OULUN SEUDUN
AMMATTIKORKEAKOULU

Joni Metso

KÄYTÖN AIKANA SÄÄDETTÄVÄ EPÄKESKOTAIVUTUS-VÄSYTYSKONE

KÄYTÖN AIKANA SÄÄDETTÄVÄ EPÄKESKOTAIVUTUS-VÄSYTYSKONE

Joni Metso

Opinnäytetyö

Kevät 2012

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Oulun seudun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun seudun ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma, koneautomaatio

Tekijä: Joni Metso
Opinnäytetyön nimi: Käytön aikana säädettävä epäkeskotaivutusväsytyskone
Työn ohjaaja: Pentti Huhtanen
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2012 Sivumäärä: 33 + 1 liite

---

Työn tilaaja oli Oulun yliopiston alueyksikkö Oulun Eteläisen instituutti, joka on mukana erilaisissa tekniikan alan projekteissa ja tutkimushankkeissa. Työn tavoitteena oli suunnitella aineenkoetukseen sopiva epäkeskoon perustuva taivutusväsytyskone, jonka epäkeskeisyyttä pystyttäisiin säätämään koneen käytön aikana. Yliopistolla on ennestään kaksi taivutusväsytykonetta, joissa epäkeskeisyyden säätö tapahtuu koneen ollessa pysäytettynä. Käytönaikaisella säädöllä saataisiin kokeeseen tarkkuutta ja monipuolisuutta voimatakaisinkytkennän ansiosta.

Työssä taivutusväsytyskokeella tarkoitetaan tuetun kappaleen edestakaista taivutusväsytyskoetta, jossa koepalaan ei kohdistu muita rasituksia kuin taivutusväsytys. Epäkeskon säätöratkaisua tarkasteltiin tilaajan alustavien ideoiden pohjalta. Kolme vaihtoehtoa säädön toteuttamiseksi olivat kiilaratkaisu, hammashihnaratkaisu sekä sisäkkäisten toisiinsa nähden epäkeskeisten akseleiden avulla toteutettu ratkaisu.

Vaihtoehdoista valittiin kiilaratkaisu tarkempaan käsittelyyn yksinkertaisuutensa ja toimivaksi havaitun 3D-luonnoksen perusteella. Lopputuloksena säätömekanismi mallinnettiin mekaanisesti toimivaksi kokoonpanoksi Solidworks-3D-mallinnusohjelmalla. Ratkaisussa on kaksi sisäkkäistä akselia, joista sisempää liikutetaan servomoottorin ja liikeruuvin avulla akselien pituussuunnassa. Siirtymä liikuttaa kulmassa olevan kiilan välityksellä akseleiden kanssa kohtisuoraa kelkkaa. Näin voidaan siirtää kelkkaan kiinnitetyn kammen epäkeskeistä sijaintia akselien keskilinjaan nähden. Säätöratkaisuun laskettiin alustavia mitoituksia koneenrakennusta varten. Tuloksena saatiin akselin halkaisija väsytyskokeen vaatiman voiman perusteella, kiilan mitat, kiilauran asennuskulma sekä vaadittavat kelkan, kiilan ja sisemmän akselin väliset siirtymät toisiinsa nähden.

Asiasanat:
epäkesko, taivutusväsytys, aineenkoetus

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ 3
SISÄLLYS 4
1 JOHDANTO 5
2 VÄSYMINEN 6
2.1 Väsymismurtuma 6
2.2 Väsytyskokeet 7
2.3 Väsytyskokeen tulokset 10
3 EPÄKESKO 13
4 TASAPAINOTUS 14
4.1 Staattinen tasapaino 14
4.2 Dynaaminen tasapaino 15
4 TAIVUTUSVÄSYTYSKONEET 16
5 RATKAISUVAIHTOEHTOJA 19
5.1 Vaihtoehto 1 20
5.2 Vaihtoehto 2 22
5.3 Vaihtoehto 3 23
6 VALITUN VAIHTOEHDON SUUNNITTELU 25
7 POHDINTA 31
LÄHTEET 32
LIITTEET
Liite 1 Lähtötietomuistio

1 JOHDANTO

Insinöörityön tavoitteena on suunnitella konetekniikan alalle aineenkoetukseen sopiva epäkeskoon perustuva käytönaikana säädettävä väsytyskone, jolla voidaan mitata koekappaleen kestävyyttä edestakaisin väsyttävällä taivutuskuormituksella. Suunnittelun pääpaino keskittyy epäkeskeisyyden käytönaikaisen säätömekanismiratkaisun valintaan. Tilaajalla on ennestään yksi itse valmistettu sekä yksi kaupallinen taivutusväsytyskone. Molemmissa epäkeskeisyyden säätö tapahtuu koneen ollessa pysäytettynä. Epäkeskeisyyden säädöllä vaikutetaan kampimekanismin iskunpituuteen, joka välittyy testattavaan kappaleeseen tässä tapauksessa toistuvana taivutusväsytyksenä. (Liite 1.)

Työn tilaaja on Oulun Eteläisen instituutin alainen Tulevaisuuden tuotantoteknologiat - tutkimusryhmä, joka on Oulun yliopiston alueyksikkö. Instituutti osallistuu alueen kehittämisen kannalta tärkeiden yliopistollisten koulutusohjelmien järjestämiseen sekä valmistelee, koordinoi ja hallinnoi erilaisia tutkimus- ja kehittämishankkeita yhteistyössä muiden kehittämis- organisaatioiden kanssa. (1.)

Lähtökohtaisesti suunnittelussa tarkastellaan tilaajan ideoimia kolmea ratkaisuvaihtoehtoa epäkeskeisyyden käytönaikaisen säädön toteuttamiseksi. Toimivan geometrian lisäksi tämäntyyppisessä koneessa luultavasti ilmenee käytännön haasteita ja ongelmia esimerkiksi välysten, tärinän ja tasapainotuksen huomioinnissa, mutta rakennusvaihetta ajatellen tilaajalla on tarvittaessa käytössään hyvin lujia ja monipuolisia erikoismateriaaleja.

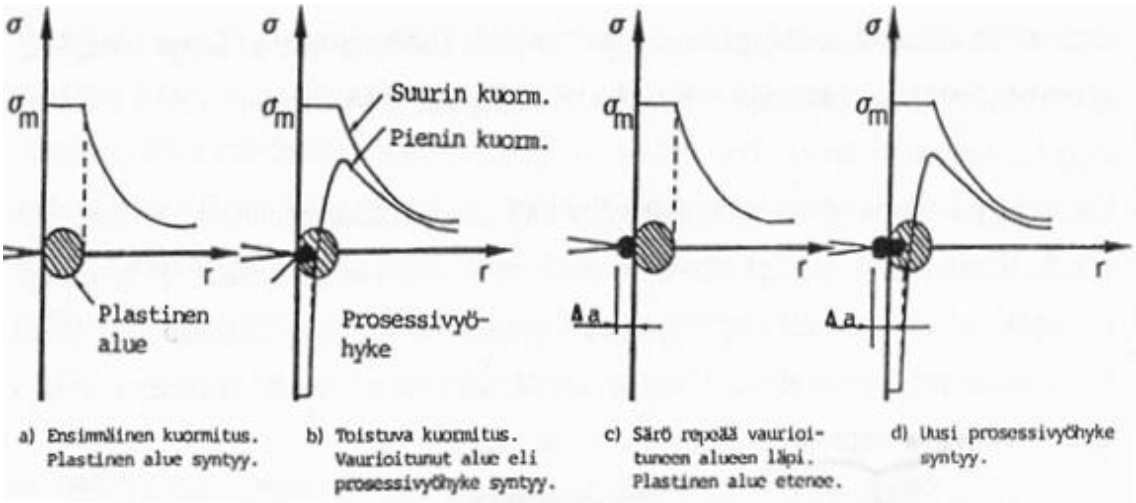
2 VÄSYMINEN

Tapahtumaa, jossa vaihteleva kuormitus aiheuttaa kappaleeseen väsymismurtuman, kutsutaan väsymiseksi. Rautametalleilla väsymismurtuman syntyyn vaikuttaa tietyn rajan ylittävien jännityskertojen lukumäärä. (2, s. 395.)

2.1 Väsymismurtuma

Väsymismurtuman synty voidaan jakaa kolmeen päävaiheeseen. Ydintymisvaiheeksi kutsutaan mikroskooppisien säröjen syntyä ja yhdentymistä makroskooppiseksi säröksi. Materiaalissa voi olla mikroskooppisia säröjä, kuten hilavirheitä jo valmistusteknisistä syistä, tai niitä voi syntyä ajan myötä rasituksen aiheuttamana. Etenemisvaiheessa särö kasvaa kiihtyvällä nopeudella, mikä johtaa lopulta murtumisvaiheeseen, jossa rakenneosa murtuu sitkeästi tai hauraasti. Kuvassa 1 on havainnollistettu särön kasvua väsyttävän kuormituksen alaisena. (3, s. 50.)

