



Leopold Luova

Työstökoneen työturvallisuuden parantaminen

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikka

Insinöörityö

13.5.2024

Tiivistelmä

Tekijä: Leopold Luova
Otsikko: Työstökoneen työturvallisuuden parantaminen
Sivumäärä: 40 sivua + 2 liitettä
Aika: 13.5.2024

Tutkinto: Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma: Ajoneuvotekniikka
Ammatillinen pääaine: Ajoneuvosuunnittelu
Ohjaaja: Lehtori Janne Nuotio

Työssä kartoitettiin erilaisia tapoja korvata työstökoneen vetojousilla toteutettu palautusmekanismi alkuperäistä turvallisemmalla rakenteella tai mekanismilla. Vetojousien ongelmaksi on havaittu väsymisen aiheuttama murtuminen, joka voi aiheuttaa vaaraa ympäröiville rakenteille ja henkilöstölle. Vetojouset pyrittiin korvaamaan mekanismilla, joka ei aiheuta välitöntä vaaraa työstökoneen läheisyydessä työskentelevälle henkilöstölle ja rakenteille. Vetojousten tilalle asennettavan turvallisemman mekanismin lisäksi pyrittiin löytämään sopiva mekanismi työstökoneen liikkuvan osan vapaan heilahtamisen estämiseksi.

Työssä arvioitiin erilaisia mahdollisuuksia vetojousien korvaamiseksi turvallisemmalla mekanismilla. Työssä tarkasteltiin kymmenentä erilaista mekanismia vetojousten korvaajiksi ja viittä erilaista mekanismia liikkuvan osan vapaan heilahtamisen estämiseksi. Vaihtoehtoisten mekanismien ominaisuuksia arvioitiin matemaattisilla menetelmillä.

Työn lopputuloksena vetojousien mahdolliseksi korvaajaksi valikoitui hydrauliiikkaosilla ja paineakulla toteutettu järjestelmä.

Avainsanat: heilahtelunvaimennin, jousi, vastapaino, paineakku

Abstract

Author: Leopold Luova
Title: Improving Working Safety of a Machine Tool
Number of Pages: 40 pages + 2 appendices
Date: 13 May 2024

Degree: Bachelor of Engineering
Degree Programme: Automotive Engineering
Professional Major: Automotive Design
Supervisor: Janne Nuotio, Senior Lecturer

A hydraulic-feed machine tool is mounted to its frame by an axle and counterbalanced with tension springs. The springs are known to have a problem with breaking due fatigue, which causes a serious hazard to surrounding structures and personnel. The springs have broken before and caused injuries to the machine tools structures.

The goal was to change the springs with a mechanism that does not cause hazards to the surrounding structures and personnel. Along with replacing the tension springs with safer mechanism, there was an effort to find a mechanism for controlling the freefall of moving parts of the machine tool.

Multiple potential choices for replacing the tension springs with a safe mechanism were estimated by using mathematical methods. Ten different mechanisms were rated for replacing the original tension springs. Five different suspension mechanisms were rated as controllers of the unwanted freefall of the moving part of the machine tool. In the end, the best mechanism was considered to be a hydraulic system with a hydraulic accumulator.

Keywords: Counterbalance, hydraulic accumulator, shock absorber, spring

Sisällys

1	Johdanto	1
2	Asiakastarpeiden määrittäminen	2
2.1	Tarvelause	2
2.2	Tarvelauseiden muodostaminen	2
2.3	Tarvelauseiden arvostus	3
2.4	Spesifikaatiot	4
3	Alkuperäisen toiminnan kuvaus	6
3.1	Alkuperäiseen toimintaan liittyvien arvojen mittaus	6
3.2	Vetojousien kiinnityspisteisiin kohdistuva voima	8
4	Vaihtoehtoiset palautusmekanismit	10
4.1	Vastapaino	10
4.2	Vastapaino välitysmekanismilla	11
4.3	Vastapaino välitysmekanismilla ja muuttuvalla välityssuhteella	14
4.4	Puristusjousi sylinterissä	15
4.5	Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla	19
4.6	Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla ja puristusjousella	22
4.7	Kaukokäyttöinen jousipalautus hydraulikalla	23
4.8	Vetojousien korvaaminen kaasujousella	25
4.9	Kaukokäyttöinen jousipalautus hydraulikalla ja vetojousien korvaaminen kaasujousilla	26
4.10	Kaukokäyttöinen palautus hydraulikalla ja valmiilla paineakulla	26
5	Vaihtoehtoiset mekanismit vivun vapaan heilahtelun estämiseksi	32
5.1	Kumijousi	32
5.2	Heilahtelunvaimennin	32
5.3	Mäntä-putkivaimennin	33
5.4	Vastusvastaventtiili hydraulisen palautusmekanismin osana	33
5.5	Vastusventtiili hydraulisen palautusmekanismin osana	33
6	Mekanismien vertailu	34
7	Yhteenveto	39

Liite 1: Periaatekuvat

Liite 2: Osalistat

1 Johdanto

Teollisuus toimittaa monenlaisia osia ja kappaleita erilaisissa tehtävissä toimiviin koneisiin ja rakenteisiin. Uusien tuotteiden ja osien tuominen markkinoille, vanhoissa osissa havaitut puutteet ja mahdolliset riskitekijät sekä tuotantomenetelmien muuttuminen johtavat tarpeeseen tutkia tuotteiden ominaisuuksia, mikä usein edellyttää erilaisten näytteiden valmistamista. Yleisesti käytössä olevien hitsaus- ja valumenetelmien säätöarvoja etsiessä on usein tehokkaampaa, nopeampaa ja edullisempaa tutkia valmiiksi käytössä olevien tuotantomenetelmien vaikutuksia kappaleiden rakenteisiin kuin valmistaa useita koekappaleita ja etsiä niiden avulla menetelmä tuotteelta vaadittujen ominaisuuksien saavuttamiseksi. Tutkittavien kohteiden ollessa toisinaan merkittävästi näytteisiin riittävää ainemäärää suurempia on kappaleista kannattavaa irrottaa ainoastaan tutkimuksen kannalta oleellimmat kohdat.

Työn tilannut yritys käyttää näytteiden irrotukseen tarkoitukseen sopivia työstömenetelmiä. Yrityksen käytössä olevassa työstökoneessa on havaittu systemaattinen, teräsrouselle ominainen taipumus murtua useiden rousen materiaalia väsyttävien toistojen seurauksena. Rousen rikkoutuminen voi aiheuttaa vakavia vammoja lähistöllä työskentelevälle henkilöstölle rousen tai sen sirpaleiden lentäessä sattumanvaraisesti ympäristöön tai työstökoneen osien liikkuesssa hallitsemattomasti rousella toteutetun tukireaktion puuttuessa. Tämän insinööriyön tavoitteena on selvittää rousille turvallinen korvaaja ja estää työstökoneen liikkuvien osien hallitsematon liike tukireaktion lakattua.

2 Asiakastarpeiden määrittäminen

2.1 Tarvelause

Tarvelauseella tarkoitetaan asiakkaan kuvailemien tarpeiden ja tuotteen käyttötilanteiden muuttamista lauseiksi, joista käy ilmi millaisia vaatimuksia tuotteen on täytettävä. Tarvelauseita ei tulisi olla yli kahtakymmentä (Hietikko 2008: 60.)

2.2 Tarvelauseiden muodostaminen

Haastattelun perusteella asiakas toivoi hankinnan ja käytön kannalta edullista ja helposti asennettavaa tuotetta, johon on huoltovarmuuden parantamiseksi saatavilla valmiita varaosia. Tuote ei saa muuttaa työstökoneen käyttöominaisuuksia niin, että sen käyttö poikkeaa merkittävästi totutusta. Tuotteen määräaikaishuollon tulisi olla käyttäjän tehtävissä ilman merkittävää lisäkoulutusta. Tuotteen lähtökohtainen tarkoitus on olla alkuperäistä rakennetta turvallisempi käyttää ja käyttövarmempi. Tuote ei saisi lisätä alkuperäisen rakenteen vaatimaa tilaa. Asiakkaan kuvailemat ominaisuudet muutettiin tarvelauseiksi (taulukko 1).

Taulukko 1. Tarvelauseiden muodostaminen.

Asiakkaan kuvaus	Tarvelause
Hankinta edullista	Edullinen hankintahinta
Käyttö edullista	Edullinen käyttää
Helposti asennettava	Asennus tavanomaisilla työkaluilla
Valmiit varaosat	Standardiosat
Käyttö ei saa muuttua	Koneen hallinta pysyy ennallaan
Huolto käyttäjän tehtävissä	Yksinkertainen huoltaa
Turvallisempi käyttää	Turvallinen käyttää
Käyttövarmempi	Pitkä toiminta-aika
Ei saa lisätä työstökoneen ulkomittoja	Kompakti

2.3 Tarvelauseiden arvostus

Tarvelauseiden arvostuksella tarkoitetaan tarvelauseiden pisteyttämistä valmistajan ja asiakasryhmien toimesta niin, että tuotteelta odotetut ominaisuudet voidaan asettaa tärkeysjärjestykseen (Hietikko 2008: 60). Tässä työssä tuotteen ominaisuudet pisteytettiin asteikolla 1–5 taulukon 2 mukaisesti tilaajan, asentajan ja koneenkäyttäjän näkökulmasta. Pisteytys on esitetty taulukossa 3.

Taulukko 2. Tarvelauseiden arvostusasteikko.

Pisteet	Tuotteen ominaisuus
1	Ei toivottu
2	Ei tärkeä
3	Arvoa lisäävä
4	Toivottava
5	Välttämätön

Tarvelauseet on järjestetty aakkosjärjestyksessä taulukkoon 3 (Hietikko 2008: 61).

Taulukko 3. Tarvelauseiden arvostus.

Tarvelause	Asiakas	Asentaja	Käyttäjä
Asennus tavanomaisilla työkaluilla	2	4	3
Edullinen hankintahinta	3	2	2
Edullinen käyttää	3	2	3
Kompakti	4	3	3
Koneen hallinta pysyy ennallaan	5	2	4
Pitkä käyttöikä	5	2	4
Standardiosat	3	3	2
Turvallinen käyttää	5	3	5
Yksinkertainen huoltaa	4	3	3

2.4 Spesifikaatiot

Tarvelauseet voivat sanallisen ilmaisun johdosta esittää liian tulkinnanvaraisen kuvan siitä, millaisia mitattavissa olevia arvoja tuotteen tulee täyttää, jotta tuote olisi mahdollista suunnitella tarvetta vastaavaksi. Tästä seuraa, että jokainen tarvelause on muutettava suureeksi ja sitä vastaavaksi mittayksiköksi. Jos suurta vastaavaa mittayksikköä ei voida määritellä, se merkitään subjektiiviseksi. (Hietikko 2008: 65.) Tarvelauseet muutettiin spesifikaatioiksi taulukon 4 mukaisesti.

