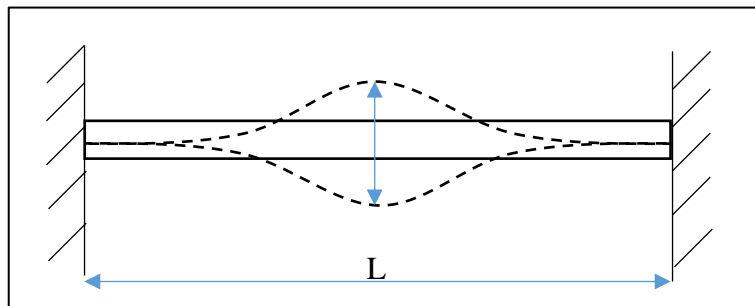
$$\delta = \frac{P \cdot L^3}{192} \quad (8)$$

Josta voidaan johtaa k :lle arvo yhtälöiden (1) ja (8) avulla:

$$k = \frac{P}{\frac{P \cdot L^3}{192 \cdot EI}}, P \neq 0$$

Jolloin k :n lauseke supistuu seuraavan yhtälön muotoon (Collacott 1979, s. 96):

$$k = \frac{192 \cdot EI}{L^3} \quad (9)$$



Kuva 6. Jäykästi tuettu värähtelymuoto.

2.2 Teoreettisten mallien muodostus ja tutkiminen

Huomataan, että keuhikko, täryseulan alaiset jouset ja täryseula muodostavat sarjaan kytkettyjen joustien kokonaisuuden. Täryseulan ja keuhikon väliset jouset on kytketty rinnan. Seuraava yhtälö esittää systeemin ekvivalentin jousivakion k_{ekv} muodostamista.

$$\frac{1}{k_{ekv}} = \frac{1}{n \cdot k_{täry}} + \frac{1}{k_{keuhikko}} + \frac{1}{k_{seula}} \quad (10)$$

Yhtälössä (10) n on alusjousien lukumäärä, $k_{täry}$ alusjousen jousivakio, $k_{keuhikko}$ on keuhikon jousivakio ja k_{seula} on seulan jousivakio. Sieventämällä yhtälön (10) ekvivalentin jousivakion arvoksi saadaan seuraavan yhtälön mukainen määritelmä:

$$k_{ekv} = \frac{(n \cdot k_{keuhikko} \cdot k_{täry} \cdot k_{seula})}{n \cdot (k_{seula} + k_{keuhikko}) \cdot k_{täry} + k_{keuhikko} \cdot k_{seula}} \quad (11)$$

Nyt kun on saatu kaavat, joilla muodostaa systeemin jousivakio voidaan laskea koko keuhikon ominaiskulmataajuus.

Koko systeemille voidaan laskea ominaiskulmataajuus ω_n seuraavasta yhtälöstä (Salmi & Virtanen 2006, s. 379):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (12)$$

Yhtälössä (12) k on systeemin jousivakio ja m systeemin massa. Kun kaavaa tarkastellaan tarkemmin, huomataan, että k on koko keuhikon jousivakio ja m sisältää, sekä seulan massan, että keuhikon oman massan.

Jos ω_n halutaan laskea tarkemmin, on keuhikon massa huomioitava jousen massana mukana yhtälössä:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{ekv}}{m + \frac{mj(i)}{3}}} \quad (13)$$

Yhtälössä (13) $mj(i)$ on systeemin komponentin i massa. Huomataan, että ominaiskulmataajuuteen vaikuttavana tekijänä on rakenteen ekvivalentti jousivakio ja jossain määrin myös kehikon oma paino.

Ongelmallinen tilanne syntyy, kun laitteen käyntitaajuus alkaa lähestyä systeemin ominaiskulmataajuutta tai sen monikertaa ja syntyy resonanssitila. Systeemi on resonanssissa, kun sen taajuussuhde on 1,00 tai hyvin lähellä sitä. Taajuussuhde r saadaan seuraavasta kaavasta (Bat'a 1987, s. 34):

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (14)$$

Yhtälössä (14) ω on käyntitaajuus.

2.2.1 Eri kehikon jousivakiotyypit

Kun kehikko on rakenteeltaan löysä, sen jousivakio on alhainen suhteessa rakenteen päällä värähtelevään massaan. Matalan jousivakion systeemissä k on hyvin alhainen, kuten seuraavasta yhtälöstä voidaan todeta:

$$\lim_{k \rightarrow 0} \omega_n = \lim_{k \rightarrow 0} \sqrt{\frac{k}{m + \frac{mj(i)}{3}}} = 0 \quad (15)$$

Eli yhtälön (15) mukaan, matalilla k :n arvoilla systeemillä ominaiskulmataajuus on vain hieman nollan yläpuolella. Huomataan myös, että rakenteen massa alentaa systeemin ominaiskulmataajuutta.

Todella jyrkellä kehitöllä jousivakio on korkea suhteessa rakenteen päällä värähtelevään massaan. Korkean jousivakion systeemissä k :n voi olettaa lähestyvän ääretöntä, kuten seuraavasta yhtälöstä huomataan:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \omega_n = \lim_{k \rightarrow \infty} \sqrt{\frac{k}{m + \frac{m_j(i)}{3}}} = \infty \quad (16)$$

Yhtälön (16) mukaan, kun jousivakio on suuri, rakenteen ominaiskulmataajuus on hyvin korkea tai lähestyy ääretöntä. Huomataan, että kehiton massa alentaa systeemin ominaiskulmataajuutta.

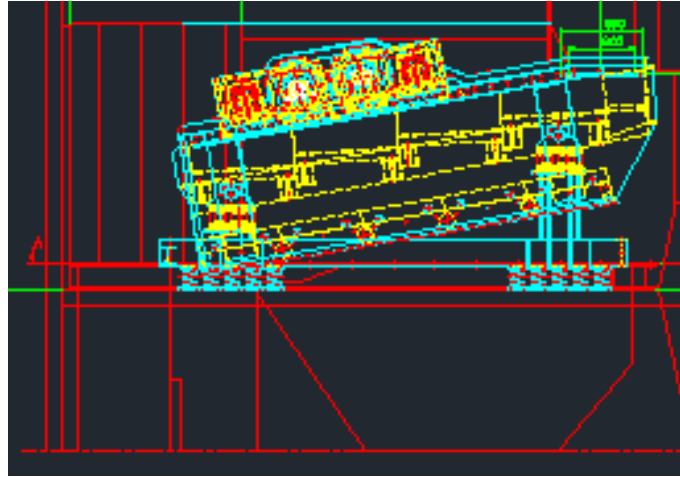
Keskisuurella jousivakiolla kehitko ei ole erityisen löysä, eikä erityisen jäykkä. Jousivakion arvon voidaan tässä tapauksessa olettaa olevan mielivaltainen arvo väliltä $]0, \infty[$, kuten seuraavasta yhtälöstä huomataan:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m + \frac{m_j(i)}{3}}} \quad (17)$$

Yhtälöstä (17) huomataan, että ominaiskulmataajuuteen vaikuttava tekijä on k :n ja systeemin massan suhde toisiinsa. Systeemin ominaiskulmataajuuteen voidaan kuitenkin vaikuttaa vain tietyissä rajoissa, koska ekvivalentin systeemin jouset on kytketty sarjaan.

2.3 Vaimennus

Vaimennus kuvaa rakenteen kykyä vastustaa ja vaimentaa siihen kohdistuvia värähtelyjä. Vaimennus syntyy esimerkiksi rakenteen partikkeleiden välisestä kitkasta tai muusta vastustavasta voimasta. Rakenteisiin voidaan lisätä erilaisia vaimentimia, joiden tarkoitus on poistaa rakenteissa esiintyviä värähtelyjä. Kuva 7 esittää täryseulaa ja sen vaimennusrunkoa. Rungon tehtävänä on vaimentaa harmonisen pakkovoiman tuottamia värähtelyjä ja täten suojata rakennetta ja laitetta.