.



KUVA 1. Särön kasvu väsytyksessä (3, s. 52)

2.2 Väsytyskokeet

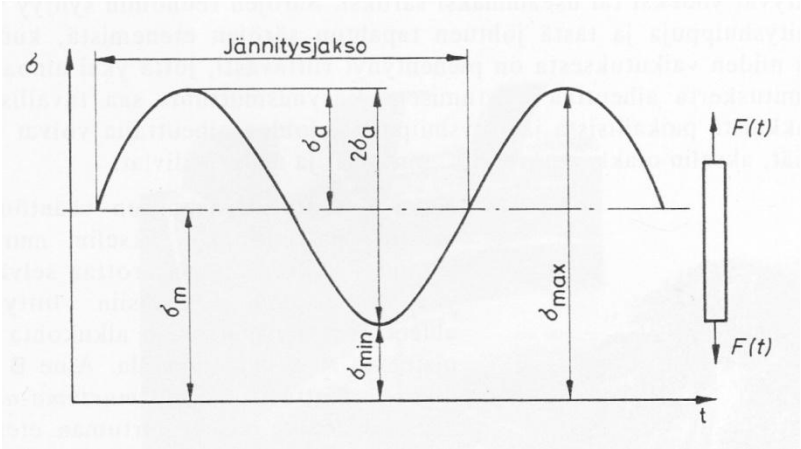
Väsytyskokeilla määritetään kokeellisesti metallien väsymisominaisuudet. Yleisimmin testattavat kuormitustapauksia vastaavat standardisoidut väsytyskokeet ovat veto-puristuskoe, taivutuskoe ja vääntökoe. Metallien väsytyskokeiden yleiset periaatteet ovat SFS 3099 -standardista.(4.)

Kokeissa aiheutetaan koekappaleeseen vaihtuvaa kuormitusta yleensä niin, että jännitys vaihtelee sinikäyrän mukaisesti ajan funktiona. Yleensä väsytyskoesarjassa koestetaan useita samanlaisia koekappaleita murtumiseen, tai äärettömän määrän kuormitusvaihtelua tietyllä jännitysamplitudilla kestävään pisteeseen saakka. Taulukossa 1 on standardin mukaiset jännitykseen liittyvät merkinnät.

TAULUKKO 1. Jännitykseen liittyvät merkinnät (4, s. 5)

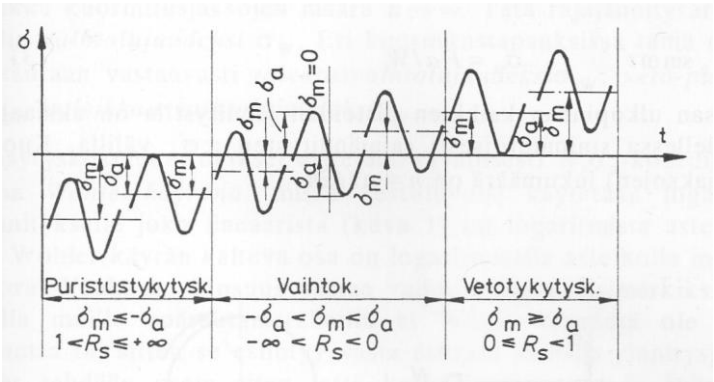
Tunnus	Nimitys	Määritelmä
σ	Jännitys	Missä tahansa jännitysjakson kohdassa esiintyvä nimellisjännitys laskettuna koesauvan alkuperäisen poikkipinnan mukaan.
σ_{max}	Ylempi rajajännitys	Jännityksen suurin arvo jännitysjakson aikana. Tarkastelussa on vetojännitys positiivinen ja puristusjännitys negatiivinen (kuvat 1 ja 2).
σ_{min}	Alempi rajajännitys	Jännityksen pienin arvo jännitysjakson aikana. Tarkastelussa on vetojännitys positiivinen ja puristusjännitys negatiivinen (kuvat 1 ja 2).
σ_m	Keskijännitys	Jännityksen staattinen komponentti, ylemmän ja alemman rajajännityksen keskiarvo (kuvat 1 ja 2) $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$
σ_a	Jännitysamplitudi	Jännityksen vaihtuvan komponentin maksimiarvo, puolet ylemmän ja alemman rajajännityksen erotuksesta (kuva 1) $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$
$2\sigma_a$	Jännityksen vaihteluväli	Ylemmän ja alemman rajajännityksen erotus jännitysjakson aikana (kuva 1).
K	Jännitysintensiteetti	Ks. kohta 5.4.1
ΔK	Jännitysintensiteetin vaihteluväli	Ks. kohta 5.4.1
n	Jännitysjaksojen lukumäärä	Jännitysjaksojen lukumäärä missä tahansa kokeen vaiheessa.
f	Taajuus	Jännitysjaksojen lukumäärä aikayksikössä.
R_s	Jännityssuhde	Alemman ja ylemmän rajajännityksen suhde $R_s = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
K_t	Jännityskonsentraatio-kerroin (muotoluku)	Kimmoteorian mukainen minimipoikkipintaan perustuva jännityskonsentraation vaikutuskerroin.

Väsytyskokeen jännitysvaihtelut voidaan kuvata jännitys- aika kuvaajassa. Kuvassa 2 näkyy sinikäyrän mukaisen kuormituksen aiheuttamat jännityksen minimi- ja maksimiarvot, keskijännitys, jännitysjakson pituus ja jännitysamplitudi.



KUVA 2. Väsytyskokeen jännitysvaihtelut (2, s. 398)

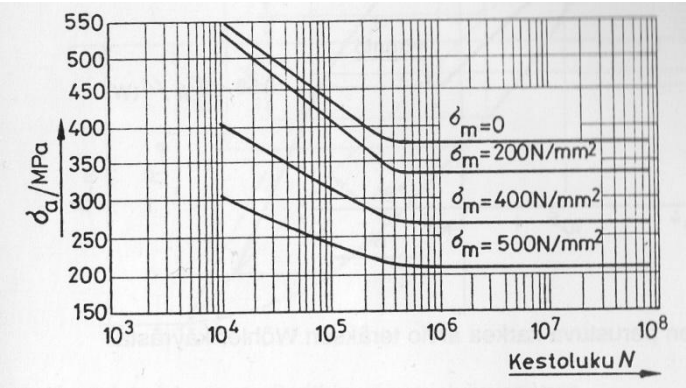
Eri jännitysvaihtelutyypeistä käytetään nimityksiä puristustykytys, vaihtokuormitus ja vetotykytyskuormitus. Vaihtelutyyppi määräytyy keskijännityksen ja jännityssuhteen arvoista. Vaihtelutyypit on kuvattu jännitys-aikakäyrällä kuvassa 3.



KUVA 3. Jännitysvaihtelutyypit (2, s. 399)

2.3 Väsytyskokeen tulokset

Väsytyskokeen tulokset esitetään yleensä niin kutsuttuna Wöhler-käyrä koordinaatistossa, jonka pystyakselilla on jännityskertojen lukumäärää kuvaava kestoluku N logaritmisella asteikolla, ja vaaka-akselilla jännitysamplitudi σ_a lineaarisella tai logaritmisella asteikolla. Käyrän kalteva osa kuvaa aikalujuusaluetta, jolla kuormituskertojen määrällä on vaikutusta murtumiseen tietyllä jännityksellä. Käyrän vaakasuora osa kuvaa vaihtolujuutta, jota vastaavalla tai pienemmällä jännityksellä kappale kestää äärettömän määrän kuormituskertoja. Kuvassa 4 on esimerkki käyristä.