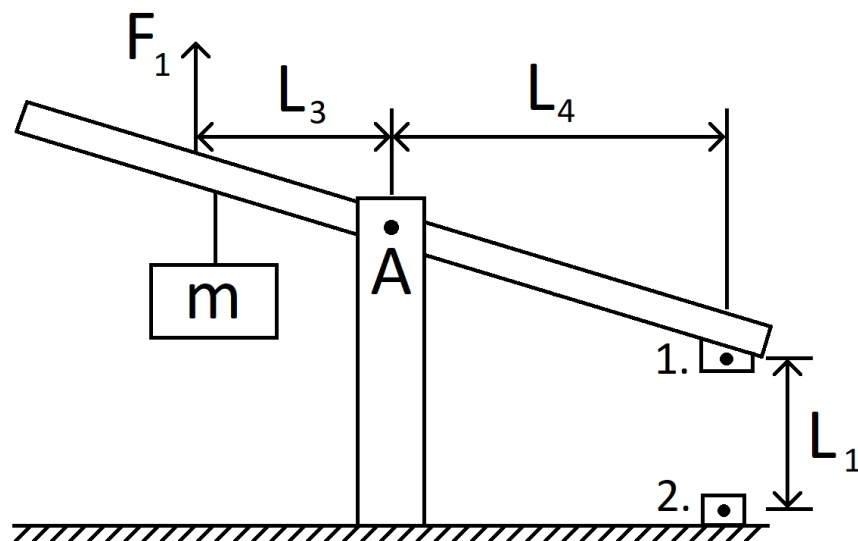
Taulukko 4. Spesifikaatiot.

Spesifikaatio	Suure	Mittayksikkö
Asennus tavanomaisilla työkaluilla	Asennusaika	h
Edullinen hankintahinta	Hinta	€
Edullinen käyttää	Työhön kuluva lisäaika/toisto	min/kpl
Koneen hallinta pysyy ennallaan	Voima	N
Pitkä käyttöikä	Toistojen lukumäärä	Kpl
Standardiosat	Osien saatavuus	Subjekttiivinen
Turvallinen käyttää	Riskien määrä	Kpl
Yksinkertainen huoltaa	Huoltokoulutusaika	h
Kompakti	Tilavuus	l

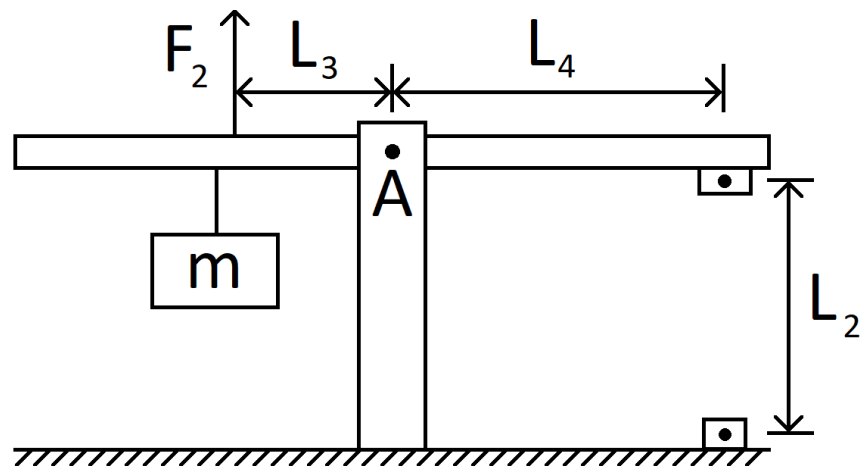
3 Alkuperäisen toiminnan kuvaus

3.1 Alkuperäiseen toimintaan liittyvien arvojen mittaaminen

Työstökoneen alkuperäisen toiminnan selvittämiseksi tehtiin mittauksia, jotka auttavat hahmottamaan ongelmaa. Työstökoneesta mitattiin vetojousien kiinnityspisteiden välinen etäisyys L_1 ja L_2 , voiman mittauspisteen etäisyys saranasta L_3 , saranan etäisyys jousien kiinnityspisteistä L_4 ja työstökoneen liikkuvan osan tasapainottamiseksi vaadittavat voimareaktiot liikkuvan osan ollessa ääriasennossaan nostettuna (kuva 1) ja laskettuna (kuva 2). Massa m kuvaa liikkuvan osan epätasaisesti jakautunutta massaa. Kuvista on selvyuden vuoksi jätetty pois mittauksen kannalta epäolennaiset komponentit (kuva 1 ja 2).



Kuva 1. Voimareaktioiden ja kiinnityspisteiden välin mittaaminen liikkuvan osan ollessa ääriasentoon nostettuna. 1. ja 2. ovat vetojousien kiinnityspisteet.



Kuva 2. Voimareaktioiden ja kiinnityspisteiden välin mittaus liikkuvan osan ollessa ääriasentoon laskettuna.

Mitatut arvot esitetään taulukossa 5.

Taulukko 5. Mitatut arvot.

L_1	370 mm
L_2	580 mm
L_3	1000 mm
L_4	250 mm
m_1	91,0 kg
m_2	11,6 kg

Mittauksiin käytetyn puntarin ilmoittamat arvot kilogrammoissa muutettiin newto-neiksi painovoiman yhtälöllä (kaava 1) (Mäkelä 2002: 91), jossa g on putoamis- kiihtyvyys Maan pinnalla $9,81\text{m/s}^2$.

$$F = m \cdot g \quad (1)$$

$$F_1 = 91,0\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2$$

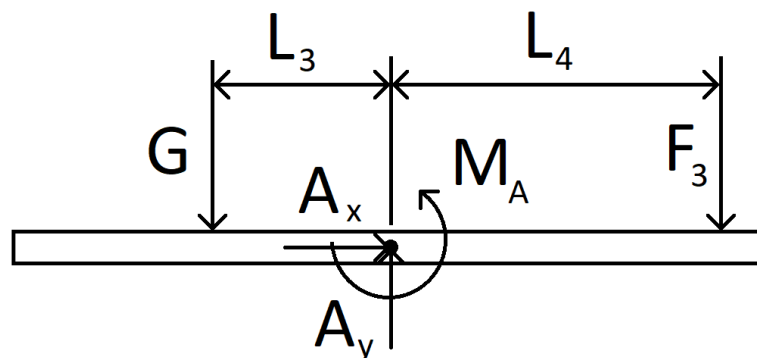
$$= 892,71\text{N}$$

$$F_2 = 11,6\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2$$

$$= 113,796\text{N}$$

3.2 Vetojousien kiinnityspisteisiin kohdistuva voima

Työstökoneen liikkuvan osan massa aiheuttaa momenttireaktion saranan akselin ympäri. Liikkuvan osan pitämiseksi tasapainossa on vetojousien kiinnityspisteeseen kohdistuvan voiman saranan akselin ympäri aiheuttaman momenttireaktion oltava yhtä suuri mutta vastakkaisuuntainen. Kuvassa 3 esitetään työstökoneen liikkuvasta osasta piirretty vapaakappalekuva.



Kuva 3. Työstökoneen liikkuvaan osaan kohdistuvat voimareaktiot.

Voiman momentin kaavasta (2) (Mäkelä 2002: 93)

$$M = F \cdot r \tag{2}$$

jossa r on kohtisuoran voimareaktion etäisyys momentin keskipisteestä, kirjoitettiin momenttiyhtälöt

$$M_1 = G \cdot L_3$$

$$M_1 = -F_{3\min} \cdot L_4$$

joista johdettiin tasapainoyhtälö

$$G \cdot L_3 - F_{3\min} \cdot L_4 = 0$$

Tasapainoyhtälön avulla laskettiin vetojousien kiinnityspisteeseen kohdistuvat voimareaktiot $F_{3\min}$ ja $F_{3\max}$ liikkuvan osan ollessa ääriasennoissaan.

$$F_{3\min} = \frac{F_1 \cdot L_3}{L_4}$$

$$F_{3\max} = \frac{F_2 \cdot L_3}{L_4}$$

Tulokset laskettiin ja taulukoitiin (taulukko 6).

Taulukko 6. Vetojousien kiinnityspisteeseen vaikuttavat voimat liikkuvan osan ollessa ääriasennoissa.

Liikkuvan osan asento	Vetojousien kiinnityspisteeseen vaikuttava voima
Yläasennossa	456N
Ala-asennossa	3571N

4 Vaihtoehtoiset palautusmekanismit

4.1 Vastapaino

Jousien korvaamiseksi vastapainolla laskettiin tarvittavan vastapainon massa m laskettiin dynamiikan peruslaista johdetulla yhtälöllä (3).

$$m = \frac{F}{a} \quad (3)$$

$$= \frac{3571\text{N}}{9,81\text{m/s}^2}$$

$$= 364\text{kg}$$

Vastapainon massa ei muutu ääriasentojen välillä, joten sen aiheuttama voimareaktio on likimain sama riippumatta liikkuvan osan asennosta. Voimareaktion muuttumattomuus työstökoneen liikkuvan osan asennon muuttuessa johtaa työstökoneen dynaamisten ominaisuuksien muuttumiseen.

Vastapaino lisää työstökoneen massaa alkuperäiseen verrattuna likimain koko oman massansa verran. Vastapainon konstruktion yksinkertaistamiseksi vastapainon massa tulisi koota alle 35 kg:n rakenneosista (Käsin tehtävän nostotyön arviointi). Vastapainon massasta voidaan toteuttaa modulaarisesti ja helposti säädettäväksi kokoamalla vastapainon massa tiilistä. Tiilistä koottavan vastapainon tilavuus johdettiin tiheyden yhtälöstä (4) (Mäkelä 2002: 159), jossa ρ on tiilen tiheys 1300 kg/m³ (Mäkelä 2002: 182).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (4)$$

$$V = \frac{m}{\rho}$$

$$= \frac{364\text{kg}}{1500\text{kg/m}^3}$$

$$= 0,243\text{m}^3$$

Vastapainon tilavuudeksi saatiin $0,243 \text{ m}^3$ eli 243 litraa. Yksittäisen tiilen massa on 4,9 kg (liite 2: taulukko 15). Tiilien lukumäärä laskettiin

$$\frac{364 \text{ kg}}{4,9 \text{ kg/kpl}} = 74,3 \text{ kpl}$$

Tiilien lisäksi ratkaisu vaatii toimiakseen rakenteen, joka sitoo tiilet yhteen ja on yhdistettävissä alkuperäisten vetojousien kiinnityspisteeseen mekaanisesti. Vastapainon rakenneosat eivät muuta vastapainon tilavuutta merkittävästi. Rakenteen massan arvioidaan olevan yli 1 kg, joten tiilien määrä voidaan pyöristää alaspäin lähimpään kokonaislukuun. Yksittäisen tiilen hinta on 1,50 € (liite 2: taulukko 15), joten vastapainoon tarvittavien tiilien yhteishinta on

$$74 \text{ kpl} \cdot 1,50 \text{ €} = 111 \text{ €}$$

Vastapainoa kuvaava mekanismi on esitetty liitteen 1 kuvassa 3.