Kuva 7. Vaimennusrunko (Sandvik Mining and Rock Technology 2017b).

Kriittinen vaimennus c_{cr} saadaan seuraavasta kaavasta (W. de Silva 2007a, s. 49-51):

$$c_{cr} = \sqrt{k \cdot m} \quad (18)$$

Yhtälössä (18) c_{cr} on kriittinen vaimennus. Vaimennussuhde ζ saadaan seuraavasta kaavasta (Salonen 1978, s. 210):

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} \quad (19)$$

Yhtälössä (19) c on vaimennus.

Vaimennustyyppjä on kolme: alikriittinen-, kriittinen- ja ylikriittinen vaimennus. Seuraavissa seuraavaksi käsitellään kunkin vaimennustyyppin vaikutusta aluskehikon värähtelyihin rakenteen jousivakiota katsomatta.

2.3.1 Vaimennustyyppjä

Vaimennus on alikriittinen, kun $\zeta < 1$. Rakenne värähtelee, värähtely pienenee, kunnes lepotila saavutetaan (Meriam & Kraige 1987 s. 538-539). Riippuen vaimennuskertoimen suuruudesta, vaimennus voi käydä hyvinkin nopeasti. Täryseulan vaimennusrunkoa käsittelevä

sähköpostiviesti mainitsee kumivaimentimet (Sandvik Mining and Rock Technology 2017b). Kumivaimentimien vaimennussuhteen voidaan katsoa olevan välillä 0,05-0,20 (Sopanen 2016). Eli vaimennuksen voidaan olettaa olevan alikriittistä. Taulukossa 1 on lueteltu eri vaimentimien vaimennussuhteita.

Taulukko 1. Vaimennussuhteita (Sopanen 2016).

Tyypillisiä vaimennussuhteita	Vaimennussuhde %
Teräsrakenteet, akselit	0,1 % ... 1 %
-Jos pultti- tai kutistusliitoksia	1 % ... 2 %
Kumivaimentimet	5 % ... 20 %
Hydrodynaamiset liukulaakerit	20 % ... 30 %
Iskunvaimentimet	40 % ... 100 %

Vaimennus on kriittinen, kun $\zeta = 1$. Rakenne palaa lepotilaan ilman värähtelyjä (Meriam & Kraige 1987 s. 538-539). Tämä olisi ihannetila värähtelyjen torjumisessa, mutta sitä on hyvin hankala saavuttaa, sillä täryseula on todella suuri ja raskas laite. Näin tehokas vaimennus saattaisi aiheuttaa hyvin suuria hetkellisiä rasituksia kehikon osissa ja perustuksissa.

Vaimennus on ylikriittinen, kun $\zeta > 1$. Rakenne palaa alkutilaan eksponentiaalisesti ilman värähtelyjä (Meriam & Kraige 1987 s. 538-539). Ylikriittisesti vaimennettu systeemi palaa hitaammin alkutilaan hitaammin kuin kriittisellä vaimennuksella, joten tästä vaimennustyyppistä syntyvä jännityspiikki saattaisi olla pienempi kuin kriittisellä vaimennuksella.

2.4 MATLAB-mallien muodostus ja tutkiminen

MATLAB-malleja muodostaessa todellista mallia on yksinkertaistettava huomattavasti. Täryseula itsessään on yksinkertaistettava kappaleeksi, jolla on massa ja ominaistajuus, joka on lähellä oikean seulan (näissä malleissa tullaan käyttämään Sandvikin täryseulain mallin LF2460S tietoja) ominaistajuutta. Täryseulan materiaali ei vaikuta MATLAB-mallin avulla saatuihin tuloksiin.

Täryseulan harmonisen pakkoliikkeen aiheuttavat epäkeskot yksinkertaistetaan sijaitsemaan täryseulan sisällä ja epäkeskot yksinkertaistetaan pyöriviksi pistevoimiksi. Epäkeskot toimivat

synkronoidusti pareina, eli ne pyörivät samassa tahdissa eri suuntiin eliminoiden pois kaiken x-suuntaisen värähtelyn. Kaikissa malleissa epäkeskon käyntitaajuutena käytetään 19 Hz, eli juuri sitä taajuutta, jonka on mainittu aiheuttaneen resonanssiongelmia (Sandvik Mining and Rock Technology 2016). Epäkeskolle ei voida määrittellä tarkkaa massaepätasapainon arvoa tai massaepätasapainon sädettä, sillä ne eivät käy saadusta datasta ilmi (Liite I). Edellä mainitut parametrit eivät ole oleellisia kehikon systeemin resonanssitilaan saattamisen kannalta. Massaepätasapainon arvot määrittävät vain systeemin amplitudin suuruutta ja siirtyvän voiman suuruutta. Massaepätasapainon säteelle ja suuruudelle on annettu mielivaltainen realistinen arvo MATLAB-mallissa.

Täryseulan alusjouset mallinnetaan massattomina kappaleina, sillä niiden massat ovat mitättömiä verrattuna seulaan tai seulan kehikkoon. Alusjousten jousivakiot vastaavat reaalityypin jousivakioita. Jousen y-suunnan jousivakio on suurempi kuin x- ja z-suuntien. Jouset liittyvät jäykästi täryseulaan ja aluskehikkoon y-suunnassa ja nivelliitoksella x- ja z-suunnassa. Jousien mahdollista vaimennusta ei huomioida (Sandvik Mining and Rock Technology 2017c).

Aluskehikko mallinnetaan kappaleena, jolla on massa, jousivakio ja vaimennus alikriittisellä alueella. Kehikon jousivakiota, massaa ja vaimennuksen suuruutta muuttamalla saadaan tietoa systeemin käyttäytymisestä eri parametreilla. Täten voidaan etsiä ihanteelliset parametrit värähtelyjä kestäväälle kehikolle. Kehikko on kiinteästi kiinni maassa.

Nyt kun kaikki yksinkertaistukset on lueteltu, muodostetaan systeemistä MATLAB-malli. Tehdyt MATLAB-mallit löytyvät liitteestä (Liite II ja Liite III). Ensimmäinen ohjelma piirtää ajan funktiona kuvaajan syötettyjen kehikkokohtaisten parametrien k , m , ja c vaikutuksesta systeemin siirtymään neljästä eri kehikkotapauksesta samaan kuvaan ja ilmoittaa niiden vaimennuskertoimen, ekvivalentin jousivakion, taajuussuhteen ja ominaistajuuden vektoreissa.

Toinen ohjelma etsii muuttamalla epäkeskojen käyntitaajuutta systeemin resonanssiin ajan taajuuden, piirtää tilanteesta kuvaajan ja ilmoittaa taajuuden, jolla resonanssi saavutettiin. Myös

tämä ohjelma tutkii keuhikon k :sta, m :sta ja c :sta aiheutuneita eroja käyrissä. Taulukossa 2 ilmoitetaan MATLAB-mallissa käytetyt parametrit. Keuhikon parametreja muutellaan tilanteen mukaan ja katsotaan niiden vaikutusta systeemin käyttäytymiseen.

Taulukko 2. Mallinnusparametrit (Sandvik Mining and Rock Technology 2016 ja 2017b).

Seula:		Alusjouset:	
m [kg]	9500	k_x [N/m]	100 000
f [Hz]	4	k_y [N/m]	188 000
ω_n [rad/s]	25,1327	k_z [N/m]	100 000
E [MPa]	210 000	m [kg]	~0

Kehikko:		Epäkesko:	
k [N/m]	Parametri	f [Hz]	19
m [kg]	Parametri	ω [rad/s]	119,381
c [Ns/m]	Parametri		
ω_n [rad/s]	$\sqrt{k/m}$		

Alkutiedoista voidaan laskea täryseulalle sen jousivakio yhtälön (12) avulla:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow k = m \cdot \omega_n^2 = 9500 \text{ kg} \cdot \left(25.1327 \dots \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 = 6.00 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

Eli $k_{seula} = 6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ ja tätä arvoa käytetään mallinnuksessa.