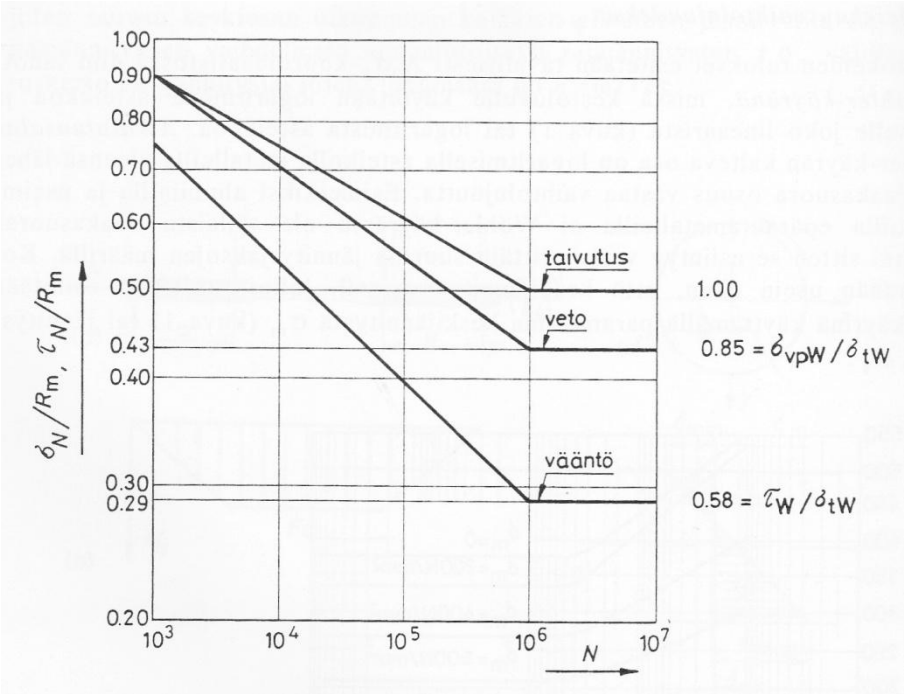
KUVA 4. WÖHLER- käyriä keskijännityksen arvoilla (2, s. 401)

Kuvan 4 käyrän keskijännityksen selitys löytyy taulukosta 1. Kestoluvun N selitys löytyy taulukosta 2.

TAULUKKO 2. väsymislujuuteen liittyvät merkinnät (4, s. 6)

Tunnus	Nimitys	Määritelmä
N	Kestoluku	Murtumiseen johtaneiden jännitysjaksojen lukumäärä (vrt. kohta 4.6).
σ_N	Kestoraja	Kestolukua N vastaava väsymislujuus, voidaan määrittää myös tilastollisesti.
σ_D	Väsymisraja	Kestolukua $N = \infty$ vastaava tilastollisesti määritettävä väsymislujuus. Sitä pienempiä jännityksiä materiaali saattaa kestää äärettömän kauan. Monilla aineilla ei ole väsymisrajaa.
σ_A	Raja-amplitudi	Jännitysamplitudi väsymisrajalla. Keskijännityksellä σ_m väsymisraja on $\sigma_D = \sigma_m \pm \sigma_A$
n/N	Jaksosuhde	Jännitysjaksojen lukumäärän ja kestoluvun suhde. Jaksosuhdetta käytetään monitasokokeissa eri jännitystasoilla tapahtuvan väsymisen suhteellisena mittana.
K_f	Lovenvaikutusluku	Loveamattomalla kiillotetulla koekappaleella saadun väsymislujuuden suhde jännitys-konsentraation sisältävän koekappaleen väsymis-lujuuteen. "Jännityskonsentraatio" voi olla myös esim. korroosio tai työstämätön pinta. Kestorajaa käyttäen määritetty lovenvaikutusluku riippuu käytetystä kestoluvusta N.

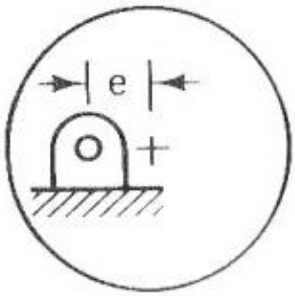
Koesarjan suuresta työmäärän takia useille materiaaleille ei ole saatavilla tarkkaa Wöhler-käyrää, mutta esimerkiksi teräksillä on todettu likimääräisiä voimassaolevia yhteyksiä eri kuormitustapauksia vastaavien staattisten ja väsymislujuusarvojen välillä. Esimerkiksi vetomurtolujuuden R_m perusteella voidaan tarvittaessa esittää karkea arvio teräksen Wöhler-käyrästä, koska on todettu, että taivutusvaihtolujuus on n. 50 % murtolujuudesta, veto-puristusvaihtolujuus 85 % taivutusvaihtolujuudesta sekä leikkausvaihtolujuus 58 % taivutusvaihtolujuudesta. Kuvassa 5 on arvio teräksen Wöhler-käyrästä.



KUVA 5. Vetomurtolujuuteen perustuva arvio teräksen Wöhler-käyrästä (2, s. 402)

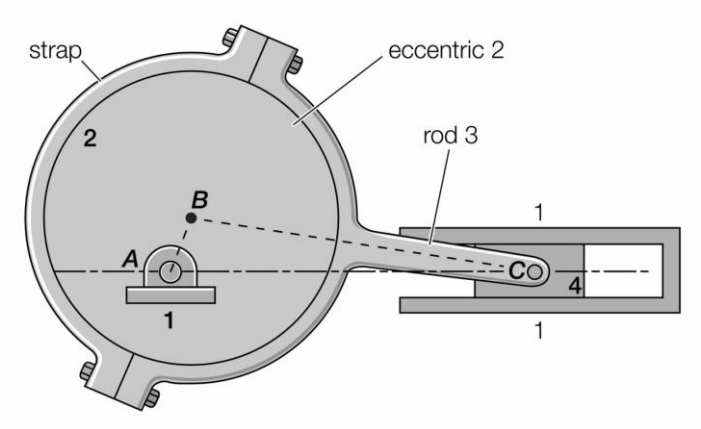
3 EPÄKESKO

Epäkeskolla voidaan muuttaa pyörivän akselin liike luistin tai varren edestakaiseksi lineaariliikkeeksi. Epäkeskeisyyttä *e(eccentricity)* muuttamalla voidaan säätää lineaariliikkeen iskunpituutta. Väsytyskoneessa mekanismilla saadaan sähkömoottorin avulla aikaiseksi sinikäyrän mukaista kuormitusta väsytyskoetta varten. Kuvassa 6 on havainnollistettu epäkeskeisyyttä.



KUVA 6. Epäkeskeisyys (5, s.482)

Kuvassa 7 on havainnollistettu epäkeskeisyyden muuttamista luistin iskunpituudeksi. Mekanismissa nivelen A epäkeskeisyys keskipisteeseen B nähden vaikuttaa pisteen C kautta luistin iskunpituuteen.



KUVA 7. Epäkeskokampimekanismiin perustuva lineaariliike (6)

4 TASAPAINOTUS

Väsyttävään rasitukseen joutuvan epäkeskokoneen suunnittelussa saattaa koneen tasapainotus nousta merkittäväksi tekijäksi, koska laakereiden ja mekaniikkaratkaisujen takia on odotettavissa välyksiä ja tärinälle alttiita koneenosia. Koneen tulee olla tarpeeksi vakaa tuottamaan haluttu väsytys koekappaleelle altistumatta itse liian suuren väsytyksen alaiseksi.

4.1 Staattinen tasapaino

Mekaanisten laitteiden suunnittelun lähtökohtana on, että rakenne täyttää staattiset tasapainoehdot. Kappale on staattisesti tasapainossa, kun siihen vaikuttavien ulkoisten voimien summa eli kokonaisvoima $\overline{F}_{kok}$ on kaavan 1 mukaisesti nolla, Toinen tasapainoehto on, että kappaleeseen vaikuttavien ulkoisten momenttien summa eli kokonaismomentti $\overline{M}_{kok}$ missä tahansa kohtaa olevan pisteen kautta kulkevan akselin suhteen on nolla, kuten kaavassa 2. (7, s. 273 - 274.)

$$\overline{F}_{kok} = \sum_i \overline{F}_i = 0 \qquad \textit{KAAVA 1}$$

$\overline{F}_{kok}$= kokonaisvoima

$$\overline{M}_{kok} = \sum_i \overline{M}_i = 0 \qquad \textit{KAAVA 2}$$

$\overline{M}_{kok}$= kokonaisvääntömomentti

Maan vetovoima aiheuttaa kappaleeseen painovoiman, joka vaikuttaa jokaiseen hiukkaseen kappaleessa. Kun kaikkiin hiukkasiin kohdistuvien voimien vektorisumma korvataan yhdellä resultanttivoimalla, on resultanttivoiman vaikutuspiste kappaleen painopisteessä. Kun kappaleen painopisteen kautta kulkeva suora

on alustan tukipisteiden kautta rajatun alueen ulkopuolella, kappale kaatuu. Mitä alempana painopiste on ja mitä suurempi on tukipisteiden kautta rajatun alueen pinta-ala, sen vakaampi kappale on. (7, s. 273 -274.)