4.2 Vastapaino välitysmekanismeilla

Vastapainon massaa voidaan vähentää pidentämällä sen liikerataa välitysmekanismeilla. Työstökoneen liikkuvasta osasta käytetään tästä eteenpäin nimitystä ”vipu”. Välityssuhteella varustettu vastapainomekanismi kohdistaa vipuun jatkuvan voimareaktion. Välitysmekanismeilla varustetun vastapainon liikeradan pituutta voidaan arvioida massan potentiaalienergian yhtälöllä (kaava 5), kun tunnetaan yläasentoon nostettuun, kohdassa 4.1 käsiteltyyn vastapainoon varastoitunut potentiaalienergia. Potentiaalienergian yhtälössä E on vastapainon potentiaalienergia vastapainon massan alimpaan tasoon verrattuna, m on vastapainon massa, g on putoamiskiikkyvyys Maan pinnalla ($9,81 \text{ m/s}^2$) ja h on vastapainon massan suurin Maan säteen suuntainen etäisyys nolapisteeseen verrattuna (5) (Mäkelä 2002: 92).

$$E = m \cdot g \cdot h \tag{5}$$

josta

$$= 364\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \cdot 0,2\text{m}$$

$$= 714,2\text{J}$$

Edelleen johdettuna voidaan laskea erisuuruiselta massalta vaaditun liikeradan korkeus:

$$h = \frac{E}{m \cdot g}$$

Jos vastapainon korkeimmaksi sallituksi massaksi määrättäisiin työsuojeluohjeen (Käsin tehtävän nostotyön arviointi) mukaan suurin sallittu käsin nostettava 35 kg:n massa, olisi tiilistä kootun vastapainon massan optimoidun liikeradan pituus

$$h = \frac{714,2\text{J}}{35\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2}$$

$$= 2,1\text{m}$$

ja vastapainon massan tilavuus

$$V = \frac{m_t}{\rho}$$

$$= \frac{35\text{kg}}{1500\text{kg/m}^3}$$

$$= 0,023\text{m}^3$$

Vastapainon arvioitu liikerata ylittää vetojousien alkuperäisen maksimipituuden (taulukko 5), joten rakenteelle on varattava ylimääräistä tilaa työstökoneen alkuperäisen rakenteen ulkopuolelta. Vastapainon massan tilantarve on 0,023 m³ eli 23 litraa. Tiilien määrä n_t laskettiin

$$n_t = \frac{35\text{kg}}{4,9\text{kg/kpl}}$$

$$= 7,14\text{kpl}$$

Tiilien yhteishinta on

$$7\text{kpl} \cdot 1,50\text{€/kpl} = 10,5\text{€}$$

Välityssuhde (Mäkelä 2002: 93, 105) laskettiin maksimivoiman $F_{3\text{max}}$ ja tiilien massan aiheuttaman voimareaktion F_t suhteesta

$$i_1 = \frac{F_{3\text{max}}}{F_t}$$

jossa tiilien massan aiheuttama voimareaktio F_t laskettiin painovoiman yhtälöllä

$$F_t = m_t \cdot g$$

$$i_1 = \frac{F_{3\text{max}}}{m_t \cdot g}$$

$$= \frac{3571\text{N}}{35\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2}$$

$$= 10,4$$

Välitysmekanismissa alkuperäisten vetojousien kiinnityspiste on yhdistetty teräs-vaijerilla suoran ympyrälieriön muotoiseen, laakeroituun teräslevyyn T_1 . Teräslevy T_1 on yhdistetty mekaanisesti toiseen samanmuotoiseen mutta halkaisijaltaan erisuureen teräslevyyn T_2 , josta voimareaktio välitetään edelleen teräsvaijerilla vastapainolle. Teräslevyjen T_1 ja T_2 halkaisijoiden suhde on sama kuin edellä laskettu välityssuhde i_1 . Teräsvaijerin poikkipinta-ala valitaan asiakkaan ilmoittaman varmuuskertoimen ja teräsvaijerin toimittajan ilmoittaman maksimivoiman perusteella. Välityssuhteen perusteella lasketun vastapainon liikeradan korkeus h_2 laskettiin seuraavasti:

$$h_2 = i_1 \cdot (L_2 - L_1)$$

$$= 10,4 \cdot (580\text{mm} - 370\text{mm})$$

$$= 2184\text{mm}$$

Liikeradan korkeuden ylittäessä alkuperäisen rakenteen korkeuden tarvitaan vastapainon liikeradan ylimpään pisteeseen yltävä ylimääräinen rakenne. Vastapainoa välitysmekanismeilla esittävä periaatekuva on liitteen 1 kuvassa 4.

4.3 Vastapaino välitysmekanismeilla ja muuttuvalla välityssuhteella

Vivun liikkuessa yläasentoonsa lyhenee vivun massakeskipisteen ja saranan välinen etäisyys niin, että saranan akselin ympäri tapahtuvan momenttireaktion arvo pienenee alkuperäisestä eikä alkuperäisten vetojousien kiinnityspisteeseen tarvitse kohdistaa yhtä suurta voimareaktiota kuin vivun ollessa ala-asennossaan. Muuttamalla vastapainon välitysmekanismi muuttuvavälityssuhteiseksi vältetään vipuun kohdistuvia tarpeettomia voimareaktioita ja lyhennetään vastapainon vaatimaa liikerataa, koska välityssuhde voidaan muuttaa niin, että vastapainomekanismin teräsvaijeri kohdistaa erisuuret voimareaktiot alkuperäisten vetojousien vivun puoleiseen kiinnityspisteeseen vastapainon liikeradan eri kohdissa. Kohdassa 4.2 esitellyllä vastapainolla ja kiinteällä välitysmekanismeilla toteutetun vastapainomekanismin minimivälityssuhde laskettiin vivun tasapainottamiseen vaadittavan minimivoiman avulla:

$$\begin{aligned} i_2 &= \frac{F_{3\max}}{F_t} \\ &= \frac{F_{3\min}}{m_t \cdot g} \\ &= \frac{456\text{N}}{35\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2} \\ &= 1,3 \end{aligned}$$

Muuttuvavälityssuhteisen mekanismin toteutus poikkeaa kohdassa 4.2 esitetyn mekanismin toteutuksesta niin, että toinen teräslevyistä (T_2) ei ole poikkileikkaukseltaan ympyrälieriön muotoinen. Teräslevy T_2 on leikattava niin, että sen poikkileikkaus muistuttaa kierukkaa, jonka pienimmän säteen r_{t1} ja suurimman säteen r_{t2} suhde on sama kuin pienimmän välityssuhteen i_2 ja suurimman välityssuhteen i_1 suhde

$$\frac{r_{t1}}{r_{t2}} = \frac{i_2}{i_1}$$

Vastapainoa muuttuvalla välityssuhteella esittävä periaatekuva liitteen 1 kuvassa 4.

4.4 Puristusjousi sylinterissä

Vetojousi voidaan korvata sylinterin sisään asetetulla puristusjousella, jolloin jousi on eristetty ympäristöstään. Puristusjousi voidaan sijoittaa valmiin hydraulikkasynterinin sisälle. Valmiissa, tarkoitukseen muuten sopivan kokoisessa hydraulisynterissä ei kuitenkaan ole tilaa kokoon puristetulle jouselle (Hydraulisynteri), joten sylinteri olisi teetettävä kustomoiduilla osilla. Puristusjousen valintaa varten laskettiin alkuperäisten vetojousien jousivakio alkuperäisestä rakenteesta mitattujen ominaisuuksien perusteella (taulukko 5) harmonisen voiman yhtälöstä (6) (Mäkelä 2002: 91), jossa k on jousivakio ja y on jousen poikkeama tasapainoasemasta.

$$F = -k \cdot y \quad (6)$$

Jousivoiman yhtälöstä (4.3.4) ratkaistiin jousivakio k

$$\begin{aligned} k &= -\frac{F}{y} \\ &= -\frac{3571\text{N} - 456\text{N}}{370\text{mm} - 580\text{mm}} \\ &= 14,83\text{N/mm} \end{aligned}$$

Markkinoilla olevien puristusjousien joukosta valittiin jousivakion perusteella lähin valmis tarkoitukseen sopiva jousi, jonka hintatiedot oli ilmoitettu valmiiksi. Taulukossa 7 esitetään toimitettavissa olevan puristusjousen ominaisuudet.

Taulukko 7. IKH:n puristusjousen ominaisuudet (Puristusjousi).

Pituus (mm)	80
Jousivakio (kg/cm)	5,2
Kierrosten määrä (kpl)	15
Langan paksuus (mm)	2,5
Halkaisija (mm)	20
Jousia/paketti (kpl/pkt)	4
Hinta/paketti (€/pkt)	9,50

Puristusjousen pituus puristettuna L_6 laskettiin kierrosten ja langan paksuuden perusteella

$$L_6 = n_0 \cdot D_0$$

$$= 15\text{kpl} \cdot 2,5\text{mm/kpl}$$

$$= 37,5\text{mm}$$

Puristusjousen puristuma y_2 laskettiin vähentämällä puristetun jousen pituus L_6 vapaan jousen pituudesta L_5 :

$$y_2 = L_5 - L_6$$

$$= 80\text{mm} - 37,5\text{mm}$$

$$= 42,5\text{mm}$$

Puristusjousen vaadittu joustomatka y_1 laskettiin alkuperäisen puristusjousen kiinnityspisteiden välimatkan erotuksesta:

$$y_1 = L_2 - L_1$$

$$= 580\text{mm} - 370\text{mm}$$

$$= 210\text{mm}$$

Peräkkäisten puristusjousien määrä y_3 laskettiin vaaditun kokonaispuristuman ja yksittäisen jousen maksimipuristuman suhteesta:

$$n = \frac{y_1}{y_2}$$

$$= \frac{210\text{mm}}{42,5\text{mm/kpl}}$$

$$= 4,9$$

Puristusjousien määrä pyöristettiin ylöspäin lähimpään kokonaislukuun. Puristusjousia on oltava 5 kpl sarjassa. Puristusjousisarjan joustomatka y_3 laskettiin peräkkäisten jousien määrän ja yksittäisen jousen puristuman perusteella:

$$y_3 = n \cdot y_2$$

$$= 5\text{kpl} \cdot 42,5\text{mm/kpl}$$

$$= 212,5\text{mm}$$

Vaaditun jousivakion ollessa $k = 14,83\text{N/mm}$ ja toimitettavissa olevan puristusjousen jousivakion ollessa $k_1 = 5,2\text{N/mm}$ tarvittavien rinnakkaisten jousisarjojen lukumäärä n_2 laskettiin jousivakioiden suhteesta:

$$n_2 = \frac{k}{k_1}$$

$$n_2 = \frac{14,83\text{N/mm}}{5,2\text{N/mm}}$$

$$= 2,85\text{kpl}$$

ja pyöristettiin ylöspäin lähimpään kokonaislukuun 3. Puristusjousien kokonaismäärä laskettiin

$$n_3 = 3\text{ sarjaa} \cdot 5\text{ kpl/sarja}$$

$$= 15\text{ kpl}$$

ja puristusjousien vähittäismyyntipakkausten koon ollessa 4 kpl/pkt laskettiin puristusjousiasetelmaan vaadittujen puristusjousipakettien määrä

$$n_4 = \frac{15\text{ kpl}}{4\text{ kpl/pkt}}$$

$$= 3,75\text{ pkt}$$

ja pyöristettiin ylöspäin lähimpään kokonaislukuun 4.