Värähtelijäsystemin kokema amplitudi $G(j\omega)$ voidaan laskea seuraavasta kaavasta (W. de Silva 2007b, s. 12):

$$|G(j\omega)| = \frac{\frac{r^2}{m}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (20)$$

Yhtälö (20) voidaan supistaa seuraavan yhtälön muotoon (Sopanen 2016):

$$|G(j\omega)| = \frac{m_0 \cdot e}{m} \cdot \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (21)$$

Yhtälössä (21) e on massaepätasapainon säde ja m_0 massaepätasapainon suuruus. Y-suunnassa tarkasteltaessa e ei ole vakio vaan noudattaa sinifunktion mukaista vaihtelua. Massan etäisyys y-akselista $x(t)$ voidaan määrittää seuraavan yhtälön avulla:

$$x(t) = e \sin(\omega \cdot t) \quad (22)$$

Yhtälössä (22) t on aika. Värähtelijäsystemiin kohdistuva voima F_0 voidaan laskea seuraavasta yhtälöstä (Sopanen 2016):

$$F_0 = m_0 \cdot e \cdot \omega^2 \quad (23)$$

Tämä tekijä pysyy samana kaikilla kehikon termeillä, sillä kehikon parametrit eivät vaikuta epäkeskojen pyörimisnopeuteen, etäisyyteen y-akselista tai niiden massaan.

Nyt kun on muodostettu MATLAB-mallit, kokeillaan kehikolle eri k , m ja c arvoja ja katsotaan miten systeemi käyttäytyy kussakin tapauksessa.

2.4.1 y-suuntainen amplitudi

Systeemi voi värähdellä yhden tai useamman akselin suuntaisesti. Pelkkä esimerkiksi pystysuuntainen värähtely on yksinkertaisin tapaus, jolla koko systeemi voi värähdellä. Synkronoidusti pyörivä epäkeskopari eliminoi muun suuntaisen paitsi pystysuuntaisen värähtelyn pois. Tehty MATLAB-malli soveltaa edellä mainittuja kaavoja (Liite II).

2.4.2 Taajuussuhteen vaikutus vasteeseen

Systeemin mennessä resonanssiin, systeemin siirtymä kasvaa huomattavasti ja tämä ilmenee jyrkkänä nousuna ja laskuna systeemin reagoineissa eri taajuuksiin. Piikin läheisyydessä tiedetään, että taajuussuhde on hyvin lähellä 1,00, eli silloin kun $\omega = \omega_n$. Tehty MATLAB-malli soveltaa edellä mainittuja kaavoja (Liite III).

3. TULOKSET

Tässä kappaleessa läpi käydään muodostetuista malleista saatuja tuloksia ja niissä vaikuttavia parametreja ja arvioidaan niiden vaikutusta tuloksiin.

3.1 Teoreettisten tulosten tulkinta

Teoreettisia malleja tutkimalla huomattiin, että mitä suurempi kehikon jousivakio on sitä korkeampi ominaistaajuus rakenteella. Koska juuri matalat käyntitaajuudet olivat saattaneet täryseulan resonanssitilaan, on suotavaa, että aluskehikon jousivakio olisi mahdollisimman suuri. Tämä tarkoittaa sitä, että rakenne siis olisi mahdollisimman jykevä.

Huomataan myös, että kehikon massa on vaikuttava tekijä systeemin ominaiskulmataajuuteen. Rakenteen massa laskee kehikon ominaiskulmataajuutta. Olisi siis hyvä, että aluskehikko olisi mahdollisimman kevyt.

Täryseulan ja kehikon väliset jouset ovat ratkaisevassa asemassa systeemin ominaiskulmataajuuden kannalta. Jouset ovat sarjaan kytkettynä kehikon kanssa, joten niiden avulla voidaan säätää kehikon oman jousivakion vaikutusta systeemin jousivakioon.

Mitä lähempänä systeemi on resonanssitilaa, sitä enemmän rasituksia kohdistuu kehikkoon. Tämän seurauksena, jokin osa kehikossa voi väsyä ja hajota, jolloin koko kehikko tai seula voivat hajota hyvinkin nopeasti. Pahin tapaus on, että joku kuormaa kantavista rakenteista väsyä ja antaa periksi. Silloin koko seula voi romahtaa.

3.2 MATLAB-mallien tulkinta

Seuraavissa alakappaleissa on esitelty MATLAB-mallien tarjoamia tuloksia. MATLAB-malleissa kaikki muuttujat olivat muuteltavissa, mutta työn tarkoituksen vuoksi vain kehikon parametreja on muuteltu.

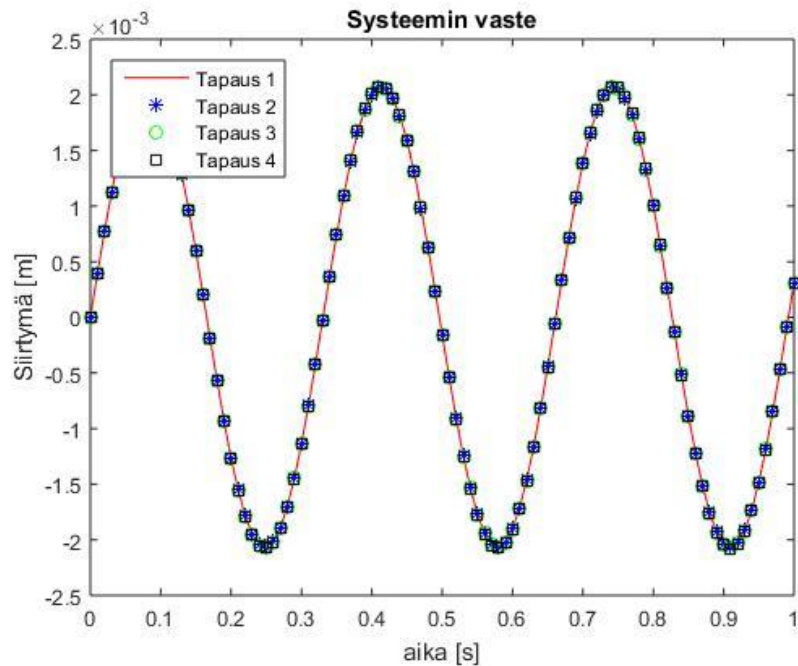
3.2.1 Kehikon jousivakion vaikutus

Systeemi mallinnettiin edellä luetelluilla arvoilla ja Taulukon 3 mukaisilla parametreilla. Systeemi koostuu seulasta, alusjousista ja kehistä. Seulan epäkeskot pyörivät 19 Hz:n kulmataajuudella. Seulan jousivakio on 6000000 N/m ja massa 9500 kg. Tässä esimerkissä tutkitaan kehistä jousivakion vaikutusta amplitudiin. Kehikon massa ja vaimennus pysyvät vakioina.

Taulukko 3. k :n muutos kehoissa.

	Tapaus 1	Tapaus 2	Tapaus 3	Tapaus 4
c [Ns/m]	0	0	0	0
m [kg]	5000	5000	5000	5000
k [N/m]	1	1 000	1 000 000	1 000 000 000
ω [rad/s]	0,014	0,447	14,142	447,214

Huomataan, että kaikki neljä eri tapausta ovat hyvin lähellä toisiaan (Kuva 8).



Kuva 8. k :n vaikutus systeemin siirtymään. Kuvassa y-akseli kertoo systeemin y-suuntaisen siirtymän yksikössä [m] ja x-akseli kuvaa aikaa yksikössä [s].

Lähemmällä tarkastelulla selvisi, että eri tapaukset eroavat toisistaan mitättömän vähän eri tapauksien ollessa kaukana resonanssista. Epäkeskojen pyörimisnopeutta tutkiva ohjelma antoi seuraavia tuloksia (Taulukko 4). Taulukko 4 esittelee kulmanopeuden, jolla systeemi resonoi ja ohjelmista saatavaa tietoa.