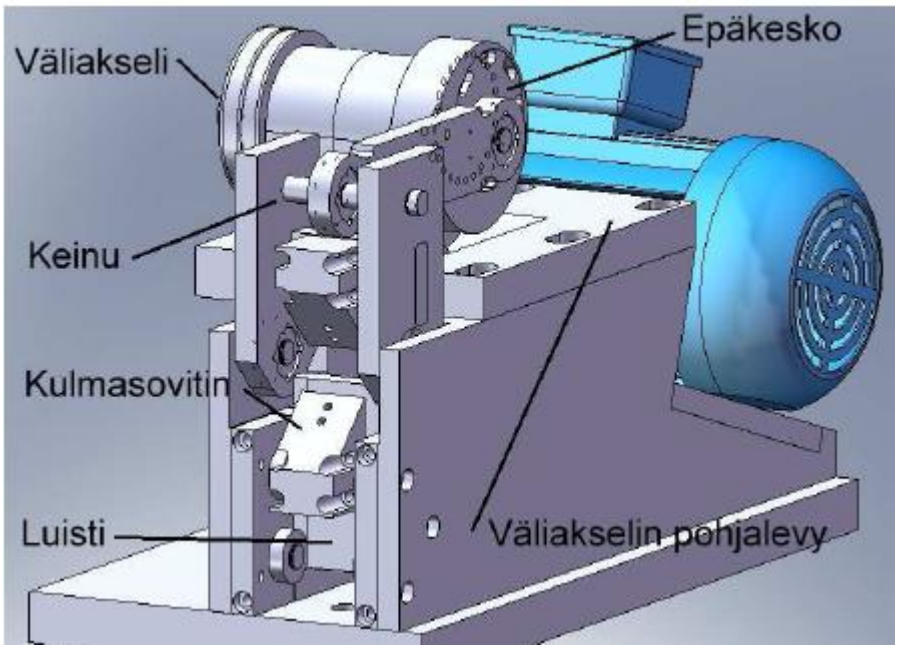
4.2 Dynaaminen tasapaino

Nopeakäyntisissä koneissa olevista liikkuvista massoista aiheutuu värähtelyherätteitä, jotka on otettava suunnittelussa huomioon. Rotaatiossa olevia massoja koneissa on esimerkiksi sähkömoottoreissa, generaattoreissa, akseleina ja ajoneuvon pyörinä. Jos rotaatiossa oleva massa ei ole oikein tasapainotettu, syntyy harmonisesti vaihteleva hitausvoima, joka suurilla pyörimisnopeuksilla voi aiheuttaa merkittävää rasitusta koneelle. Koneissa esiintyy usein myös translaatioliikettä sekä samanaikaista rotaatio ja translaatioliikkeitä suorittavia massoja, jotka voivat aiheuttaa tasapainotusta vaativia häiriövoimia. (8.)

Ulkoiset kuormitukset aiheutuvat koneen vaatimista toiminnoista, mutta tasapainotuksen kannalta merkittävää on nimenomaan liikkeestä aiheutuvien hitausvoimien huomiointi. Hitausvoimat ovat yleensä haitallisia ja ne pyritään pitämään mahdollisimman pienenä. Pienentäminen tapahtuu vähentämällä massaa/hitausmomenttia tai kiihtyvyyttä/kulmakiihtyvyyttä. Massoja voidaan pienentää esimerkiksi käyttämällä kevyempiä materiaaleja ja optimaalista geometriaa. Massakeskiön kiihtyvyyttä voidaan pienentää siirtämällä se kohtaan, jossa kiihtyvyys on mahdollisimman vähäinen. Siirtäminen onnistuu usein sopivasti sijoitetuilla vastapainoilla.(8.)

4 TAIVUTUSVÄSYTYSKONEET

Oulun yliopistolla on itse valmistettu epäkeskoon perustuva taivutusväsytyskone, jolla voidaan testata ultralujista materiaaleista valmistettuja suoria ja särmättyjä väsytyskoekappaleita. Ultralujien terästen käytön vuoksi koneen vaatimuksena on pystyä väsyttämään myötörajaltaan 1 100 N/mm² kestävää materiaalia. Kuvassa 8 on 3D-kuva koneesta.

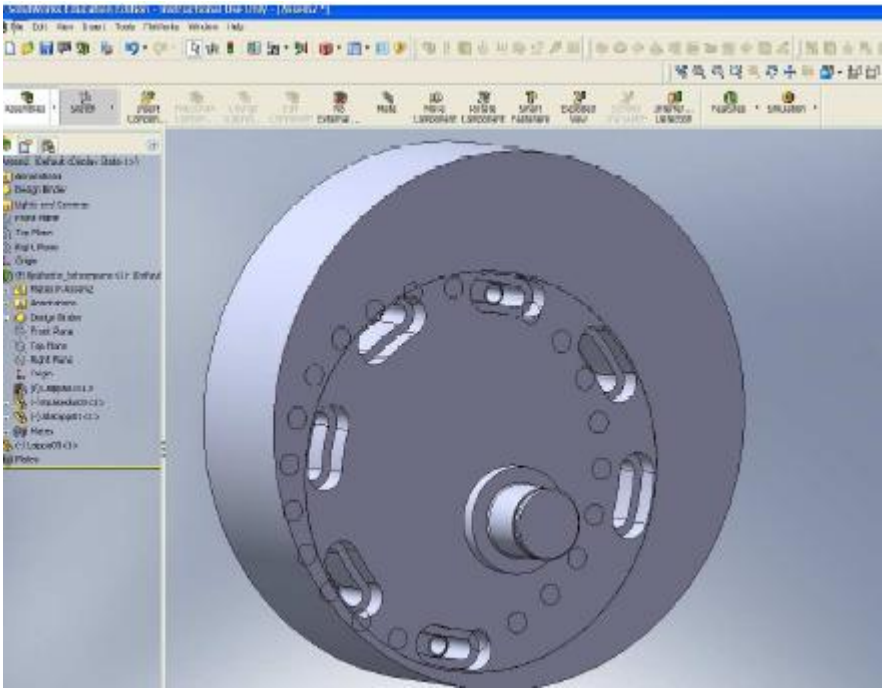


KUVA 8. Oulun yliopiston epäkeskoon perustuva taivutusväsytyskone (9)

Ultralujat teräkset valmistetaan suorasammutusmenetelmällä, jossa teräs jäähdytetään välittömästi kuumavalssauksen jälkeen kuumentamatta sitä enää, jolloin teräkseen saadaan pieni raekoko ja sitkeä ja luja materiaali. Ne ovat perinteisiä rakenneteräksi kevyempiä ja niiden myötölujuus on yli 550 N/mm² ja murtolujuus yli 700 N/mm². (10, s. 9.)

Kone toimii 3 kW:n oikosulkumoottorilla, joka pyörittää kiilahihnavälityksellä akselia, jonka toisessa päässä on säädettävä epäkeskokiekko ja kampimekanismi. Koneella voidaan ajaa maksimissaan n. 30 r/s. Epäkeskolla saadaan edes-

takainen liike kampeen, joka liikuttaa keinua taivuttaen koekappaletta edesta-kaisin tai tarvittaessa vain toiseen suuntaan säätämällä iskunpituutta pienem-mäksi. Epäkeskon säätö tapahtuu koneen ollessa pysäytettynä löysäämällä kiinnitysruuveja, siirtämällä epäkeskokiekkoa haluttuun kulmaan ja kiinnittämällä ruuvit haluttua kulmaa vastaaviin reikiin. Taivutussuunta säädetään siirtämällä väliakselin pohjalevyä. Särmättyjen kappaleiden kiinnitykseen käytetään apuna kulmalevyjä. Epäkeskeisyyden säädön periaate on havainnollistettu kuvassa 9. (9.)



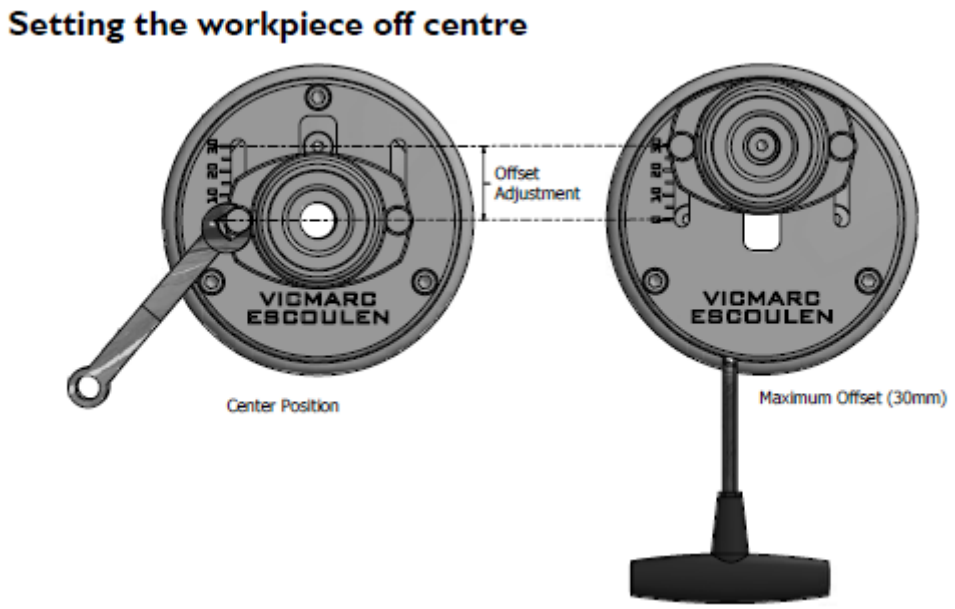
KUVA 9. Epäkeskeisyyden säätö epäkeskokiekon kulmaa muuttamalla (9)

Kuvassa 10 on yliopistolla oleva samalla periaatteella toimiva kaupallinen Carl Schenck- merkkinen taivutusväsytyskone. Iskunpituuden säätö ja koekappaleen kiinnityksen hienosäätö tapahtuu koneen ollessa pysäytettynä epäkeskeisyyttä, sekä moottorin ja akselin korkeutta säätämällä. Epäkeskeisyyden säätö tapah-tuu kuvassa näkyviä neljää kuusiokoloruuvia löysäämällä ja kiertämällä epäkes-kokiekon kulma haluttuun kohtaan kammen iskunpituuden muuttamiseksi.