Paketin maksaessa 9,50 €/pkt (taulukko 7) pakettien yhteishinta laskettiin

$$4\text{ pkt} \cdot 9,50\text{ €/pkt} = 38\text{ €}$$

Puristusjousisarjan vapaa pituus L_7 laskettiin

$$L_7 = 5\text{ kpl} \cdot 80\text{ mm/kpl}$$

$$= 400\text{ mm}$$

Puristusjousisarjan vapaa pituus ylittää alkuperäisten vetojousien kiinnityspisteiden etäisyyden toisistaan vivun ollessa yläasennossaan (taulukko 5.). Esijännitetyn puristusjousiasetelman pituus laskettiin vähentämällä esijännityksen aiheuttama puristuma puristusjousiasetelman vapaasta pituudesta L_7 :

$$L_8 = L_7 - y_4$$

jossa puristusjousiasetelman pituuden muutos y_4 johdettiin esijännitysvoiman perusteella

$$y_4 = \frac{F_{3\min}}{-k_1}$$

pitäuden muutos y_4 sijoitettiin esijännitetyn puristusjousiasetelman pitäuden yhtälöön

$$L_8 = L_7 - \frac{F_{3\min}}{-k_1}$$

$$= 400\text{mm} - \frac{456\text{N}}{5,2\text{N/mm}}$$

$$\approx 312\text{mm}$$

Esijännitetyn puristusjousiasetelman suurin mahdollinen joustomatka laskettiin vähentämällä esijännitetyn puristusjousiasetelman lyhenemä ($L_7 - L_8$) puristusjousiasetelman maksimijoustomatkasta y_3 :

$$y_5 = y_3 - (L_7 - L_8)$$

$$= 212,5\text{mm} - (400\text{mm} - 312\text{mm})$$

$$= 124,5\text{mm}$$

Esijännitetyn puristusjousiasetelman joustomatka ei täytä jousiasetelmalle asetettua vaatimusta joustomatkan suhteen. Tarkoitukseen sopiva puristusjousi tulisi teettää puristusjousia valmistavassa yrityksessä. Puristusjousta sylinterissä esittävä periaatekuva on esitetty liitteen 1 kuvassa 5.

4.5 Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla

Alkuperäiset vetojouset voidaan sijoittaa ympäristön ja henkilöstön kannalta turvallisempaan asemaan asentamalla alkuperäisten vetojousien tilalle teräsvaijeri ja johtamalla vivun nostoon vaadittava voima kuoren sisällä liikkuvan vaijerin

välityksellä alkuperäisille vetojousille. Alkuperäiset vetojouset voidaan tässä tapauksessa sijoittaa myös ympäristöä suojaavan rakenteen, kuten teräsputken, sisään. Alkuperäiset vetojouset ja vaijeri on tuettava rakenteeseen pidättimellä, johon rakenteen luonteesta johtuen kohdistuu voimareaktio. Rakenteen lujuus laskettiin siinä tapauksessa, että rakenne valmistettaisiin teräksestä. Putken läpi kohtisuorassa putken keskiakselin suhteen asennetun rakenneteräksisen tangon halkaisija laskettiin rakenneteräksen ominaisuuksien ja tunnettujen voimareaktioiden perusteella. Tankoon kohdistuu ensisijaisesti leikkausjännitystä kaavan 7 (Mäkelä 2002: 140) mukaisesti. Kaavassa 7 τ on leikkausjännitys, Q on leikkausvoima ja A on tangon poikkipinta-ala.

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (7)$$

Suurin tappiin kohdistuva leikkausvoima Q on sama kuin alkuperäisten vetojousien kiinnityspisteisiinsä kohdistama voima $F_{3\max}$. Suurin sallittu leikkausjännitys rakenneteräkselle S355 on 355N/mm^2 . Tappi lävistää putken seinämän kahdesti ja alkuperäiset vetojouset on tuettu putken seinämien sisäpuolelle, joten leikkausvoima kohdistuu tangon keskiakselin suhteen kohtisuorasti tangon poikileikkauksen pinta-alalle molempien lävistysten kohdalla. Leikkausvoiman yhtälöön sijoitettiin kaksinkertainen pinta-ala $2A$

$$\tau = \frac{F_{3\max}}{2A}$$

josta ratkaistiin tangon poikkipinta-ala A

$$\begin{aligned} A &= \frac{F_{3\max}}{2\tau} \\ &= \frac{3571\text{N}}{2 \cdot 355\text{N/mm}^2} \\ &= 5,03\text{mm}^2 \end{aligned}$$

Pyöreän tapin halkaisija D_0 johdettiin ympyrän pinta-alan kaavasta 8 (Mäkelä 2002: 18).

$$A = \pi \cdot r^2 \quad (8)$$

jossa säde r on puolet pyöreän tapin halkaisijasta D_0

$$r = \frac{D_0}{2}$$

Sijoitettiin säteen r kaava ympyrän pinta-alan kaavaan

$$A = \pi \cdot \left(\frac{D_0}{2}\right)^2$$

josta ratkaistiin pyöreän tapin halkaisija D_0

$$D_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

johon sijoitettiin lukuarvot

$$D_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{5,03\text{mm}^2}{\pi}}$$

$$= 2,53\text{mm}$$

Tapin halkaisijan D_0 on oltava vähintään 2,53 millimetriä varmuuskertoimen ollessa 1. Käytännön syistä johtuen suositellaan jousen pidättimeksi alkuperäisten vetojousien pidätinruuvia vastaavaa osakierteistä lujuusluokan 8.8 ruuvikoko M12.

Vaijerin tuenta suojarakenteeksi valittuun putkeen toteutetaan samoin, kuin jousen tuenta. Vaijerin pidättimen poikkileikkauksessa on otettava huomioon poikkileikkauksen pinta-alan väheneminen vaijerin kuoren ja vaijerin kanavan kohdalta ja kompensoitava puuttuvaa pinta-alaa valitsemalla halkaisijaltaan vetojousen pidätinruuvia suurempi osakierteinen ruuvi. Vaijerin kuoren sovitte neistetaan ruuvin kierteettömään osaan ylimääräisen esivalmistelun välttämiseksi ja ruuvin koneruuvipuristimeen kiinnittämisen helpottamiseksi. Kaukokäyttöistä jousipalautusta vaijerilla esittää periaatekuva 5 liitteessä 1.

4.6 Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla ja puristusjousella

Alkuperäisten vetojousien sijaan vaijeriin voidaan aiheuttaa voimareaktio puristusjousen avulla. Kohdassa 4.4 tarkastellun puristusjousiasetelman ongelmaksi havaittiin liian lyhyt joustomatka. Ulkoisen rakenteen avulla voidaan puristusjousiasetelman kokonaisjoustomatkaa kasvattaa koneen äärimittojen sallimissa rajoissa. Puristusjousiasetelman joustomatkan tulisi olla $y_1 = 210\text{mm}$ vielä puristusjousiasetelman esijännityksen aiheuttaman puristuman y_4 jälkeen. Puristusjousiasetelman kokonaisjoustomatka y_6 ratkaistiin seuraavasti:

$$y_6 = y_1 + y_4$$

johon sijoitettiin puristuma y_4

$$y_6 = y_1 + \frac{F_{3\min}}{-k_1}$$

Yksittäisen puristusjousen maksimijoustomatka y_2 tunnetaan, joten puristusjousiasetelmaan vaadittujen puristusjousien peräkkäinen määrä n_5 laskettiin kaavalla

$$n_5 = \frac{y_1 + \frac{F_{3\min}}{-k_1}}{y_2}$$

$$= \frac{210\text{mm} + \frac{456\text{N}}{5,2\text{N/mm}}}{42,5\text{mm/kpl}}$$

$$= 7,0\text{kpl}$$

Puristusjousien kokonaismäärä puristusjousiasetelmassa laskettiin

$$n_6 = n_2 \cdot n_5$$

$$= 3\text{sarjaa} \cdot 7\text{kpl/sarja}$$

$$= 21\text{kpl}$$

Puristusjousiasetelman vapaa pituus L_9 laskettiin kaavalla

$$L_9 = n_5 \cdot L_5$$

$$= 7\text{kpl} \cdot 80\text{mm/kpl}$$

$$= 560\text{mm}$$

Puristusjousiasetelman vapaa pituus ei aiheuta ylimääräistä työtä jousen tukirakenteen suunnittelussa ja valmistuksessa. Puristusjousisarjojen nyrjähdysten estämiseksi suositellaan pyörötankojen asentamista puristusjousisarjojen sisäpuolelle.

Rakenne ei eroa merkittävästi kohdan 4.5 rakenteesta ja sitä esittää liitteen 1 kuva 5.

4.7 Kaukokäyttöinen jousipalautus hydraulilla

Kohdassa 4.5 esitettyä asetelmaa vastaava mekanismi, jossa teräsvaijeri on korvattu kahdella hydraulikkasyylinterillä ja näitä yhdistävällä hydraulikkaletkulla. Toinen hydraulikkasyylinteristä on asennettu alkuperäisten vetojousien

tilalle ja toiseen hydraulikkasynteriin aiheutetaan voimareaktio alkuperäisillä vetojousilla. Edellä kuvaillun kaltaista painetta varastoivaa asetelmaa kutsutaan paineakuksi. Halkaisijaltaan pienimmät yleisesti markkinoilla olevat hydraulikkasynterit ovat sisähalkaisijaltaan 40 millimetriä, ja niiden varren halkaisija on 25 millimetriä. Pienimmän tarkoitukseen sopivan valmiin hydraulikkasynterin iskun pituus on 200 millimetriä, mikä poikkeaa alkuperäisten vetojousien iskunpituudesta 210 millimetriä. 10 millimetrin ero iskunpituudessa on kompensoitavissa alkuperäisten vetojousien kiinnityspisteisiin asetettavilla sovitteilla. Näillä arvoilla laskettiin sylinterissä vaikuttava maksimipaine p . Yleisesti hydraulikkajärjestelmien maksimipaineet ovat n. 5–60 megapascalina (Kauranne ym. 2003: 21). Hydraulisynterin männän poikkileikkaus on ympyrä. Männän pinta-ala laskettiin ympyrän pinta-alan yhtälöllä (Mäkelä 2002: 18), jossa r_1 on männän säde.

$$A_1 = \pi r_1^2$$

$$= \pi \left(\frac{0,04\text{m}}{2} \right)^2$$

$$\approx 0,00126\text{m}^2$$

Varren puoleinen männän pinta-ala A_2 laskettiin männän ja männänvarren pinta-alojen erotuksesta

$$A_2 = \pi r_1^2 - \pi r_2^2$$

$$= \pi \left(\frac{0,04\text{m}}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{0,025\text{m}}{2} \right)^2$$

$$= \pi \left[\left(\frac{0,04\text{m}}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,025\text{m}}{2} \right)^2 \right]$$

$$\approx 0,000766\text{m}^2$$

jossa r_2 on varren säde.