Taulukko 4. k:n vaikutus systeemin resonanssitaajuuteen.

	Tapaus 1	Tapaus 2	Tapaus 3	Tapaus 4
f , resonanssitaajuus	~0,0 Hz	~0,0 Hz	1,0 Hz	1,3 Hz
ζ , vaimennussuhde	0	0	0	0
k_{ekv} , ekv. jousivakio	~0 N/m	10000 N/m	400570 N/m	667800 N/m
r , taajuussuhde	12165	399	20	15

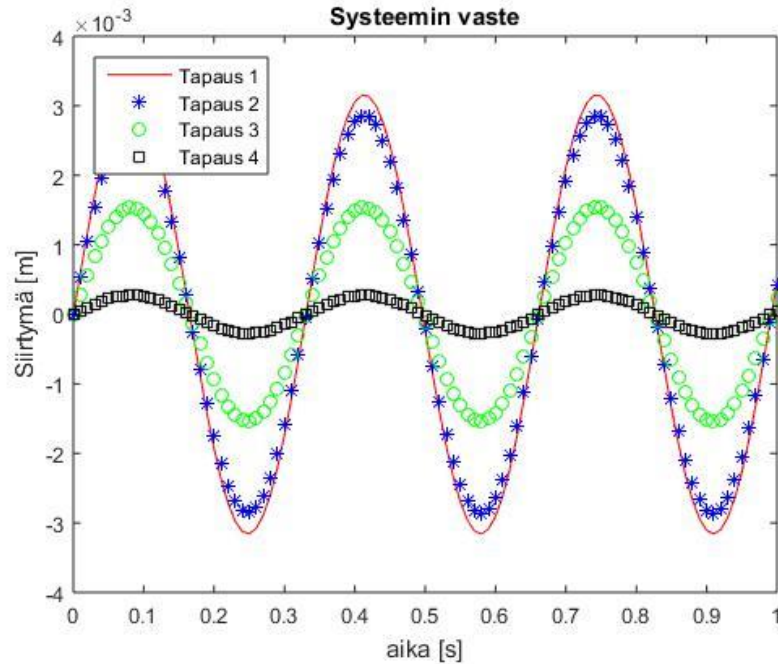
3.2.2 Kehikon massan vaikutus

Systeemi mallinnettiin edellä luetelluilla arvoilla ja Taulukon 5 mukaisilla parametreilla. Kyseessä on sama systeemi kuin edellisessä esimerkissä, mutta nyt muuttuvana suurena on kehikon massa. Kehikon jousivakio ja vaimennus pysyvät vakioina.

Taulukko 5. m:n muutos kehikoissa.

	Tapaus 1	Tapaus 2	Tapaus 3	Tapaus 4
c [Ns/m]	0	0	0	0
m [kg]	1	1000	10 000	100 000
k [N/m]	100 000	100 000	100 000	100 000
ω [rad/s]	316,228	10	3,162	1

Huomataan, että tapaukset eroavat toisistaan huomattavasti (Kuva 9). Kehikon massan kasvattaminen pienentää systeemin amplitudia. Painavimmalla kehikolla amplitudi on jo hyvin lähellä nollaa.



Kuva 9. $m:n$ vaikutus systeemin siirtymään. Kuvassa y-akseli kertoo systeemin y-suuntaisen siirtymän yksikössä [m] ja x-akseli kuvaa aikaa yksikössä [s].

Epäkeskojen pyörimisnopeutta tutkiva ohjelma antoi seuraavia tuloksia (Taulukko 6):

Taulukko 6. $m:n$ vaikutus systeemin resonanssitaajuuteen.

	Tapaus 1	Tapaus 2	Tapaus 3	Tapaus 4
f , resonanssitaajuus	0,5 Hz	0,5 Hz	0,4 Hz	0,2 Hz
ζ , vaimennussuhde	0	0	0	0
k_{ekv} , ekv. jousivakio	86983 N/m	86983 N/m	86983 N/m	86983 N/m
r , taajuussuhde	39,4534	40,1389	45,8548	83,7734

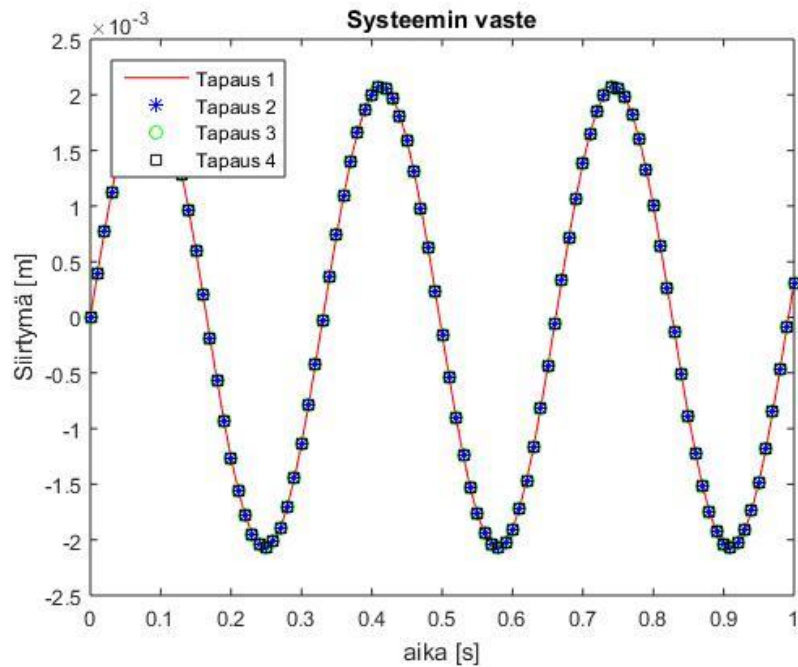
3.2.3 Kehikon vaimennuksen vaikutus

Kehikko mallinnettiin edellä luetelluilla arvoilla ja Taulukon 7 mukaisilla parametreilla. Kyseessä on sama systeemi kuin edellisissä esimerkissä, mutta nyt muuttuvana suurena on kehikon vaimennus. Kehikon jousivakio ja massa pysyvät vakioina. Tässä esimerkissä tutkitaan kehikon vaimennuksen vaikutusta systeemin amplitudiin ja käyttäytymiseen resonanssissa.

Taulukko 7. c :n muutos kehikoissa.

	Tapaus 1	Tapaus 2	Tapaus 3	Tapaus 4
c [Ns/m]	0	1118,03	2236,07	4472,14
m [kg]	5000	5000	5000	5000
k [N/m]	100 000	100 000	100 000	100 000
ω [rad/s]	4,472	4,472	4,472	4,472
c_{cr} [Ns/m]	22360,7	22360,7	22360,7	22360,7
ζ	0	0,05	0,10	0,20

Huomataan, että kaikki neljä eri tapausta ovat hyvin lähellä toisiaan (Kuva 10).