KUVA 10. Carl Schenk-merkkinen taivutusväsytyskone säädettävällä epäkeskolla

5 RATKAISUVAIHTOEHTOJA

Olemassa olevia ratkaisuja epäkeskeisyyden säätöön löytyy teollisuuden paristа, mutta niissä on lähes poikkeuksetta pysäytettävä prosessi säädön ajaksi. Kuvan 9 esimerkissä ratkaisu on eri kulmaan käännettävä ja kiristettävä epäkeskokiekko, jota edellä mainituissa taivutusväsytyskoneissa on käytetty. Toinen ratkaisu on kuvan 11 mukainen liikeruuvin säätöön perustuva ratkaisu.

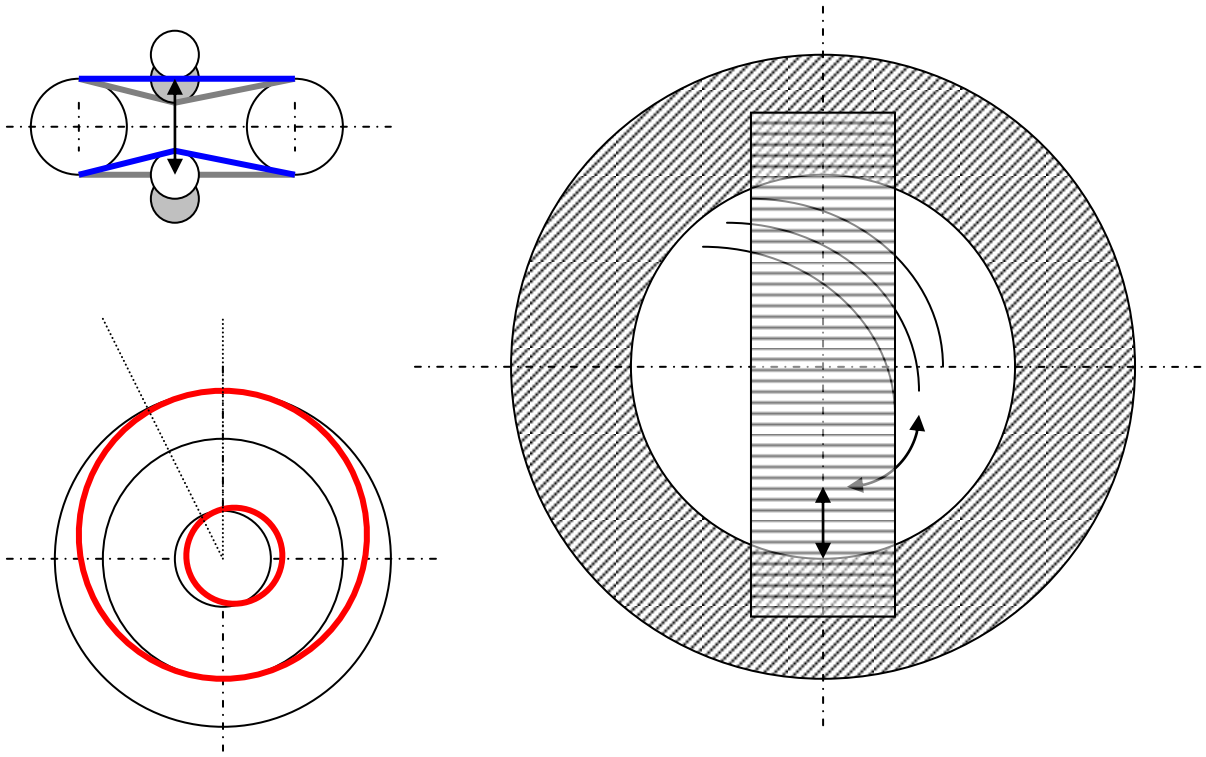


KUVA 11. Liikeruuviin perustuva ratkaisu epäkeskeisyyden säätöön (11)

Liikeruuvin säätöön perustuvia ratkaisuja löytyy robotiikan avulla automatisoitu-na esimerkiksi kehittyneistä CNC-koneista, mutta näissäkin löydetyissä tapauksissa epäkeskisyyden säätö tapahtuu koneen ollessa pysäytettynä. Ratkaisuvaihtoehtoa on näin ollen lähdettävä ideoimaan yhteistyössä tilaajan kanssa. Lähtökohtaisesti epäkeskeisyys muutetaan väsyttäväksi kuormitukseksi samanlaisella keinuratkaisulla kuin kuvassa 8 sivulla 16 olevassa koneessa.

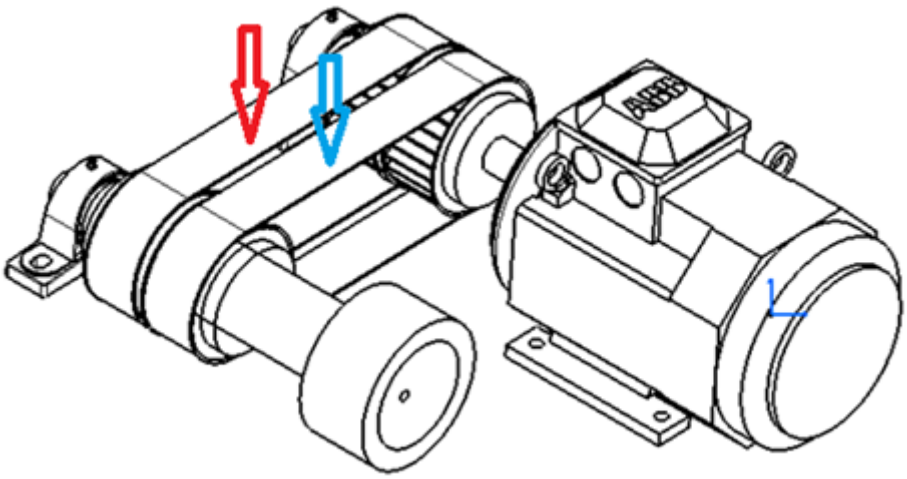
5.1 Vaihtoehto 1

Yksi mahdollisuus on kahden sisäkkäisen akselin vaihe-eroon perustuva ratkaisu. Sisemmässä akselissa on uritus, joka siirtää epäkeskokelkkaa tai hammastus, joka siirtää epäkeskokiekkoa. Vaihe ero voidaan tehdä esimerkiksi kahden samalta akselilta lähtevän hammashihnan tulo- ja lähtöpuolen pituuksia muuttamalla. Pituuksien säätö tapahtuu esimerkiksi servomoottorilla säädettävien hihnakiristimien avulla. Kuvassa 12 on ideointia vaihtoehtoon 1.



KUVA 12. Vaihtoehto 1:n vaihe -eron periaate ja kelkkaratkaisu.

Kuvassa 13 on hahmotelma mahdollisesta kokoonpanosta. Nuolet kuvaavat hihnakiristimiä, joiden avulla vaihe-ero sisemmän ja ulomman akselin välillä toteutetaan.