Hydrauliikkaletkulla toteutettava sylinterien välinen kanava johtaa sylinterin varren puoleisesta sylinteritilasta toisen sylinterin varren puoleiseen sylinteritilaan, joten hydraulijärjestelmän maksimipaine laskettiin varren puoleisen pinta-alan avulla. Paine laskettiin paineen yhtälöllä 9 (Mäkelä 2002: 99), jossa p on paine, F voima ja A männän paineistetun puolen pinta-ala.

$$p = \frac{F}{A} \quad (9)$$

Paineen yhtälöön sijoitettiin alkuperäisten vetojousien kiinnityspisteiden hydraulikkasynteriin kohdistama voima F_2 ja männän varren puoleinen pinta-ala A_2

$$p = \frac{F_2}{A_2}$$

$$= \frac{3570,84\text{N}}{0,000766\text{m}^2}$$

$$\approx 4661671,02\text{Pa}$$

$$\approx 4,7\text{MPa}$$

4,7 megapascalin paine ei aiheuta lisätöitä eikä edellytä edellä arvioitua suurempaa sylinterinhalkaisijaa paineen alentamiseksi. Kaukokäyttöistä jousipalautusta hydraulikalla esittävä periaatekuva liitteen 1 kuvassa 6.

4.8 Vetojousien korvaaminen kaasujousella

Alkuperäisten vetojousien väsymisen aiheuttama riski voidaan välttää vaihtamalla vetojousien tilalle kaasujousi. Yleisesti saatavilla olevat kaasujouset sopivat lähinnä puristusjousen korvaajaksi eikä niillä tämän ominaisuuden takia ole edellytyksiä suoraan vetojousen tilalle asennettaviksi. Edellä kuvailun kaasujousen asentaminen alkuperäisten vetojousien tilalle mahdollisimman vähin osin

vaatisi n. 600 millimetriä pitkän tilan työstökoneen uloimmasta kohdasta ulospäin. Vetojousen korvaajaksi sopivien valmiiden kaasujousien ominaisuudet eivät täytä tämän tehtävän vaatimuksia verrattain pienen voimareaktionsa takia (Traction gas spring). Vetojousien korvaamista kaasujousella esittävä periaatekuva liitteen 1 kuvassa 5.

4.9 Kaukokäyttöinen jousipalautus hydraulikalla ja vetojousien korvaaminen kaasujousilla

Hydraulista kaukokäyttömekanismia varten rakennetun paineakun pituus alkuperäisillä vetojousilla varustettuna olisi n. 370 millimetriä + valitun hydraulisylinlerin mitta avoinna. Vetojouset voidaan korvata työntöjousen tapaan toimivalla kaasujousella, jolloin paineakusta on mahdollista tehdä n. 370 millimetriä alkuperäisillä vetojousilla toteutettua paineakku lyhyempi. Koska yleisesti markkinoilta löytyvien, tarkoitukseen sopivien hydraulisylinterien asennusmitta on arviolta 350 millimetriä, voidaan kaasujousilla toteutettu paineakku kokonsa puolesta kiinnittää työstökoneen runkoon ilman, että työstökoneen alkuperäiset ulkomitat kasvavat. Kaukokäyttöistä jousipalautusta hydraulikalla ja kaasujousella esittävä periaatekuva liitteen 1 kuvassa 7.

4.10 Kaukokäyttöinen palautus hydraulikalla ja valmiilla paineakulla

Markkinoilla on tarjolla valmiita paineakkuja hydraulikkajärjestelmiä varten. Valmiin paineakun käyttö vähentää tässä tapauksessa valmistukseen kuluva työaika ja nopeuttaa mahdollisia huoltotöitä vähentämällä rakenteessa olevien osien määrää. Valmista paineakku valittaessa on tunnettava suurin mahdollinen hydraulineestetilavuuden muutoksen arvo. Hydraulineestetilavuuden muutoksen maksimiarvo ΔV_{\max} on sama kuin hydraulisylinlerin varren puoleisen hydraulinestemäärän maksimitilavuus V_1 . Tilavuus laskettiin suoran ympyrälierion tilavuuden yhtälöstä (Mäkelä 2002: 21).

$$V_1 = A_2 \cdot L_{10}$$

jossa pinta-ala A_2 ratkaistiin yhtälöstä

$$A_2 = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2$$

jossa D on männän halkaisija ja d männän varren halkaisija. Sijoitettiin männän varren puoleinen pinta-ala tilavuuden yhtälöön

$$\begin{aligned} V_1 &= \left[\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \right] \cdot L_{10} \\ &= \left[\pi \cdot \left(\frac{40\text{mm}}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{20\text{mm}}{2}\right)^2 \right] \cdot 200\text{mm} \\ &= [1\,256,64\text{mm}^2 - 314,16\text{mm}^2] \cdot 200\text{mm} \\ &= 188\,496\text{mm}^3 \end{aligned}$$

Paineakkujen hydraulineestetilavuuden muutoksen maksimiarvo ilmoitetaan yleisesti litroina, joten saatu tilavuuden arvo muutettiin litroiksi:

$$\begin{aligned} V_1 &= 188\,496\text{mm}^3 \times \frac{1\text{l}}{1000\text{mm}^3} \\ &= 0,189\text{l} \end{aligned}$$

Pienin tarkoitukseen sopiva valmis paineakku on tilavuudeltaan 0,32 litraa (Paineakku). Vivun yläasennossa pitämiseen vaaditaan kohdassa 3.2 laskettu voima, joten paineakussa tulee olla esitäyttöpaine. Pienin valmiiksi markkinoilla oleva esitäyttöpaine on 15 baaria. 15 baarin paineeseen paineistetun hydraulikkasyylinterin aiheuttama voimareaktio johdettiin paineen yhtälöstä (Mäkelä 2002: 99).

$$p = \frac{F}{A}$$

josta ratkaistiin voima F

$$F = A_2 \cdot p_1$$

jossa A_2 on männän varren puoleinen pinta-ala ja p_1 on paineakun esitäyttöpaine. Sijoitettiin lukuarvot ja laskettiin

$$F = 942,48\text{mm}^2 \cdot \frac{1\text{m}^2}{1000000\text{mm}^2} \cdot 15\text{bar} \cdot 100\,000\text{Pa}$$

$$= 1\,413,72\text{N}$$

Esitäyttöpaineesta johtuva voimareaktio on suurempi kuin vivun tasapainottamiseen vaadittu voimareaktio vivun ollessa yläasennossa. Vivun liike on rajoitettu mekaanisesti, joten voiman lisäys ei vaikuta vivun ääriasentoon. Hydraulikkasyylinterin ollessa ääriasennossaan asennuspituudessa se ei rakenteestaan johtuen kohdista vetojousien kiinnityspisteeseen suurempaa voimaa kuin vivun tasapainottamiseen vaaditaan.

Paineakun tilanmuutos on isentrooppinen eli palautuva adiabaatti, koska kaasuun ei tuoda lämpöenergiaa systeemin ulkopuolelta. Paineakun maksimipaine laskettiin isentrooppista muutosta kuvaavalla yhtälöllä 10, jossa n on kaasun adiabaattinen vakio.

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \tag{10}$$

Kaasuun tuotu lämpöenergia on 0, joten yhtälöön pätee kaava 11 (Mäkelä 2002: 108).

$$n = \gamma \tag{11}$$

Paineakun kaasutila on täytetty työllä (Kauranne ym. 2003: 155), joka on kaksiatominen kaasu, jolloin γ arvo on kaavan 12 mukainen (Mäkelä 2002: 107).

$$\gamma \approx 1,40 \quad (12)$$

Paineakun maksimipaine p_2 vivun ollessa ala-asennossa johdettiin kaavasta 10:

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1^n}{V_2^n}$$

$$= \frac{1500000\text{Pa} \cdot (0,00032\text{m}^2)^{1,40}}{(0,000131\text{m}^2)^{1,40}}$$

$$= 5\,237\,468,39\text{Pa}$$

$$\approx 52,4\text{bar}$$

Valmiin paineakun maksimipaine on 210 baaria (Paineakku), joten paineakku kestää vivun asentomuutoksen aiheuttaman paineenmuutoksen.

Hydrauliikkasynterinin aiheuttama voimareaktio F vivun ala-asennossa, kun hydrauliikkajärjestelmän sisäinen paine on p_2 johdettiin paineen kaavasta

$$F = A_2 \cdot p_2$$

$$= 942,48\text{mm}^2 \cdot \frac{1\text{m}^2}{1000000\text{mm}^2} \cdot 5\,237\,468,39\text{Pa}$$

$$= 4\,936,21\text{N}$$

Voimareaktio on suurempi kuin vivun tasapainottamiseen vaadittava voimareaktio, mikä johtaa vivun palautumiseen yläasentoonsa ulkopuolisen voimareaktion puuttuessa. Voimareaktio on myös merkittävästi alkuperäistä suurempi ja saattaa vaikuttaa työstökoneen käyttöominaisuuksiin. Paineakku säteilee lämpöä

ympäristöönsä, joten maksimipainetta ei normaaleissa käyttöolosuhteissa saavuteta. Työstökoneen käyttöhydrauliikka on tarkoitettu kumoamaan alkuperäisten vetojousien aiheuttamaa voimareaktiota suurempia voimareaktioita. Hydrauliikkajärjestelmältä vaadittujen dynaamisten ominaisuuksien varmistamiseksi olisi mitattava työstökoneen käyttöhydrauliikan alkuperäisten vetojousien kiinnityspisteisiin kohdistama maksimivoima. Tilauksesta on saatavilla asiakkaan toiveiden mukaan esitetyt paineakkuja. Sopiva esitäyttöpaine laskettiin vivun yläasennon vaatiman voimareaktion perusteella:

$$p = \frac{F}{A}$$

$$= \frac{456\text{N}}{942,48\text{mm}^2 \cdot \frac{1\text{m}^2}{1000000\text{mm}^2}}$$

$$= 483\,829,9\text{Pa}$$

$$\approx 4,8\text{bar}$$

Paineakun maksimipaine p_2 vivun ollessa ala-asennossa ja esitäyttöpaineen ollessa 480 000 pascalia laskettiin isentrooppista tilanmuutosta kuvaavalla yhtälöllä

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1^n}{V_2^n}$$

$$= \frac{480000\text{Pa} \cdot (0,00032\text{m}^2)^{1,40}}{(0,000131\text{m}^2)^{1,40}}$$

$$= 1\,675\,989,9\text{Pa}$$

$$\approx 16,8\text{bar}$$

Hydrauliikkasynterinin aiheuttama voimareaktio vivun ala-asennossa, kun hydrauliikkajärjestelmässä on paine p_2 johdettiin paineen yhtälöstä

$$\begin{aligned} F &= A_2 \cdot p_2 \\ &= 942,48\text{mm}^2 \cdot \frac{1\text{m}^2}{1000000\text{mm}^2} \cdot 1\,675\,989,9\text{Pa} \\ &= 1\,579,6\text{N} \end{aligned}$$

Voimareaktio on liian pieni tasapainottamaan vivun massaa vivun ollessa al-asennossa, joten esitäyttöpaineen laskeminen pienimmän vaaditun voimareaktion perusteella ei ole toteutuskelpoinen vaihtoehto. Lämpöenergian siirtyessä paineakusta ympäristöön ennalta tuntemattomalla tavalla ei käänteisestä laskutoimituksesta ole apua sopivan esitäyttöpaineen laskemiseksi. Tilauksesta on saatavana paineakkuja, jotka on valmistettu asiakkaan toivomalla tilavuudella. Asiakkaan tilaaman paineakun käyttöään loppuessa korvaava paineakku olisi jälleen teetettävä, mikä lisäisi työstökoneen alkuperäisen toiminnan kannalta välttämättömän komponentin toimitusaikaa. Kaukokäyttöistä palautusta hydraulikalla ja paineakulla esittää periaatekuva 8 liitteessä 1.