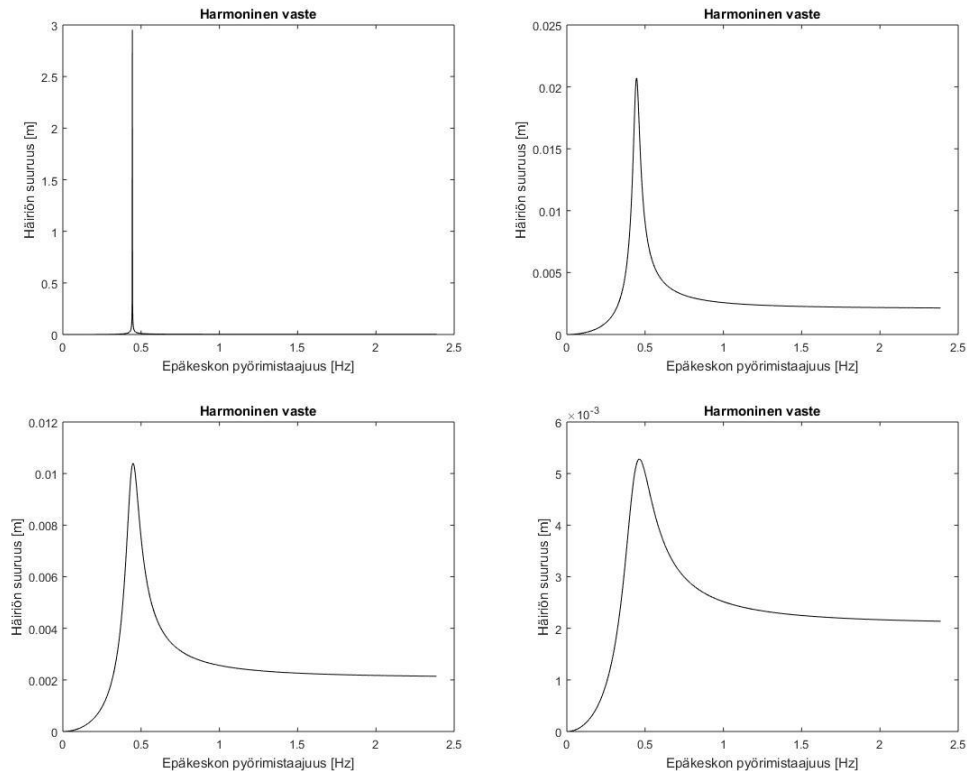
Kuva 10. c :n vaikutus systeemin siirtymään. Kuvassa y-akseli kertoo systeemin y-suuntaisen siirtymän yksikössä [m] ja x-akseli kuvaa aikaa yksikössä [s].

Lähemmällä tarkastelulla amplitudit esimerkki kehikoissa ovat aivan identtiset. Epäkeskojen pyörimisnopeutta tutkiva ohjelma antoi seuraavia tuloksia (Taulukko 8). Taulukko 8 esittelee kulmanopeuden, jolla systeemi resonoi.

Taulukko 8. c :n vaikutus systeemin resonanssitaajuuteen.

	Tapaus 1	Tapaus 2	Tapaus 3	Tapaus 4
f , resonanssitaajuus	0,4 Hz	0,4 Hz	0,4 Hz	0,5 Hz
k_{ekv} , ekv. jousivakio	86983 N/m	86983 N/m	86983 N/m	86983 N/m
r , taajuussuhde	42,7737	42,7737	42,7737	42,7737

Huomataan kuitenkin, että vaimennus vaikuttaa systeemin käyttäytymiseen resonanssitilassa (Kuva 11). Vaimennussuhteen kasvaessa resonanssin aiheuttama vaste pienenee, mutta resonanssiipiikki jakaantuu laajemmalle alueelle epäkeskojen käyntitaajuusaksella. Resonanssiipiikin jälkeen taajuuden noustessa, systeemin vaste pienenee hitaasti. Kuvassa 11 on esitetty vaimennuksen kasvattamisen vaikutus systeemin vasteeseen.



Kuva 11. c :n vaikutus systeemin vasteeseen resonanssitilassa. Kuvassa y-akseli on häiriönsuuruus yksikössä [m] ja x-akseli on epäkeskon pyörimistaajuus yksikössä [Hz]. Vaimennus kasvaa kuvassa vasemmalta oikealle, ylhäältä alas.

3.3 Seulan värähtelyille soveltuvan teräskehikon suunnittelu

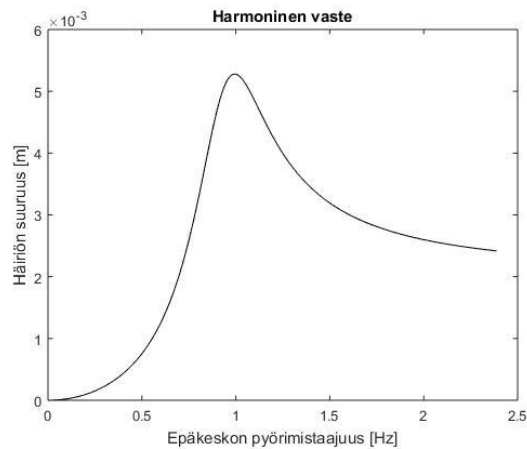
Kuten teoreettisista tuloksista voidaan päätellä, aluskehikon tulisi olla suhteellisen jäykkä, jotta systeemin ominaistaajuus pysyisi korkeana ja kehikko pystyisi kannattelemaan raskasta värähtelevää laitetta. Kehikkoa suunniteltaessa tulisi välttää osia ja liitostyyppisiä, joiden ominaistaajuus on lähellä laitteen käyntitaajuutta, koska yksittäiset osat voivat alkaa resonoida ja hajota.

Seulan massan suuruuteen skaalattu kehikko olisi mahdollista saada riittävän vakaaksi jäykkyyden kannalta ja, että kehikon ominaistaajuus pysyy korkeana. Kehikolla tulisi olla tarpeeksi massaa, että se pystyisi pitämään systeemin amplitudin pienenä. Turhaa massaa kehikossa tulisi välttää, sillä turha lisämassa aiheuttaisi vain lisäkuluja. Kehikossa tarvitaan vaimennusta pienentämään värähtelyiden ja resonanssin aiheuttamaa jännityksiä, kuten Kuva 11 osoittaa. Liiallinen vaimennus saattaa olla rakenteelle haitallista, sillä liiallinen vaimennus voi rasittaa kehikon rakenteita aiheuttamalla jännityspiikkejä rakenteeseen.

Kokeilemalla MATLAB-malleilla tutkittujen tapausten tarjoaman tiedon avulla voidaan esimerkiksi valita kehikolle värähtelyjen kannalta edulliset parametrit:

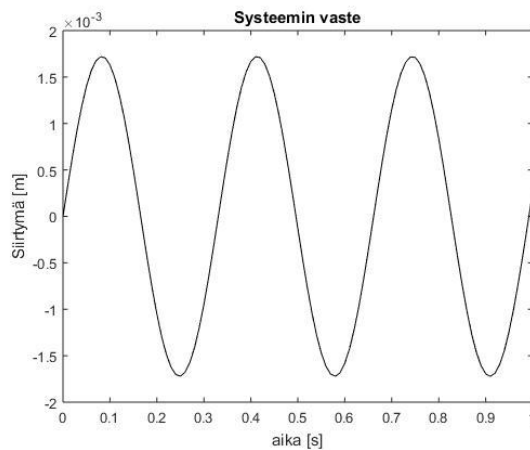
- k : Jousivakion arvoa muuttamalla systeemin ominaistaajuus pysyi lähes vakiona. k :n arvo ei vaikuta olevan ratkaiseva tekijä. Valitaan k :lle arvoksi 1000000 N/m, koska se on lähellä seulan omaa jousivakiota.
- m : Kehikon massan noustessa systeemin ominaistaajuus laskee ja systeemin kokema amplitudi pienenee. Arvolla 5000 kg ominaistaajuus on 1,0 Hz. Arvot 5000-10000 kg eivät vaikuttaneet systeemin ominaistaajuuteen ja niiden vaikutus amplitudin pienennyksessä oli hyvin vähäistä. Massan kannattaisi täten olla noin 5000 kg.
- c : Ei vaikuta systeemin ominaistaajuuteen, mutta suuri vaikutus systeemin käyttäytymiseen resonanssissa. Vaimennus on ratkaisevassa asemassa, kun aletaan miettiä systeemin osien väsymiskestävyyttä ja kestävyyttä resonanssissa. Vaimennussuhteelle sopiva arvo on kumivaimentimella saavutettava 0,05-0,20. Valitaan c :lle arvo 14142 Ns/m, jolloin vaimennussuhde on 0,20.

Kuvat 12 ja 13 esittävät systeemin käyttäytymistä suunnitellulla kehikolla. Kuva 12 esittää systeemin vastetta epäkeskojen eri käyntinopeuksilla. Kuva 13 esittää systeemin y-suunnan liikettä ajan funktiona.