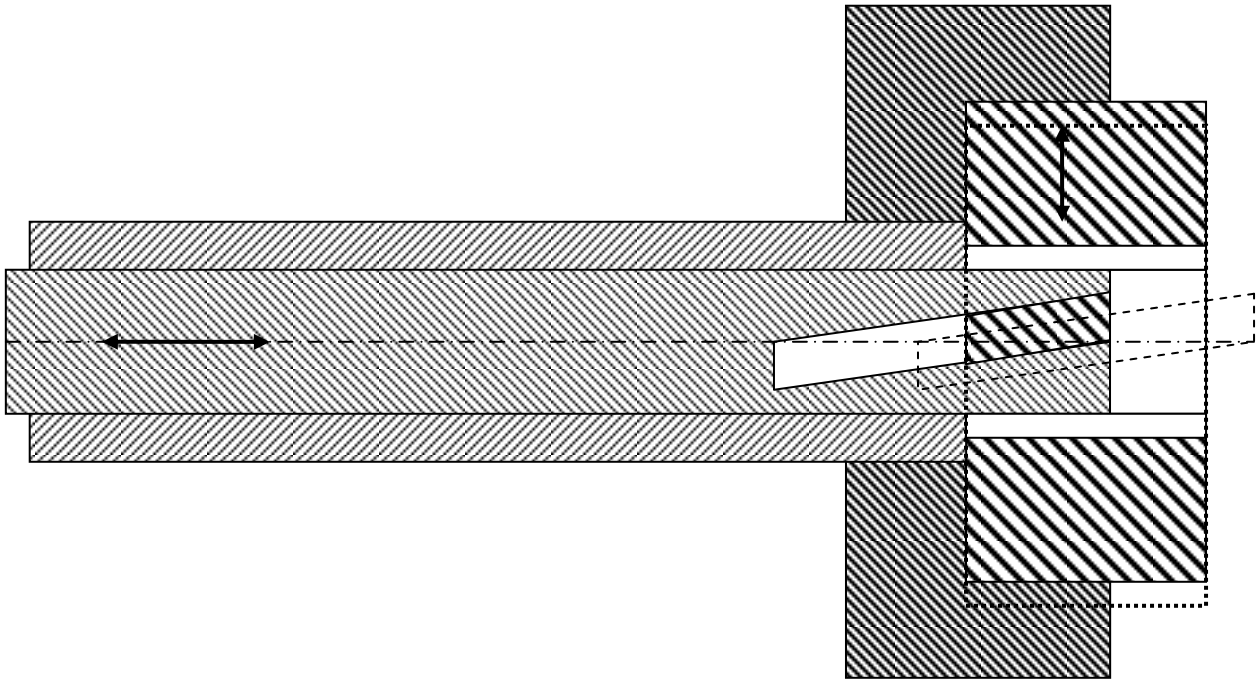
KUVA 13.Vaihtoehto 1:n hahmotelma

Etuja hammashihnaratkaisussa on hihnojen käyttö säädön toteuttamiseksi. Ne ovat kulutustavaraa ja helposti vaihdettavissa. Vaihe-eron säätäminen sisäkkäisillä akseleilla hihnoja kiristämällä vaikuttaa geometrisesti toimivalta ja luonnolliselta ratkaisulta.

Ongelmia ratkaisussa ovat kelkan ja hammastuksen toteutus, pito toisiinsa nähden sekä rasitusten kesto, jos päädytään käyttämään akselien epäkeskeisyyttä säätöratkaisuna. Jos epäkeskeisyys toteutetaan liikkuvalla kelkalla, vaatii sekä kelkan kiinnitys että sisemmän akselin pyörivän liikkeen muuttaminen kelkan lineaariliikkeeksi toimivan ratkaisun keksimisen. Välysten, kitkojen, voitelun ja tasapainotuksen suunnittelussa voi tulla haasteita mekaanisesti monimutkaisessa väsytyskoneessa. Monimutkaisen geometrian mallintaminen ja hihnakiristimien liikesimulointi säätöratkaisun toimivuuden varmistamiseksi on vaikea toteuttaa.

5.2 Vaihtoehto 2

Toinen vaihtoehtoratkaisu lennosta säädettävään epäkeskoon voisi olla kahdella sisäkkäisellä akselilla ja kiilauralla toteutettuna kuvan 14 mukaisesti. Sisempää akselia säädetään aksiaalilaakereiden välityksellä ruuvia käyttävällä sähkömoottorilla. Kiilan asema sisemmän akselin suunnassa siirtää epäkeskokelkkaa, jossa oleva vipumekanismin nivel siirtyy haluttuun epäkeskeisyyteen, ja säätää näin iskunpituutta.



KUVA 14. Vaihtoehto 2.

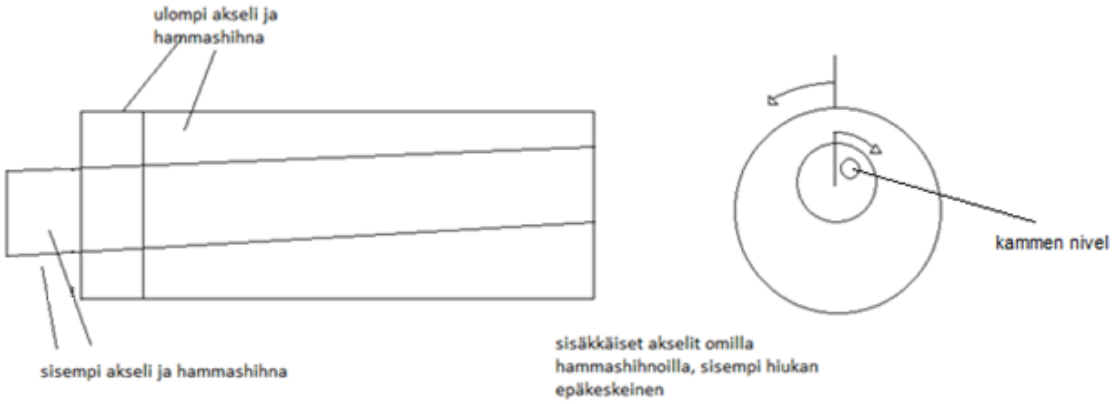
Vaihtoehdon 2 etuja ovat yksinkertaisuus ja toteutuskelpoisuus. Mallinnusohjelmalla tehdyn 3D-luonnoksen perusteella mekanismi toimii epäkeskeisyyden säädössä.

Ongelmia vaihtoehdossa on kiilaan kohdistuva suuri rasitus, kelkan mekaaninen rakenne ja kiinnitysratkaisu. Rakenteessa on useita toisiinsa nähden liikkuvia vastakkaisia pintoja, joiden väliset kitkat ja välykset on suunniteltava tarkasti. Voitelu, tasapainotus sekä mahdollisesti erikoismateriaalien käyttö on otettava

huomioon. Epäkeskeisyyden aiheuttavan kelkan säätö liikkuvan sisäkkäisen akselin ja kiilan välityksellä vaatii geometrista suunnittelua.

5.3 Vaihtoehto 3

Kolmannessa vaihtoehdossa vaihe-ero toteutetaan sisäkkäisillä akseleilla ja hammashihnoilla kuten ensimmäisessä vaihtoehdossa, mutta sisempi akseli on hiukan epäkeskeinen ulompaan nähden, eli sisemmän akselin railo ulommassa akselissa ei mene täysin keskiakselia pitkin. Kun kammelle tuleva nivel ei ole sisemmän akselin keskikohdassa, vaihesiirto säätää sen epäkeskeisyyttä. Ratkaisua on havainnollistettu kuvassa 15.



KUVA 15. Vaihtoehto 3

Etuna ratkaisussa on yksinkertaisuus säätöratkaisun osalta. Geometrisesti nivelen epäkeskeisyys siirtyy akseleiden pyöriessä toisiinsa nähden.

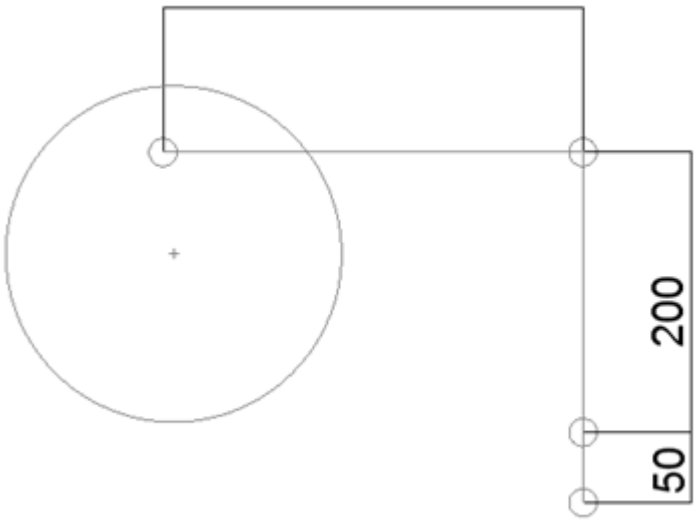
Ongelmaksi koituu epäkeskeisen sisemmän akselin käytönpuoleisen pään pyöriminen suuremmalla kehällä. Tämän liikkeen eliminointi vaatisi suunnittelua, jossa akselin materiaalin jousto olisi mitoituskriteerinä, mikä ei ole yleensä suo-

siteltavaa. Tuettuna ja laakeroituna sisempään akseliin kohdistuu pyörivän akselin taivutusväsytysrasitus. Välykset, kitkat ja voitelu ovat ongelmallisia sekä sisäkkäisten akselien välinen kosketussuhde vaatii ratkaisun keksimistä.