5 Vaihtoehtoiset mekanismit vivun vapaan heilahtelun estämiseksi

5.1 Kumijousi

Kumijousi on massiivikuminen ja passiivinen osa, jota käytetään ajoneuvojen rungon ja akselirakenteen välissä rajoittamaan akselirakenteiden liikettä (Laine 1981: 143). Kumijousi toimii progressiivisena lisäjousena siinä tapauksessa, että akselirakenteen ja ajoneuvon rungon välille asennetun teräsrousen ja heilahtelunvaimentimen ominaisuudet eivät ole riittäneet vaimentamaan ajotilanteessa aiheutunutta akselirakenteen ja ajoneuvon rungon välisen etäisyyden muutosta. Kumijousella voidaan vähentää vivun hallitsemattoman liikkeen työstökoneen runkoon aiheuttamia vaurioita. Lyhyen joustovaransa (Laine 1981: 144) vuoksi se ei kuitenkaan sovellu vivun hidastamiseen tämän koko liikeraldalla tilanteessa, jossa vivun tasapainottava voimareaktio puuttuu.

5.2 Heilahtelunvaimennin

Heilahtelunvaimentimella tarkoitetaan mekanisme, jolla vaimennetaan kappaleiden välisiä heilahteluja muuttamalla heilahtelun energia lämmöksi tai rajoittamalla resonanssihuippuja erillisen massan avulla (Laine 1981: 210). Heilahtelunvaimentimia käytetään yleisesti ajoneuvoissa ajodynamiikan parantamiseen ja niitä on markkinoilla erilaisilla ominaisuuksilla varustettuna. Oikein mitoitettun heilahtelunvaimentimen asentaminen alkuperäisten vetojousien rinnalle estää vivun hallitsemattoman heilahduksen ja vähentää työstökoneen välittömässä läheisyydessä työskentelevän henkilöstön riskiä joutua tapaturman uhriksi. Nesteen virtausvastukseen perustuva vaimennin (Laine 1981: 211) on mahdollista rakentaa erillisistä komponenteista, jolloin sen ominaisuudet voidaan säätää käyttökohteen mukaan optimaalisiksi. Nestevaimentimen toimintaa esittää liitteen 1 kuva 5.

5.3 Mäntä-putkivaimennin

Mäntä-putkivaimennin on ajoneuvoissa yleisesti käytetty heilahtelunvaimennintyyppi (Laine 1981: 211). Mäntä-putkivaimentimia on yleisesti saatavilla erilaisilla ominaisuuksilla ja tämäntyyppisen heilahtelunvaimentimen asentaminen vetojousien rinnalle mahdollistaa vivun heilahtelunvaimennuksen valmiilla osalla. Edullisten mäntä-putkivaimentimien vaimennusominaisuuksia ei yleensä voi jälkikäteen muuttaa, koska vaimentimet on tavallisesti suunniteltu ja valmistettu täyttämään ajoneuvojen mallikohtaiset ominaisuudet.

5.4 Vastusvastaventtiili hydraulisen palautusmekanismin osana

Vastusvastaventtiili on hydraulisissa järjestelmissä käytettävä komponentti, jolla rajoitetaan hydrauliiKANESTEEN virtausta. Säädetävällä vastusvastaventtiilillä on mahdollista rajoittaa hydrauliiKANESTEEN virtausta virtaussuunnasta riippuen siten, että virtaus yhteen suuntaan on vapaata ja vastakkaiseen suuntaan rajoitettua (Kauranne ym. 2003: 236.). Asettamalla vastusvastaventtiili palauttavan hydrauliiKASYLINTERIN ja paineakulle johtavan hydrauliiKKALETKUN väliin mahdollistetaan hydrauliiKANESTEEN vapaa virtaus paineakulta palauttavaan sylinteriin. Samalla voidaan palauttavalta hydrauliiKASYLINTERILTÄ paineakulle virtaavan hydrauliiKANESTEEN virtausta säätää niin, että työstökonetta on mahdollista käyttää alkuperäisellä palautusnopeudella ilman, että hydrauliiKKALETKUSSA tai paineakussa tapahtuva mahdollinen vuoto aiheuttaa vivun vapaan heilahduksen ala-asentoon. Vastusvastaventtiilin piirrosmerkki liitteen 1 kuvassa 1.

5.5 Vastusventtiili hydraulisen palautusmekanismin osana

Vastusventtiili on kohdassa 5.4 esiteltyä vastusvastaventtiiliä vastaava hydrauliiKKAKOMponentti sillä erotuksella, että se rajoittaa hydrauliiKANESTEEN virtausta virtaussuunnasta riippumatta (Kauranne ym. 2003: 234). Asettamalla vastusventtiili kohdassa 5.4 esitellyn vastusvastaventtiilin tilalle, voidaan vivun asennon muutosnopeutta rajoittaa molempiin suuntiin niin, että vivun massan hidastumisesta aiheutuvia voimareaktioita voidaan hallita.

6 Mekanismien vertailu

Vaihtoehtoisia mekanismeja vertailtiin pisteyttämällä ne spesifikaatioiden perusteella taulukossa 8. Taulukoitujen mekanismien asennusajat ja tilavuudet ovat karkeita arvioita.

Taulukko 8. Palautusmekanismien hinta-arviot. Hinnat (liite 2) pyöristetty ylöspäin lähimpään kokonaiseen Euroon tilan säästämiseksi. Toistojen määrä ilman huoltoa (1: pienempi; 2: yhtä suuri; 3: suurempi kuin koneella itsellään). Osien saatavuus (1: teetettävä; 2: varastotuote; 3: yleisosa). *Pelkkä hydraulikkasylinteri. Riskien määrä (1: pienempi; 2: yhtä suuri; 3: suurempi kuin alkuperäisellä rakenteella).

Palautuksen toteutus	Vetojouset	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	4.10
Asennusaika (h)	1	8	16	24	8	24	24	24	24	24	16
Hinta (€)	385	235	283	283	115*	502	174	608	-	474	378
Lisäaika/ toisto (min)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Toistojen määrä ilman huoltoa	1	3	3	3	2	1	1	2	?	2	2
Osien saatavuus	2	3	3	3	1	3	1	2	1	2	2
Riskien määrä	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Huoltokoulutusaika (h)	1	1	1	1	1	1	2	2	1	2	2
Tilavuus (l)	2	243	23	23	3	5	5	5	-	5	5

Mekanismeja vertailtiin myös sanallisesti taulukossa 9.

Taulukko 9. Vaihtoehtoisten palautusmekanismien sanallinen vertailu.

Palautusmekanismi	Plussat	Miinukset
Alkuperäiset vetojouset	Yksinkertainen rakenne	Väsymisen aiheuttama vaurioituminen, riski välittömässä läheisyydessä työskentelevälle henkilöstölle
4.1 Vastapaino	Yksinkertainen rakenne	Suuri koko, suuri massa aiheuttaa ylimääräisiä rasituksia työstökoneen runkoon
4.2 Vastapaino välitysmekanismilla	Pienempi massa kuin pelkällä vastapainolla	Paljon teetettäviä osia
4.3 Vastapaino välitysmekanismilla ja muuttuvalla välityssuhteella	Tarpeettomien voimien minimointi	Paljon teetettäviä osia ja suunnittelua
4.4 Työntöjousi sylinterissä	Yksinkertainen rakenne	Paljon teetettäviä osia ja suunnittelua, työntöjousien rajallinen käyttöikä
4.5 Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla	Yksinkertainen rakenne, alkuperäisten vetojousien käyttö	Vaijeri kuluu liikkeessaan kuoren sisällä (teräs-teräsraja-pinta), vetojousien rajallinen käyttöikä
4.6 Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla ja puristusjousella	Yksinkertainen rakenne	Vaijeri kuluu liikkeessaan kuoren sisällä (teräs-teräsraja-pinta), työntöjousien rajallinen käyttöikä
4.7 Kaukokäyttöinen jousipalautus hydraulikalla	Yksinkertainen rakenne, osien saatavuus	Alkuperäisten vetojousien rajallinen käyttöikä
4.8 Vetojousien korvaaminen kaasujousella	Yksinkertainen rakenne	Markkinoilla olevien kaasujousien ominaisuudet eivät vastaa vaadittuihin voimareaktioihin, kaasujousien hinta tuntematon
4.9 Kaukokäyttöinen jousipalautus hydraulikalla ja alkuperäisten vetojousien korvaaminen kaasujousilla	Yksinkertainen ja kompakti rakenne, osien saatavuus	Kaasujousi käyttäytyy teräs-jousista poiketen kaasun ominaisuuksien takia, paljon teetettäviä osia
4.10 Kaukokäyttöinen palautus hydraulikalla ja valmiilla paineakulla	Yksinkertainen ja kompakti rakenne, osien saatavuus	Valmiiden paineakkujen porrastettu esitäyttö-painevalikoima johtaa tarpeettomiin voimareaktioihin

Heilahtelunvaimentimet olivat tässä tapauksessa useilta spesifikaatioiden mukaisilta ominaisuuksiltaan niin tasavertaisia, että päädyttiin vertailemaan vain heilahtelunvaimentimien hintaa (taulukko 10).

Taulukko 10. Heilahtelunvaimentimien hintavertailu (liite 2).

Vaimennuksen toteutus	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5
Hinta (€)	12,50	250,65	95,90	34,45	26,60

Heilahtelunvaimentimia vertailtiin myös sanallisesti taulukossa 11.

Taulukko 11. Heilahtelunvaimentimien sanallinen vertailu.