Kuva 12. Suunnitellun kehikon harmoninen vaste. Kuvassa y-akseli on häiriönsuuruus yksikössä [m] ja x-akseli on epäkeskon kulmanopeus yksikössä [rad/s].

Kuvan 12 perusteella, systeemin ominaistaajuus on noin 1,0 Hz eli se ei ole lähellä 19 Hz tai sen jotakin monikertaa, jotka olivat aiheuttaneet ongelmia värähtelyjen kanssa. Systeemin häiriön suuruus 19 Hz:n on noin 1,7 millimetriä, mutta se ei käy ilmi Kuvasta 12.



Kuva 13. Suunnitellun kehikon y-suuntainen liike. Kuvassa y-akseli on systeemin y-suuntainen siirtymä yksikössä [m] ja x-akseli on aika yksikössä [s].

Kuvan 13 perusteella, värähtelyliikkeen amplitudi suunnitellulla kehikolla olisi noin 1,7 millimetriä. Tärylaitteessa tarvitaan hiukan amplitudia, jotta se kykenisi erottelemaan maainesta täryliikkeen avulla.

Nurjahdus on kehikossa myös mahdollinen vaaratekijä, koska seula sijaitsee kehikon päällä ja aiheuttaa puristavia voimia kehikon osiin. Täryliike lisää aina hetkellisesti osien puristuskuormaa, jolloin yksittäiset osat voivat nurjahtaa ja kehikon ominaistaajuus muuttua. Nurjahduksen seurauksena rakenne voi menettää kykynsä kantaa kuormaa tai rakenne voi nurjahtaa

3.4 Rakenteiden edut ja haitat

Matalan jousivakion kehikko tuskin pysyy itsestään pystyssä, ja vaikka kehikko kantaisikin kuorman ja kestäisi värähtelyt. Kehikon matala ominaistaajuus olisi lähellä seulan käyntitaajuutta, jolloin resonanssi olisi uhkaava tekijä.

Korkean jousivakion kehikko on jykevä ja kestävä. Sillä on ominaisuuksiensa vuoksi hyvin suuri jousivakio ja tämän seurauksena kehikon ominaistaajuus on hyvin korkea, olettaen, että kehikon massa ei ole kohtuuttoman suuri verrattuna sen jäykkyyteen. Suuren jäykkyyden saavuttamiseen tarvitaan mitä luultavimmin kalliita huippulujuusteräksiä. Kyseisten terästen toinen ongelma hinnan lisäksi on myös niiden alhainen väsymiskestävyys, sekä hauras käyttäytyminen iskumaisissa kuormituksissa.

Keskisuuren jousivakion kehikko yhdistelee etuja ja haittoja matalan ja korkean jousivakion kehikoista. Kunhan kehikolla on tarpeeksi suuri jäykkyys-massasuhde, kehikon ominaistaajuuden pitäisi olla tarpeeksi korkea eroamaan seulan käyntitaajuudesta. Optimoimalla kehikon geometrian hyvin rasituksia vastaan ei välttämättä tarvitsisi käyttää kalliita huippulujuusteräksiä. Täten väsymiskestävyyskin saataisiin paremmaksi, kun rakenteet eivät olisi liian jykkiä. Keskisuuren jousivakion kehikko olisi noin suuruusluokkaa 50-1000 kN/m.

Hyvin kevyen kehikon valmistaminen olisi hankalaa, ellei mahdotonta. Matalan massan kehikon ominaistajuus olisi myös lähellä seulan käyntitajuutta, mikä olisi huono asia. Todella raskaalla kehikolla olisi hyvin matala ominaistajuus, mutta materiaalin haaskaaminen olisi tässä tapauksessa huono asia. Liian raskas kehikko saattaisi myös pienentää systeemin amplitudin niin pieneksi, ettei seula pystyisi erottelemaan maa-aineksia kunnolla. Keskiraskas kehikko pitäisi kehikon ominaistajuuden riittävän matalana verrattuna seulan käyntitajuuteen, eikä siinä tuhlataisi materiaalia massan tuottamiseen. Keskiraskas kehikko olisi noin suuruusluokkaa 5000-10000 kg.

4. TULOSTEN POHDINTA JA VERTAILU

Tässä kappaleessa pohditaan todellisten tuloksien ja teoreettisten tulosten yhtäläisyyksiä ja eroavaisuuksia, sekä tarkastellaan erilaisia virhelähteitä. Tässä kappaleessa etsitään myös suurin vaikuttaja mitatun ja käynnin aikaisen ominaistajuuden eroihin. Lopuksi pohditaan mahdollisia jatkotutkimuksia käsiteltyyn aiheeseen.

4.1 Teoreettisten tulosten ja todellisten tulosten vertailu

Teoreettiset tulokset pääsivät esimerkki kehitteille suunnitelluilla arvoilla lähelle mahdollista resonanssitaajuuden monikertaa. Asettamalla k :lle arvon 1000000 N/m, m :lle arvon 5000 kg ja c :lle arvon 14142 Ns/m, systeemin resonanssitaajuus on noin 1,0 Hz. Tällä ominaistajuudella systeemi ei ole lähellä ongelmia aiheuttanutta käyttötaajuutta 19 Hz tai mitään sen monikerroista. Jousivakion vaikutus toimi teoreettisissa- ja MATLAB-malleissa samoin. Jousivakion noustessa systeemin ominaistajuus nousi. Massan vaikutus systeemin ominaistajuuteen toimi samoin teoreettisissa ja MATLAB-malleissa. Massan noustessa systeemin ominaistajuus laski. Teoreettisten mallien perusteella vaimennuksen piti vaikuttaa systeemin käyttäytymiseen resonanssissa ja systeemin amplitudin suuruuteen. MATLAB-mallien mukaan vaimennus ei vaikuttanut systeemin amplitudiin, kun ei oltu resonanssissa. Resonanssissa vaimennus vaikutti amplitudiin huomattavasti.

4.2 Virhetarkastelu

Kuten oletuksissa on mainittu, tämä kandidaatintyö käsittelee seulan värähtelyjä ympäristössä, jossa ei ole ulkopuolisia häiriötekijöitä, kuten muita värähteleviä koneita lähistöllä. Rajaukset saattavat aiheuttaa virhettä saatuihin teoreettisiin tuloksiin ja käsiteltyihin MATLAB-malleihin. Esimerkiksi seulan osilla tai kehitteiden liitoksilla voi olla jonkin verran vaimennusta. Epäkeskot saattavat myös toimia hieman epäsynkronoidusti, jolloin rakenteisiin saattaa syntyä y-suuntaisten värähtelyiden lisäksi x- ja z- suuntaisia värähtelyjä, sekä kiertymän aiheuttamia värähtelyjä. Työssä ei myöskään oteta kantaa kannatteleeko suunniteltu kehitteiden tärähtäjä.

Yksinkertaistukset teoreettisissa- ja MATLAB-malleissa aiheuttavat jonkin verran virhettä. Malleissa on oletettu, että systeemissä ei tapahdu energiahäviöitä, esimerkiksi kitkaan tai ilmanvastukseen. Malleissa on myös oletettu, että kaikki samanlaiset osat, esimerkiksi alusjouset ovat aina identtisiä. Työssä epäkeskoille on arvioitu vain jotkin arvot massaepäkeskon säteelle ja massaepäkeskon suuruudelle. Massaepäkeskojen arvot vaikuttavat systeemin amplitudin suuruuteen ja saattavat aiheuttaa virhettä sen suuruuteen.

4.3 Johtopäätökset mitatun ja käynnin aikaisen ominaistajuuden eroihin

Tarkastelemalla seulan, alusjousien ja kehikon muodostavaa systeemiä, huomataan, että suurin vaikuttaja systeemin ominaistajuuteen on aluskehikon massa. Kuva 9 ja Taulukko 8 tukevat väitettä. Systeemin amplitudi muuttui radikaalisti kehikon massan muuttuessa. Kehikossa oleva vaimennus paransi systeemin kestävyyttä resonanssitilassa, kuten Kuva 11 osoittaa.