6 VALITUN VAIHTOEHDON SUUNNITTELU

Tarkempaan käsittelyyn valittiin vaihtoehto 2 yksinkertaisen rakenteen ja toimivaksi todetun 3D-luonnoksen perusteella. Vaadittavan voiman vertailukohdaksi otettiin servohydraulisen väsytyskoneen voiman maksimi 250 000 newtonia, jonka pohjalta moottorilta vaadittava vääntömomentti voidaan laskea kaavan 3 mukaisesti. Valitun moottorin kierrosnopeuden tulee olla 3 000 kierrosta minuutissa, jotta väsytyskokeen toistotaajuus on 50 Hz.

Koekappaletta taivuttava keinu muodostaa kiinnitysnivelen avulla vipuvarren, jonka pituuksien suhde on alustavasti sovittu olevan 1:5, jolloin ensiöakselilta vaadittava voima on 250 000 newtonia jaettuna viidellä eli 50 000 newtonia. Esimerkiksi kuvan 17 mitoilla vipuvarren pidemmän osan ollessa 200 millimetriä ja nivelestä koepalan kiinnityskohtaan 50 millimetriä, on pituuksien suhde 1:5.



KUVA 17. Vääntömomentti ja vipuvarsisysteemi

Moottorin akselilta vaadittava vääntömomentti lasketaan kaavalla 3. (12, s. 93.)

$$T = F \times r_1 = 50\,000N \times 0{,}25m = 125\,00Nm = 125\,000\,00\ Nmm$$ *KAAVA 3*

T = vääntömomentti

F =voima

r = vipuvarren pituus

Akselin vääntöjännitys lasketaan kaavalla 4.

$$\tau_v = \frac{T}{Wv}$$ *KAAVA 4*

τ_v = vääntöjännitys

T = vääntömomentti

W_v = vääntövastus

Akselin vääntövastus lasketaan kaavalla 5.

$$W_v = \frac{\pi d^3}{16}$$ *KAAVA 5*

d = akselin halkaisija

Sijoittamalla vääntövastuksen kaava 4 vääntöjännityksen kaavaan 5 voidaan laskea akselin halkaisija kaavalla 6 sivulla 27, kun tiedetään että vääntömomentti on kaavan 3 mukaan 12 500 000 newtonmillimetriä. Sallittu jännitys 25 N/mm² on valittu alustavasti laskettavaksi S355-materiaalin mukaan taulukosta 3 sivulla 27.

TAULUKKO 3.Sallittujen jännitysten arvoja pyöriville akseleille (13, s. 283)

TEHONSIIRTOELIMET • 283

Taulukko 11.1. Karkeita sallittujen jännitysten σ_{sall} ja τ_{sall} arvoja tavallisimmin käytetyille pyörivien akselien teräksille alustavaa laskentaa varten. /2/

Laatu	Raaka-aine	Sallittu leikkaus-jännitys τ_{sall} MPa	Sallittu jännitys σ_{sall} MPa	Murto-lujuus R_m MPa	Myötö-lujuus R_e MPa	Taivutusv-aihto-lujuus σ_{bw} MPa	Väsymis-lujuus Veto-pur. σ_w MPa
SFS-EN (SFS 200)	S235JRFN (Fe 37B)	18	36	360	210	290	170
	S355 (Fe52C)	25	49	490	330	300	230
	Fe 60B	25	49	490	275	360	230
Nuorrutusteräs SFS 456	Ck45	32	65	650	410	370	340
SFS 458	25CrMo4	32	65	650	460	440	400
SFS 460	42CrMo4	35	70	700	470	540	500
SFS 461	34CrNiMo6	50	100	780	590	540	500
Hiilletysteräs SFS 510	20MnCr5	40	80	800	550	550	540
SFS 511	17CrNiMo6	50	100	1000	690	690	580

Akselin halkaisija voidaan laskea kaavasta 6.

$$\tau_{sall} = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3}$$ *KAAVA 6*

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 12500000 Nmm}{\pi \times 25 N/mm^2}} = 136{,}6mm$$

τ_{sall}= sallittu jännitys

T = vääntömomentti

d = akselin halkaisija

Kiilan tulisi kannatella vipusysteemin huomioonottaen 50 000 newtonin kuormaa. Kiila on ajateltu toteutettavaksi lähes välyksettömäksi kiilauraan nähden, koska tilaajalla on tarvittaessa saatavilla erittäin lujia materiaaleja sekä jousiteräksiä lopullisesta toteutusvaihtoehdosta riippuen.

Kiilan alustavaa pinta-alaa A laskettaessa on käytetty sallittuna leikkausjännityksenä τ arvoa 400 N/mm², joka voisi tulla kyseeseen sopivaa jousiterästä käytettäessä. Kiilan pinta-ala ja poikkileikkauksen sivunpituus on laskettu kaavan 7 mukaan.

$$\tau = \frac{F}{A}$$ *KAAVA 7*

$$A = \frac{50000N}{400N/mm^2} = 125mm^2$$

τ = leikkausjännitys
F= voima
A= pinta-ala

Neliön muotoista kiilaa käytettäessä sivun pituus saadaan ottamalla pinta-alan neliöjuuri. Sivun pituus on laskettu kaavalla 8.

$$\sqrt{A} = \sqrt{125mm^2} = 11{,}2\ mm$$ *KAAVA 8*

A= pinta-ala

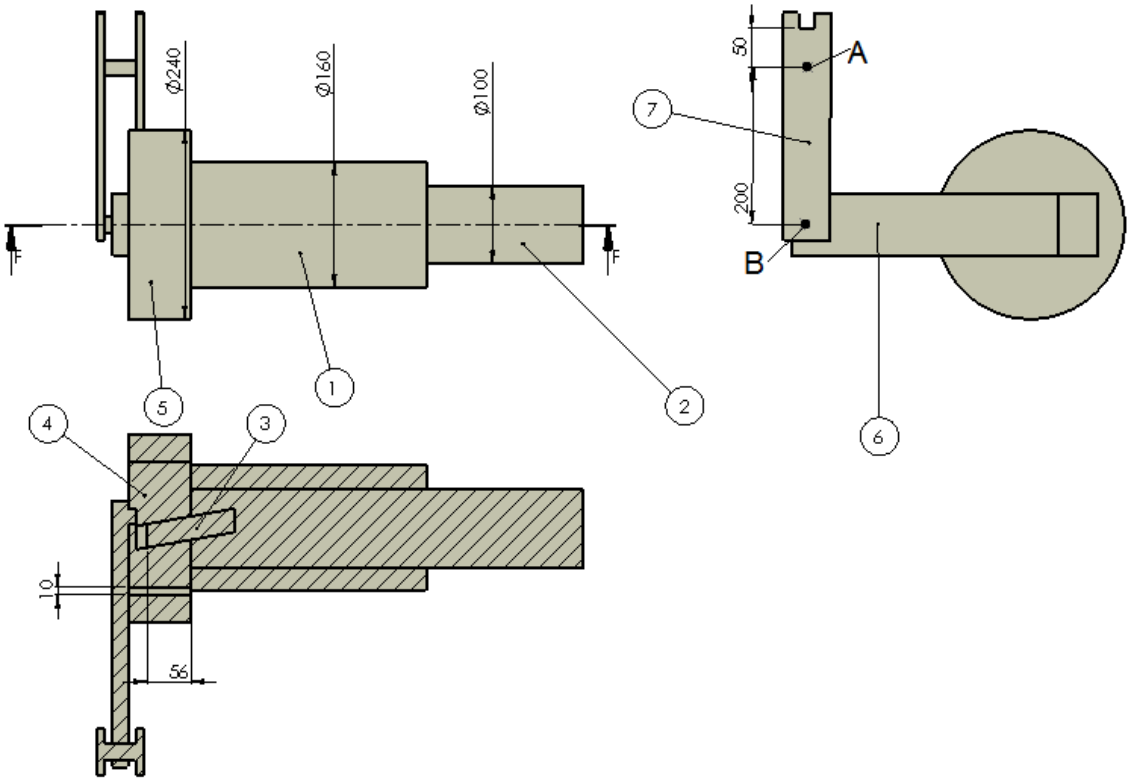
Sisempää akselia liikutetaan ruuvin ja servokäytön avulla akselien pituussuunnassa, jolloin kiila siirtyy x-suunnassa ja liikuttaa epäkeskokelkkaa y-suunnassa. Lähtökohtaisesti kelkan säätöalueeksi on suunniteltu y-suunnassa 10mm. Kiilan käyttöiän kannalta on suositeltavaa, että kiilakulma suunnitellaan tarpeeksi pieneksi. Kaavalla 9 on laskettu sisemmän akselin liikealue x-suunnassa, kun kiilakulma on 10 astetta, ja haluttu liike y-suunnassa 10mm.

$$k = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \tan\alpha$$ *KAAVA 9*

$$\Delta x = \frac{\Delta y}{\tan \alpha} = \frac{10mm}{\tan 10°} = 56{,}71mm$$

Kuvassa 18 on hahmotelma mekanismin kokoonpanosta sekä siihen liittyvät osat numeroituna. Kuvan numero 1 on ulompi akseli, joka lopullisessa rakenteessa olisi laakeroitu, ja sitä ohjattaisiin sähkömoottorin akselilta hammashihnavälityksellä. Sisempi akseli 2 on laakeroitu aksiaalisesti, ja sen avulla liikutetaan kelkkaa akselien pituussuunnassa servomoottorin ja liikeruuvikäytön avulla. Osa numero 3 on kiila, joka säätä epäkeskokelkkaa osa numero 4. Osa numero 5 on pakka, jossa epäkeskokelkka liikkuu pystysuunnassa kiilan aseman mukaan.