Heilahtelunvaimennin	Plussat	Miinukset
5.1 Kumijousi	Edullinen	Riittämätön liikerata
5.2 Osista koottu mäntä-putkivaimennin	Yksinkertainen asennus, vaimennusominaisuudet säädettävissä	Muita korkeampi hankintahinta
5.3 Mäntä-putkivaimennin	Yksinkertainen asennus	Vaimennusominaisuudet tuntemattomat
5.4 Vastusvastaventtiili	Voidaan liittää hydrauliseen palautumekanismiin	Rajoittaa heilahdusta vain toiseen liikesuuntaan
5.5 Vastusventtiili	Voidaan liittää hydrauliseen palautusmekanismiin, rajoittaa heilahdusta molempiin liikesuuntiin	Vivun palautusliikkeen maksiminopeus on yhtä suuri kuin vivun vaimennettu puutoamisnopeus

Palautusmekanismeja ja heilahduksenvaimentimia vertailtiin tarkastelemalla niiden yhdistelmien toimintaedellytyksiä taulukossa 12. Koska kohdassa 5.1 esitetty kumijousi on yhdistelykelpoinen kaikkien ratkaisujen kanssa mutta riittämättömän täyttämään vaadittua heilahduksenvaimentimen tehtävää vivun koko liikeraudalla, se jätettiin pois vertailusta.

Taulukko 12. Yhdistelmien toimintaedellytykset. 0: Yhdistelmä ei mahdollinen; 1: Yhdistelmä mahdollinen; 2: Yhdistelmän hinta ei tiedossa.

	Veto- jousi	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	4.10
5.2	1	1	1	1	2	1	1	1	2	1	1
5.3	1	1	1	1	2	1	1	1	2	1	1
5.4	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1
5.5	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1

Mahdollisiksi todettuja yhdistelmiä vertailtiin hankintahintojen perusteella taulukossa 13.

Taulukko 13. Yhdistelmien hinnat Euroina. Hinnat on pyöristetty ylöspäin lähimpään kokonaiseen euroon.

	Veto- jousi	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	4.10
5.2	634	486	533	533	-	752	424	859	-	725	629
5.3	481	331	379	379	-	598	270	704	-	570	474
5.4	-	-	-	-	-	-	-	789	-	512	450
5.5	-	-	-	-	-	-	-	781	-	504	442

Mäntä-putkivaimentimen (5.3) vaimennusominaisuuksien ollessa toistaiseksi tuntemattomia tämä toteutus vaatii käytännön testejä ennen, kuin sitä voidaan varmuudella pitää heilahtelunvaimentimeksi sopivana vaihtoehtona. Osista kootulla heilahtelunvaimentimella ja välityssuhteella toteutetulla vastapainomekanismilla (4.2 ja 4.3) toteutettu ratkaisu on passiivisten osiensa puolesta varmatoiminen ja verrattain edullinen mutta vaatii paljon tilaa työstökoneen ulkopuolelta. Puristusjousilla toteutettu vaijerikäyttöinen mekanismi (4.6) on kompakti mutta vaijerin kulumisen ja jousen väsymisen lisäävät vikaantumisalttiutta.

Vaihtoehtoja vertailemalla toteutuskelpoisimmaksi ratkaisuksi valikoitui hydraulikalla, valmiilla paineakulla ja vastusventtiilillä toteutettu kaukokäyttöinen palautus. Muiden vaihtoehtojen ominaisuudet eivät vastanneet vaatimukseen optimaalisella tavalla eikä niiden toteutusta voitu pitää yhtä kannattavana. Hydraulikka- ja varaosaliikkeillä on monipuolinen valikoima erilaisia valmiita hydraulikan komponentteja, mikä nopeuttaa lopullisen tuotteen valmistusta. Yksittäisen prototyypin valmistamisen vaatima työaika vähenee valmiita komponentteja käytettäessä, ja standardiosat helpottavat huoltotöiden suorittamista. Valmiiksi markkinoilla olevat osat ovat edullisia verrattuna kustomoituihin ratkaisuihin eikä huoltotyön suorittajan tarvitse perehtyä erikoisvalmisteisen järjestelmän ominaisuuksiin.

7 Yhteenveto

Työssä kartoitettiin erilaisia tapoja korvata työstökoneen vetojousilla toteutettu palautusmekanismi alkuperäistä turvallisemmalla rakenteella tai mekanismeilla. Työssä vertailtiin kymmentä erilaista mekanismia vetojouset korvaavaksi rakenteeksi ja viittä erilaista mekanismia työstökoneen liikkuvan osan vapaan putoamisen estämiseksi. Vaihtoehtoisten rakenteiden ominaisuuksia tutkittiin matemaattisin menetelmin.

Työn lopputuloksena vetojousille löydettiin alkuperäistä rakennetta turvallisempia korvaajia. Työstökoneen liikkuvan osan vapaan putoamisen ongelmaan löydettiin useampia ratkaisuja. Lopulta läpikäytyistä vaihtoehdoista toteutuskelpoisimmaksi ratkaisuksi valikoitui valmiilla hydraulisella paineakulla, hydraulika sylinterillä ja vastusventtiilillä toteutettava mekanismi. Ratkaisun toteuttamista käytännössä arvioidaan jatkossa ja sen perusteella päätetään korvaavan mekanismin mahdollisesta toteutuksesta. Työn aikana tutustuttiin systemaattisen tuotekehitysprosessin työtapoihin ja hydrauliiikan komponenttien käyttöön.

Lähteet

Hietikko, Esa. 2008. Tuotekehitystoiminta. Kuopio: Savonia-ammattikorkeakoulun kuntayhtymä.

Hydraulisylinteri. Verkkoaineisto. Hydrauliiikkakauppa. <<https://www.hydrauliiikkakauppa.fi/tuote/hydraulisylinteri-40-20-200/>>. Luettu 24.4.2024.

Kauranne, Heikki; Kajaste, Jyrki & Vilenius, Matti. 2003. Hydraulitekniikan perusteet. Helsinki: Werner Söderström Osakeyhtiö.

Käsin tehtävän nostotyön arviointi. Verkkoaineisto. Työsuojelu. <<https://tyosuojelu.fi/documents/154017715/168016241/K%C3%84SIN+TEHT%C3%84V%C3%84N+NOSTOTY%C3%96N+ARVIOINTI-lomake.pdf/53a2dd5e-072e-4f8b-addc-75d136adaa2b/K%C3%84SIN+TEHT%C3%84V%C3%84N+NOSTOTY%C3%96N+ARVIOINTI-lomake.pdf?t=1441629383024>>. Luettu 16.4.2024.

Laine, Olavi 1981. Autotekniikka. Tampere: Sonator.

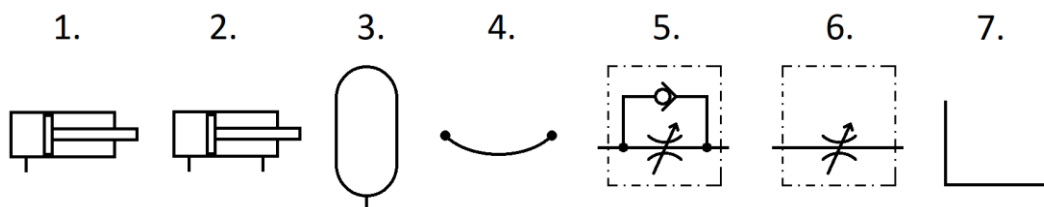
Mäkelä, Mikko 2002. Tekniikan kaavasto: matematiikan, fysiikan, kemian ja lujuusopin peruskaavoja sekä SI-järjestelmä. Tampere: AMK-kustannus, Tammermekniikka.

Paineakku. Verkkoaineisto. Hydrauliiikkakauppa. <<https://www.hydrauliiikkakauppa.fi/tuote/paineakku-032l-210bar-g1-2-esitaytetty/>>. Luettu 24.4.2024.

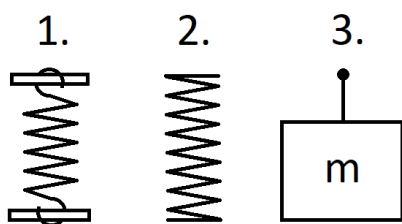
Puristusjousi. Verkkoaineisto. Isojoen Konehalli. <<https://www.ikh.fi/fi/puristusjousi-rst-80x20x2-5-4kpl-pj802025>>. Luettu 19.4.2024.

Traction gas spring. Verkkoaineisto. Lesjöfors. <<https://catalog.lesjoforsab.com/products/gas-springs-t>>. Luettu 24.4.2024.

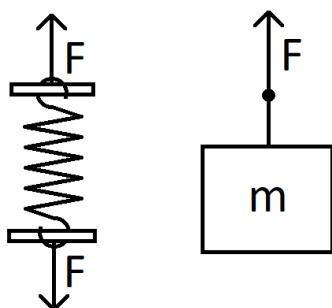
Periaatekuvat



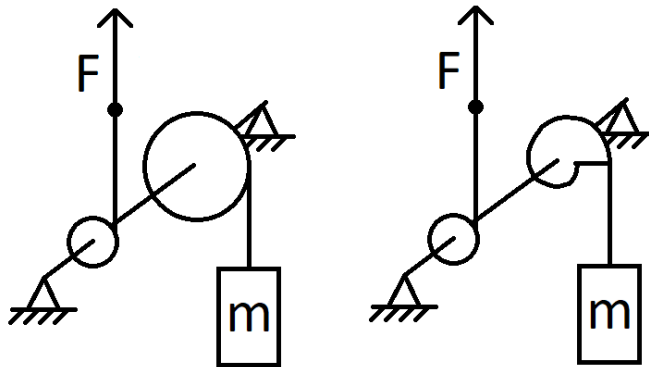
Kuva 1. Periaatekuvien hydraulikkaosien piirrosmerkit. 1. Yksitoiminen pneumatiikkasyylinteri; 2. Kaksitoiminen hydraulikkasyylinteri; 3. Paineakku; 4. Letku; 5. Vastusvastaventtiili; 6. Vastusventtiili; 7. Säiliö.



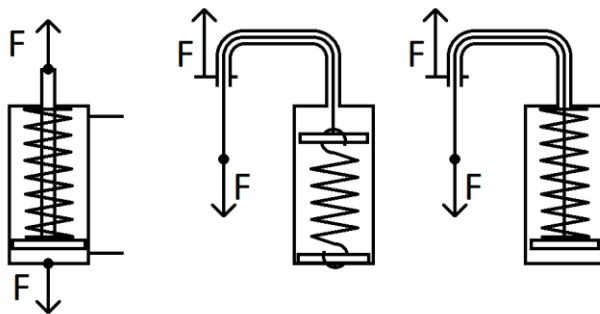
Kuva 2. Periaatekuvien mekaanisten osien piirrosmerkit. 1. Vetojousi; 2. Puristusjousi; 3. Massa.



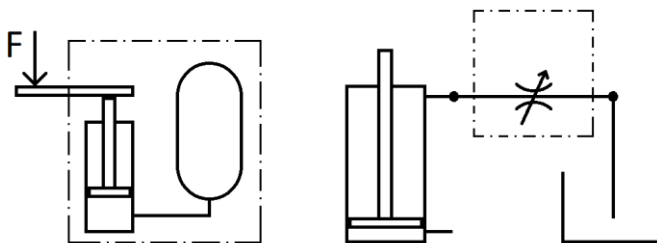
Kuva 3. Vetojousi ja vastapaino.