Täryseulan ominaistajuus on alun perin saatu laskemalla se SolidWorks-mallista tai tekemällä mittauksia seulasta, joko ilman kehikkoa tai hyvin minimaalisella kehikolla. Näissä tapauksissa kehikon vaikutusta ei ole otettu huomioon tai se on ollut niin pieni, että sitä ei ole edes havaittu.

4.4 Mahdolliset jatkotutkimukset

Mahdollisia jatkotutkimusaiheita tähän aiheeseen liittyen olisi työn alussa pois suljettujen muiden tekijöiden vaikutus kehikon värähtelyihin, esimerkiksi kehikon liitosten vaikutuksen tai erilaisten jäykisteiden vaikutukset kehikon ominaistajuuteen.

Toinen mahdollinen jatkotutkimusalue voisi myös olla standardikehikon suunnittelu ja luominen. Standardikehikon voisi muun muassa optimoida värähtelyongelmia kestäväksi ja mitä luultavimmin standardikehikko olisi myös halvempi toteuttaa ja kokoonpanna kuin yksittäisratkaisu.

Kolmas mahdollinen jatkotutkimus voisi keskittyä tarkempaan tutkimukseen eri osien, liitosten ja kehikon tuottamien vaimennuksien vaikutuksesta värähtelyihin ja niiden väsymiskestävyteen. Tämän avulla seulalle, sen osille ja aluskehikolle voitaisiin saada pidempi käyttöaika ja suurempi käyttövarmuus.

5. YHTEENVETO

Työn lähtökohtana oli muodostaa teoreettinen malli täryseula-alusjousi-aluskehikkosysteemille ja muodostaa teoreettisen mallin avulla MATLAB-mallit, joiden avulla voi tutkia kehikon parametrien vaikutusta systeemin ominaistaajuuteen. Työtä aloittaessa Sandvik Mining and Rock Technology:lta saatujen tietojen mukaan aluskehikko vaikutti eniten siihen, miksi täryseulan mitattu ominaistaajuus ei vastannut käytön aikaista ominaistaajuutta.

MATLAB-malleja tarkastelemalla huomattiin, että kehikon jousivakio ei ollut ratkaiseva tekijä muutoksiin systeemin ominaistaajuudessa. Ratkaisevaksi tekijäksi osoittautui kehikon massa ja kehikon vaimennus. MATLAB-mallien mukaan kehikon massan noustessa myös systeemin amplitudi laski huomattavasti. MATLAB-malleista kävi myös ilmi, että kehikon vaimennus pienensi resonanssista aiheutunutta jännityspiikkiä ja levensi resonanssiä laajemmalle alueelle epäkeskojen pyörimistaajuusakselilla. Värähtelyjä kestävä kehikon suunnittelussa on tärkeää, että kehikko ei saata koko värähtelijäsysteemiä resonanssiin. Ilman kehikkoa täryseula alusjousineen saattaisikin toimia varsin hyvin, mutta kehikon vaikutuksesta koko systeemi saattaa joutua resonanssiin ja hajota.

LÄHTEET

Bařa, M. 1987. Analysis of Dynamic Effects on Engineering Structures. 1. painos. s. 34

Beards, C. F. 1996. Engineering Vibration Analysis with application to Control Systems. 1. painos. s. 163.

Collacott, R. 1979. Vibration Monitoring and Diagnosis. 1. painos. s. 96.

Den Hartog, J. P. 1985. Mechanical Vibrations. 4. painos. s. 34.

Graham Kelly, S. 2007. Advanced Vibration Analysis. 1. painos s. 50.

Meriam, J. L. & Kraige, L. G. Dynamics. 2. painos. s. 538-539.

Salmi, T. & Virtanen, S. 2006. Dynamiikka. 1. painos. s. 379

Salonen, E. 1978. Dynamiikka. 2. painos. s. 210.

Sandvik Mining and Rock Technology. 2017a. 3D-malleja täryseulaimista. [yksityinen sähköpostiviesti]. Vastaanottajat: Topias Parviainen, Risto Salonen. Lähetetty: 21.2.2017 klo 15:19 (GMT +0200)

Sandvik Mining and Rock Technology. 2017b. Kokousmuistio 27.1.2017. [yksityinen sähköpostiviesti]. Vastaanottajat: Topias Parviainen. Lähetetty: 10.3.2017 klo 08:50 (GMT +0200)

Sandvik Mining and Rock Technology. 2017c. VS: Kandidaatintyö lähes valmis. [yksityinen sähköpostiviesti]. Vastaanottajat: Kimmo Luukkonen, Topias Parviainen. Lähetetty: 4.5.2017 klo 18:52 (GMT +0200)

Sandvik Mining and Rock Technology. 2016. Värähtelyguruja. [yksityinen sähköpostiviesti]
Vastaanottajat: Aki Mikkola, Topias Parviainen, Kimmo Kerkkänen, Janne Heikkinen.
Lähetetty: 11.8.2016 klo 12:34 (GMT +0200)

Sopanen, J. 2016. Mekaniikka. Luentomuistiinpanot.

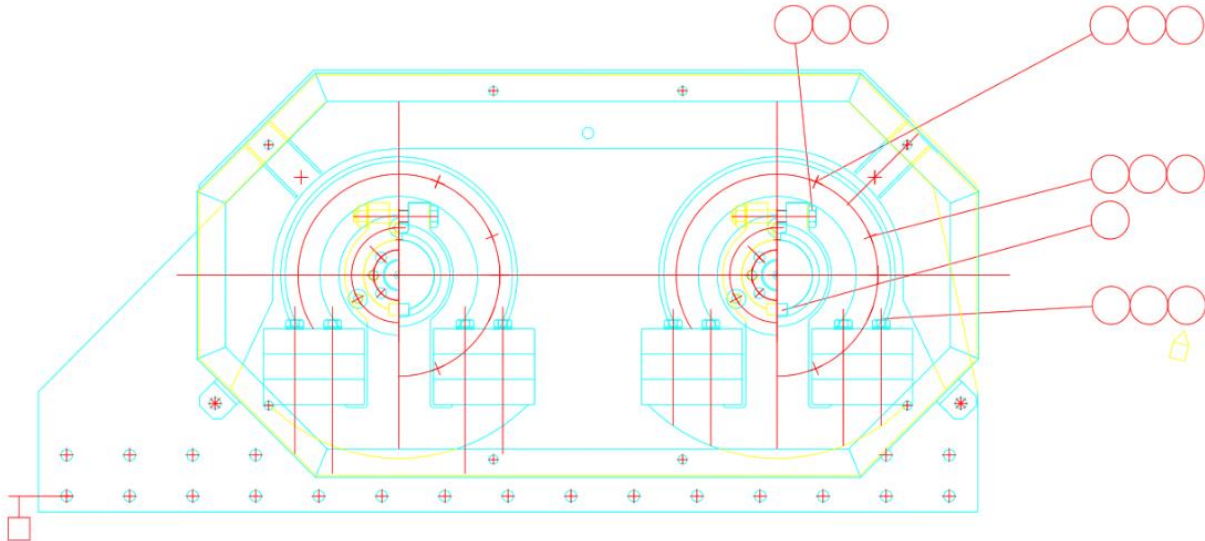
Valtanen, E. 2013. Tekniikan Taulukkokirja. 20. painos. s. 319

W. de Silva, C. 2007a. Vibration Fundamentals and Practice. 2. painos s. 49-51.

W. de Silva, C. 2007b. Vibration Fundamentals and Practice. 2. painos. s. 12.

LIITTEET

LIITE I. Tietoja epäkeskosta (Sandvik Mining and Rock Technology, 2017 b).