Osa numero 6 on työntövipu, joka välittää voiman keinuun osa numero 7. Keinu on laakeroitu siten, että se muodostaa vipusysteemin, jossa lyhyemmän ja pidemmän vipuvarren pituuksien suhde on yhden suhde viiteen. Keinun päässä oleva ura kuvaa koepalan kiinnityskohtaa. Koepala on 50 millimetrin päässä nivelestä A, josta muodostuu systeemin lyhyempi vipuvarsi. Systeemin pidempi 200 millimetriä pitkä vipuvarsi muodostuu nivelen A sekä työntövivun ja keinun välillä olevan nivelen B välisestä etäisyydestä.



KUVA 18. Kokoonpanokuva

Kiilamekanismissa sisemmällä akselilla on 56 millimetriä liikkumisvaraa kelkkaa kohti, jolloin kelkan asema noudattaa haluttua 10 millimetrin säätöaluetta, joka laskettiin kaavalla 8. Kuvan selventämiseksi ulkoakselin halkaisija 160 millimetriä on mitoitettu hiukan varman puolelle kaavassa 6 lasketun 136,6 millimetrin halkaisijan mukaan. Kuvan 18 kokoonpanon lisäksi rakennettavaan koneeseen tulisi muun muassa laakerointeja, hammashihnavälitys, sähkökäyttöjä sekä runkorakenteita, mutta koska niitä pystytään tarkastelemaan tarkemmin vasta mahdollisessa rakennusvaiheessa, ne on jätetty pois käsittelystä tässä yhteydessä.

7 POHDINTA

Työn tavoitteena oli suunnitella epäkeskoon perustuva taivutusväsytyskone, jonka iskunpituutta voidaan säätää käytön aikana epäkeskeisyyttä muuttamalla. Lähtökohtaisesti työn pääpaino oli säädettävän epäkeskomekanismin suunnittelussa. Suunnittelussa tarkasteltiin kolmea ratkaisuvaihtoehtoa, jotka olivat hammashihnoilla toteutettu vaihtoehto 1, kiilan avulla toteutettu vaihtoehto 2, sekä sisäkkäisten akselien epäkeskeisyydellä toteutettu vaihtoehto 3.

Vaihtoehdoista ajatustasolla sekä kiila- että hammashihnaratkaisu vaikuttavat toimivilta ja toteutuskelpoisilta, mutta hammashihnaratkaisun monimutkaisuuden vuoksi tässä työssä päädyttiin tarkastelemaan tarkemmin kiilaratkaisua. Käytettävissä olevan ajan ja työn haastavuuden vuoksi varsinainen suunnittelu rajautui epäkeskomekanismin tarkasteluun ja valitun ratkaisuvaihtoehdon esisuunnitteluun.

Tulevaisuudessa vaihtoehdot 1 ja 3 voidaan tutkia tarkemmin koneenrakennusta varten ja kiilaratkaisun ollessa toimivaksi todettu sen suunnittelua voidaan jatkaa pidemmälle. Jatkossa suunnittelussa edettäisiin koneen osien lujuustarkasteluun tarkemman 3D-mallinnuksen ja FEM- analyysien kautta. Väsytysrasituksen alaiseksi joutuvan koneen osien mitoituksessa ensiarvoisen tärkeää olisi suorittaa kriittisille kohteille väsymislujuustarkastelut.

Tehtävä osoittautui minulle haastavaksi harvinaislaatuisen luonteensa ja vähäisen suunnittelukokemukseni johdosta. Työhön liittyvä ongelman ratkaisu- ja ideointivaihe oli kuitenkin mielenkiintoinen ja opettavainen.

LÄHTEET

1. Oulun Eteläisen instituutti. Saatavissa: http://www.oei.fi. Hakupäivä 12.12.2011.

2. Koski, Juhani – Outinen, Hannu – Salmi, Tapio 1998. Lujuusopin perusteet. Tampere: Pressus Oy.

3. Ikonen, Kari – Kantola, Kari 1986. Murtumismekaniikka. Helsinki: Otatieto Oy.

4. SFS 3099. 1974. Metallien väsytyskokeiden yleiset periaatteet. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS.

5. Erdman, Arthur G. – Sandor, George N. 1991, Mechanism Design: analysis and synthesis. New Jersey: Prentice Hall.

6. Eccentric and rod mechanism. Saatavissa: http://www.britannica.com/EBchecked/topic/177715/eccentric-and-rod-mechanism. Hakupäivä 20.1. 2012.

7. Inkinen, Pentti – Tuohi, Jukka 1999. Momentti 1. Insinöörifysiikka. Helsinki: Otatieto Oy.

8. Matti 2001. Mekanismien simuloinnin teoriaa. Tampereen ammattikorkea-koulu. Saatavissa: http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/simu_pdf/mekanismi.pdf Hakupäivä. 26.3. 2012.

9. Taivutusväsytyskoneen suunnittelu ja valmistus. 2009. Oulun Eteläisen instituutti. Saatavissa: http://www.oulu.fi/fmt/FMT5/PDF/Tutkimusraportit/Taivutusvasytyskoneen_suunnittelu_ja_valmistus.pdf. Hakupäivä 5.12.2011.

10. Rissanen, Tiina 2011. Ultralujien terästen käyttö ja konepajaprosessit – tekninen raportti. Kemi-Tornion ammattikorkeakoulun julkaisuja. Saatavissa: http://www3.tokem.fi/kirjasto/tiedostot/Rissanen_B_6_2011.pdf. Hakupäivä 20.1.2012.

11. Vicmarc Escoulen- Eccentric Chuck. Owners manual. Saatavissa: http://www.vicmarc.com/downloads/Vicmarc%20Escoulen%20Manual.pdf. Hakupäivä 25.11.2011.

12. Tekniikan kaavasto. 2000. Tampere: Tammertekniikka Oy Lähteenmäki.

13. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo – Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto –Seppänen, Pekka - Suosara, Eero 1999. Koneenelimet ja mekanismit. 5. tarkistettu painos. Helsinki: Edita.

LÄHTÖTIETOMUISTIO

Tekijä[1] Joni Metso

Tilaaja[2] OULUN YLIOPISTO, OULUN ETELÄISEN INSTITUUTTI

Tilaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot[3]

Kari Mäntyjärvi

Työn nimi[4]

Käytön aikana säädettävä epäkeskotaivutusväsytyskone

Työn kuvaus[5]

Suunnitellaan epäkeskoon perustuva taivutusväsytyskone, jonka epäkeskisyyttä pystytään säätämään käytönaikana. Pääpaino on säätömekanismin suunnittelussa.

Työn tavoitteet[6]

Ideoida ja tutkia toimivia säätöratkaisuja SolidWorks-mallinnusohjelmaa apuna käyttäen. Mitoittaa ja kehittää ratkaisua mahdollisimman pitkälle koneen rakennusta varten.

Tavoiteaikataulu[7]

Työ tulee saada valmiiksi kevään 2012 aikana Joni Metson valmistuminen huomioon ottaen.

Päiväys ja allekirjoitukset[8]

15. 5. 2012

Joni Metso

---

[1] Tekijän nimi, puhelinnumero ja sähköpostiosoite.
[2] Työn teettävän yrityksen virallinen nimi.
[3] Sen henkilön nimi ja yhteystiedot, joka yrityksessä valvoo työn suoritusta.
[4] Työn nimi voi olla tässä vaiheessa työnimi, jota myöhemmin tarkennetaan.
[5] Työ kuvataan lyhyesti. Siinä esitetään muun muassa työn tausta, lähtötilanne ja työssä ratkaistavat ongelmat.
[6] Esitetään lyhyesti ja selvästi työn tavoitteet.
[7] Esitetään projektin tavoiteaikataulu. Silloin, kun työllä on välitavoitteita, myös ne merkitään aikatauluun. Tavoiteaikataulun ja oppilaitoksen yleisaikataulun perusteella tekijä laatii oman aikataulunsa.
[8] Lähtötietomuistio päivätään ja sen allekirjoittavat tekijä ja tilaajan yhdyshenkilö.