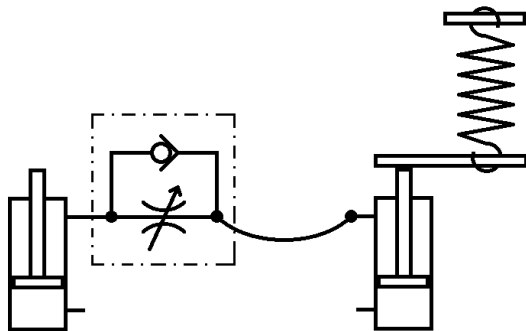
Kuva 4. Vastapaino kiinteällä välityssuhteella ja vastapaino muuttuvalla välityssuhteella.



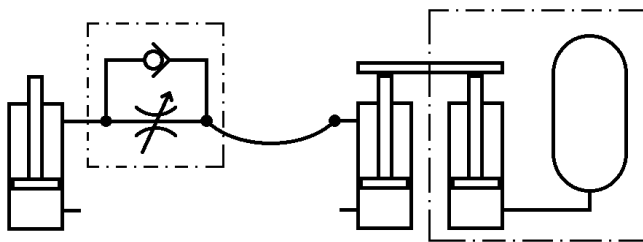
Kuva 5. Puristusjousi sylinterissä, vetojousi vaijerilla ja työntöjousi vaijerilla



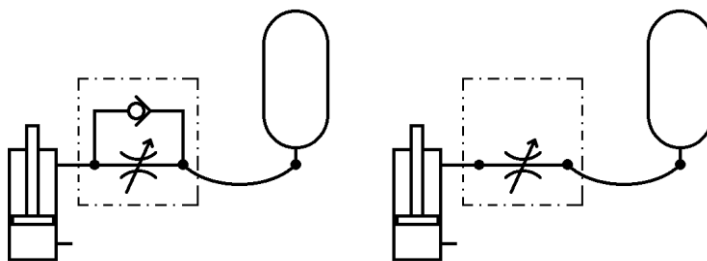
Kuva 5. Kaasujousi ja heilahtelunvaimennin.



Kuva 6. Hydraulikkajärjestelmä vastusvastaventtiilillä ja vetojousikuormitteisella paineakulla.



Kuva 7. Hydraulikkajärjestelmä vastusvastaventtiilillä ja kaasujousikuormitteisellä paineakulla.



Kuva 8. Hydraulikkajärjestelmä vastusvastaventtiilillä ja paineakulla ja vastuventtiilillä ja paineakulla.

Osalistat

Taulukko 1. Vastapaino välityssuhteella ja muuttuvalla välityssuhteella osat (E-J Mustajärvi, IKH, K-Rauta).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
4x1000x2000 rautalevy S235	125,00	1	125,00
NAPA 35X145 4X57X100 375 KG	39,00	1	39,00
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Ruuvit M12x70 MM, mutterit kilotavarana	10,00 €/kg	2	20,00
VAIJERI 3,00 MM (538 KG)	1,20 €/m	4	4,80
VAIJERILUKKO 3 MM 10 KPL DIN741	2,90	1	2,90
Väliseinätiili Weber NKH Kahi 270x130x75 4,9 kg/kpl	1,50	7	10,5
Yhteensä		17	282,20

Taulukko 2. Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla osat (Motonet, IKH, maksutiedot).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
DZ Vaijerin Kuori 4,00 mm 3,00 mm vaijerille	9,99	1	9,99
Vetojouset	385,00	1	385,00
Vetovaijeri 3.0 mm 1 m (murtolujuus 538kg)	0,79	4	3,16
Vaijerilukko 3 mm / 1/8" DIN741 8 kpl	2,99	1	2,99
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Ruuvit, mutterit kilotavarana	10,00 €/kg	2	20,00
	Yhteensä	8	501,14

Taulukko 3. Kaukokäyttöinen jousipalautus vaijerilla ja puristusjousella (Motonet, IKH).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
DZ Vaijerin Kuori 4,00 mm 3,00 mm vaijerille (190cm/kpl)	9,99	1	9,99
PURISTUSJOUSI RST 80X20X2,5 4 KPL	9,50	6	57,00
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Ruuvit, mutterit kilotavarana	10,00 €/kg	2	20,00
Vetovaijeri 3.0 mm 1 m (murtolujuus 538 kg)	0,79	4	3,16
Vaijerilukko 3 mm / 1/8" DIN741 8 kpl	2,99	1	2,99
	Yhteensä	15	173,14

Taulukko 4. Jousipalautus hydraulilla (EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa, maksutiedot).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	2	5,50
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	2	13,80
Hydraulisylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	2	228,70
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	4	4,20
Vetojouset	385,00	1	385,00
	Yhteensä	12	607,70

Taulukko 5. Jousipalautus hydraulilla ja kaasujousella osat (EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa, IKH).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	2	5,50
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	2	13,80
Hydraulisylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	2	228,70
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	4	4,20
Kaasujousi 500X2100 N VOLVO BM	44,00	2	88,00
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Ruuvit, mutterit kilotavarana	10,00 €/kg	2	20,00
	Yhteensä	16	473,70

Taulukko 6. Hydraulisen palautusjärjestelmän osat valmiilla paineakulla (EP-hydrauliikka, Hydrauliiikkakauppa).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	1	2,75
BSP-Banjopultti, 1/2"	5,45	1	5,45
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	1	6,90
Hydraulisyylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	1	114,35
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
Paineakku 0,32 L 210 bar G1/2" Esitäytetty 15 bar	176,15	1	176,15
Paineakun Kiinnityspanta 0,32 L Ø 92-95 mm	67,55	1	67,55
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	2	2,10
Usit-tiiviste, 1/2"	1,55	2	3,10
	Yhteensä	11	377,85

Taulukko 7. Hydraulisen palautusjärjestelmän osat valmiilla paineakulla ja vastusvastaventtiilillä (EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	1	2,75
BSP-Banjopultti, 1/2"	5,45	1	5,45
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	1	6,90
Hydraulisylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	1	114,35
Kaksoinippa ulkokierteellä, 1/4"	1,10	1	1,10
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
Paineakku 0,32 L 210 bar G1/2" Esitäytetty 15 bar	176,15	1	176,15
Paineakun Kiinnityspanta 0,32 L Ø 92-95 mm	67,55	1	67,55
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	4	4,20
Usit-tiiviste, 1/2"	1,55	2	3,10
Vastusvastaventtiili V0581 VRFU 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	34,45	1	34,45
	Yhteensä	15	449,50

Taulukko 8. Hydraulisen palautusjärjestelmän osat valmiilla paineakulla ja vastusventtiilillä (EP-hydrauliikka, Hydrauliiikkakauppa).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	1	2,75
BSP-Banjopultti, 1/2"	5,45	1	5,45
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	1	6,90
Hydraulisylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	1	114,35
Kaksoinippa ulkokierteellä, 1/4"	1,10	1	1,10
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
Paineakku 0,32 L 210 bar G1/2" Esitäytetty 15 bar	176,15	1	176,15
Paineakun Kiinnityspanta 0,32 L Ø 92-95 mm	67,55	1	67,55
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	4	4,20
Usit-tiiviste, 1/2"	1,55	2	3,10
Vastusventtiili V0584 VRFB 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	26,60	1	26,60
	Yhteensä	15	441,65

Taulukko 9. Osista kootun heilahtelunvaimentimen osat (EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	1	6,90
Hydraulisylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	1	114,35
Kaksoisnippa ulkokierteellä, 1/4"	1,10	1	1,10
Letku 1/4" 2 m BM1404-1/4" M18x1,5	29,40	1	29,40
RP1 Käsipumpun metallisäiliö 1 L	68,10	1	68,10
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	4	4,20
Vastusventtiili V0584 VRFB 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	26,60	1	26,60
	Yhteensä	10	250,65

Taulukko 10. Jousipalautus hydraulikalla ja vastusventtiilillä (EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa, IKH, maksutiedot).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	2	5,50
Kaksoisnipa ulkokierteellä, 1/4"	1,10	1	1,10
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	2	13,80
Hydraulisyylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	2	228,70
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	6	6,30
Vastusventtiili V0584 VRFB 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	26,60	1	26,60
Vetojouset	385,00	1	385,00
	Yhteensä	16	780,50

Taulukko 11. Jousipalautus hydraulikalla ja vastusvastaventtiilillä (EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa, IKH, maksutiedot).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	2	5,50
Kaksoisnipa ulkokierteellä, 1/4"	1,10	1	1,10
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	2	13,80
Hydraulisyylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	2	228,70
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	6	6,30
Vastusvastaventtiili V0581 VRFU 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	34,45	1	34,45
Vetojouset	385,00	1	385,00
	Yhteensä	16	788,35

Taulukko 12. Jousipalautus hydraulikalla, kaasujousella ja vastusvastaventtiilillä (EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa, IKH).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	2	5,50
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	2	13,80
Hydraulisylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	2	228,70
Kaksoisnipa ulkokierteellä, 1/4"	1,10	1	1,10
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	6	6,30
Kaasujousi 500X2100 N VOLVO BM	44,00	2	88,00
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Ruuvit, mutterit kilotavarana	10,00 €/kg	2	20,00
Vastusvastaventtiili V0581 VRFU 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	34,45	1	34,45
	Yhteensä	20	511,35

Taulukko 13. Jousipalautus hydraulilla, kaasujousella ja vastusventtiilillä.
(EP-hydrauliikka, Hydraulikkakauppa, IKH)

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
BSP-Banjopultti, 1/4"	2,75	2	5,50
Huohotin korkki suojattu 1/4" EPhyd	6,90	2	13,80
Hydraulisylinteri 40 20 200, Asennusmitta 350 mm	114,35	2	228,70
Kaksoisnipa ulkokierteellä, 1/4"	1,10	1	1,10
Letku 1/4" 2 m BM1404-BM1404	33,50	1	33,50
Usit-tiiviste, 1/4"	1,05	6	6,30
Kaasujousi 500X2100 N VOLVO BM	44,00	2	88,00
RHS-PUTKI 60X60X4X2000 MM TERÄS	80,00	1	80,00
Ruuvit, mutterit kilotavarana	10,00 €/kg	2	20,00
Vastusventtiili V0584 VRFB 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	26,60	1	26,60
	Yhteensä	20	503,50

Taulukko 14. Heilahtelunvaimentimien hintoja (Virtasenkauppa, IKH, Hydrauliiikkakauppa).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV
Iskunvaimennin 350-580 mm (Solifer 2-akselinen BPW)	95,50
Lieriöpuskin 60X60XM12 UK	12,50
Vastusvastaventtiili V0581 VRFU 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	34,45
Vastusventtiili V0584 VRFB 90° 1/4" 15 L/min 350 bar	26,60

Taulukko 15. Vastapainon osat (E-J Mustajärvi, K-rauta).

Osa	Hinta/kpl (€) sis. ALV	Kpl	Hinta yhteensä (€) sis. ALV
4x1000x2000 rautalevy S235	125,00	1	125,00
Väliseinätiili Weber NKH Kahi 270x130x75 4,9 kg/kpl	1,50	74	111,00
	Yhteensä	75	235,00