LIITE II. MATLAB-malli amplitudin tutkimiseen

```
% © Topias Parviainen 2017  
% 2.6.2017
```

```
close all  
clear all
```

```
% Alusjouset
```

```
kxjousi = 100000; % [N/m]  
kyjousi = 188000; % [N/m]  
kzjousi = 100000; % [N/m]  
mjousi = 0; % [kg]  
n = 4; % [kpl]
```

```
% Seula
```

```
mseulain = 9500; % [kg]  
fseulain = 4; % [Hz]  
omegaseulain = 2 * pi * fseulain; % [rad/s]  
kseulain = 6000000; % [N/m]
```

```
% Epäkesko
```

```
fepakesko = 19; % [Hz]  
omegaepakesko = 2 * pi * fepakesko; % [rad/s]  
mepakesko = 100; % [kg]  
eepakesko = 0.3; % [m]
```

```
% Pelkkä Y-suuntainen värähtely
```

```

t = 0:0.01:1; %[s]

% Tapaus 1
kkehikko1 = 1000000; %[N/m]
mkehikko1 = 1; %[kg]
ckehikko1 = 14142; %[Ns/m]
omegakehikko1 = sqrt(kkehikko1 / mkehikko1); %[rad/s]
ccritical1 = sqrt(kkehikko1 * mkehikko1); %[Ns/m]

kekv1 = (n * kkehikko1 * kseulain * kyjousi) / (n * [kkehikko1 + kseulain] *
kyjousi + kkehikko1 * kseulain);
wnsys1 = sqrt(kekv1 / (mseulain + [mjousi / 3] + [mkehikko1 / 3]));
r1 = omegaepakesko / wnsys1;
vaimennussuhde1 = ckehikko1 / ccritical1;
Y1 = (mepakesko * eepakesko * sin(fepakesko * t) / [mseulain + mjousi +
mkehikko1]) * (r1^2 / [sqrt([1 - r1^2]^2 + (2 * vaimennussuhde1 * r1)^2)]);
plot(t, Y1, 'k')

% Tapaus 2

kkehikko2 = 100000; %[N/m]
mkehikko2 = 5000; %[kg]
ckehikko2 = 1118.03; %[Ns/m]
omegakehikko2 = sqrt(kkehikko2 / mkehikko2); %[rad/s]
ccritical2 = sqrt(kkehikko2 * mkehikko2); %[Ns/m]

kekv2 = (n * kkehikko2 * kseulain * kyjousi) / (n * [kkehikko2 + kseulain] *
kyjousi + kkehikko2 * kseulain);
wnsys2 = sqrt(kekv2 / (mseulain + [mjousi / 3] + [mkehikko2 / 3]));
r2 = omegaepakesko / wnsys2;
vaimennussuhde2 = ckehikko2 / ccritical2;
Y2 = (mepakesko * eepakesko * sin(fepakesko * t) / [mseulain + mjousi +
mkehikko2]) * (r2^2 / [sqrt([1 - r2^2]^2 + (2 * vaimennussuhde2 * r2)^2)]);

% Tapaus 3

kkehikko3 = 100000; %[N/m]
mkehikko3 = 5000; %[kg]
ckehikko3 = 2236.07; %[Ns/m]
omegakehikko3 = sqrt(kkehikko3 / mkehikko3); %[rad/s]
ccritical3 = sqrt(kkehikko3 * mkehikko3); %[Ns/m]

kekv3 = (n * kkehikko3 * kseulain * kyjousi) / (n * [kkehikko3 + kseulain] *
kyjousi + kkehikko3 * kseulain);
wnsys3 = sqrt(kekv3 / (mseulain + [mjousi / 3] + [mkehikko3 / 3]));
r3 = omegaepakesko / wnsys3;
vaimennussuhde3 = ckehikko3 / ccritical3;
Y3 = (mepakesko * eepakesko * sin(fepakesko * t) / [mseulain + mjousi +
mkehikko3]) * (r3^2 / [sqrt([1 - r3^2]^2 + (2 * vaimennussuhde3 * r3)^2)]);

% Tapaus 4

kkehikko4 = 100000; %[N/m]
mkehikko4 = 5000; %[kg]
ckehikko4 = 4472.14; %[Ns/m]

```

```

omegakehikko4 = sqrt(kkehikko4 / mkehikko4); %[rad/s]
ccritical4 = sqrt(kkehikko4 * mkehikko4); %[Ns/m]

kekv4 = (n * kkehikko4 * kseulain * kyjousi) / (n * [kkehikko4 + kseulain] *
kyjousi + kkehikko4 * kseulain);
wnsys4 = sqrt(kekv4 / (mseulain + [mjousi / 3] + [mkehikko4 / 3]));
r4 = omegaepakesko / wnsys4;
vaimennussuhde4 = ckehikko4 / ccritical4;
Y4 = (mepakesko * eepakesko * sin(fepakesko * t) / [mseulain + mjousi +
mkehikko4]) * (r4^2 / [sqrt([1 - r4^2]^2 + (2 * vaimennussuhde4 * r4)^2)]);

%plot(t,Y1,'r',t,Y2,'b*',t,Y3,'go',t,Y4,'ks')
%legend('Tapaus 1','Tapaus 2','Tapaus 3','Tapaus 4','location','northwest')
xlabel('aika [s]')
ylabel('Siirtymä [m]')
title('Systeemin vaste')

% Tulokset
c = [vaimennussuhde1, vaimennussuhde2, vaimennussuhde3, vaimennussuhde4]
kekv = [kekv1, kekv2, kekv3, kekv4]
r = [r1, r2, r3, r4]
f = [wnsys1,wnsys2,wnsys3,wnsys4] / (2 * pi)

```

LIITE III. MATLAB-malli taajuussuhteen tutkimiseen

```

% © Topias Parviainen 2017
% 2.6.2017

```

```

close all
clear all

```

```

% Alusjouset
kxjousi = 100000; %[N/m]
kyjousi = 188000; %[N/m]
kzjousi = 100000; %[N/m]
mjousi = 0; %[kg]
n = 4; %[kpl]

```

```

% Seula
mseulain = 9500; %[kg]
fseulain = 4; %[Hz]
omegaseulain = 2 * pi * fseulain; %[rad/s]
kseulain = 6000000; %[N/m]

```

```

% Epäkesko
mepakesko = 100; %[kg]
eepakesko = 0.3; %[m]

```

```

% Kehikko
kkehikko = 1000000; %[N/m]
mkehikko = 5000; %[kg]
omegakehikko = sqrt(kkehikko / mkehikko); %[rad/s]
vaimennussuhde = 0.20; %ckeheikko / ccritical;
ccritical = sqrt(kkehikko * mkehikko); %[Ns/m]

```



```

ckehikko = ccritical * vaimennussuhde; % [Ns/m]

kekv = (n * kkehikko * kseulain * kyjousi) / (n * [kkehikko + kseulain] *
kyjousi + kkehikko * kseulain);
wnsys = sqrt(kekv / (mseulain + [mjousi / 3] + [mkehikko / 3]));

% Muuttujien alustus
wf = [0:0.01:15];
ymax = 0;
wongelma = 0;

for i = 1:length(wf);
    F(i) = (mepakesko * eepakesko * wf(i) ^ 2) / (mseulain + mkehikko);
    Y(i) = F(i) / sqrt([wnsys ^ 2 - wf(i) ^ 2] ^ 2 + [[2 * vaimennussuhde *
wnsys * wf(i)] ^ 2]);
    if Y(i) > ymax;
        ymax = Y(i);
        wongelma = wf(i);
    end
end

% Kuvaaja
plot(wf / (2 * pi), Y(:), 'k');
title('Harmoninen vaste');
xlabel('Epäkeskon pyörimistaajuus [Hz]');
ylabel('Häiriön suuruus [m]');

% Tulosten ilmoittaminen
a = num2str(round(wongelma / (2 * pi), 1));
c = num2str(round(ckehikko, 0));
disp(sprintf('Haluttu vaimennussuhde saavutetaan kehon vaimennuksen arvolla
%s Ns/m', c))
disp(sprintf('Resonanssi saavutetaan epäkeskon pyörimistaajuudella %s Hz.',
a))

```