

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
Konetekniikan osasto

PAPERIKONEIDEN TYÖSKENTELYTASOJEN  
VAATIMUSTEN MUKAINEN SUUNNITTELU

Diplomityön aihe on hyväksytty Konetekniikan osaston osastoneuvostossa 3.3.2004

Diplomityön ohjaajana ja 1. tarkastajana on toiminut professori Arto Verho  
ja 2. tarkastajana professori Gary Marquis

Lappeenrannassa 17.5.2004

Heikki Holopainen  
Kujansuu 1  
Lappeenranta  
puh. 050 4037 555



## **TIIVISTELMÄ**

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Konetekniikan osasto

Heikki Holopainen

### **Paperikoneiden työskentelytasojen vaatimusten mukainen suunnittelu**

Diplomityö

2004

251 sivua, 151 kuvaa ja 15 taulukkoa

Tarkastajat: Professori Arto Verho ja professori Gary Marquis

Hakusanat: Työtaso, hoitotaso, mitoitus, siirtymä, lujuus, ritilä, jalkalista, kannatin, kulmaprofiili, putkipalkki, vinoutuminen, kulmaliitos, jiiiriliitos, päätylevyliitos, momenttiliitos, kitkaliitos

Työtasojen kantavien rakenteiden on kestävä riittävällä varmuudella mm. henkilökuormasta aiheutuvat jännitykset rakenneosissa. Lisäksi tasot eivät saa tuntua notkuilta niillä kävellessä, joten rakenteen siirtymille asetetaan rajoituksia.

Työssä esitetään yleisimmin epäselvyyttä aiheuttaneet paperikoneiden työskentelytasolle asetetut vaatimukset. Vaatimukset ja niiden täyttäminen esitetään yksiselitteisellä tavalla esimerkiksi sovellettavien kuormitusten osalta. Materiaaliominaisuuksien osalta esitetään tärkeimmät työtasojen suunnittelussa huomioon otettavat asiat yleisimmille austeniittisille ruostumattomille teräksille ja alumiiniseoksille.

Työtasorakenteiden mitoitusohjeet esitetään ritilöille, kulmaprofiilista valmistetuille jalkalistoille ja putkipalkista valmistetuille työtasojen kannattimille. Mitoituksessa otetaan myötöehdon ja siirtymärajoitusten lisäksi huomioon mm. levykenttien lommahdus. Kannattimien mitoituksessa otetaan huomioon vinoutuvien liitosten joustavuus ja kestävyys. Lisäksi esitetään mitoitusohjeet kitkaliitoksena toimivalle päätylevyliitokselle, johon kohdistuu mm. taivutus- ja vääntömomenttia.

## **ABSTRACT**

Lappeenranta University of Technology  
Department of Mechanical Engineering  
Heikki Holopainen

### **Fitness for Purpose Design of Platforms for Paper Machines**

Master's thesis

2004

251 pages, 151 figures and 15 tables

Supervisors: Professor Arto Verho and professor Gary Marquis

Keywords: Working platform, walkway, design, displacement, durability, grating, toe-plate, support, bracket, angle profile, hollow section, distortion, bevel joint, moment end-plate connection, friction joint

Support structures for working platforms need to have sufficient strength to support stresses due to the imposed loads. Additionally, displacements of the platforms must remain sufficiently small provide a secure feeling for users. For this reason design requirements are also placed on displacements.

The current study surveys the demands placed on service platforms for paper machine. Interpretation of these demands has been unclear in some cases. The design demands and the means to fulfill them are explicitly reported with reference to the required loads. Material characteristics of commonly used stainless steels and aluminum alloys, which should be taken account in the design of platforms, are also given.

The study gives design models for gratings, toe-plates made of angle profiles and supports made of rectangular hollow sections. In addition to yield and displacement limitations, other limit states, e.g., local buckling of the sections, are also considered. When distortion of a hollow section is possible, the flexibility and durability of the joints is taken into account. Additionally a model for the design of a friction end-plate connection loaded with bending and torsion is given.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Premekon Oy:lle. Työn tärkein tavoite on ollut työskentelytasojen suunnittelun laadun parantaminen.

Kiitän työni ohjaajana ja 1. tarkastajana toiminutta professori Arto Verhoa lukuisista rakentavista kommentteista ja kannustavista sanoista. Lisäksi kiitän työni 2. tarkastajana toiminutta professori Gary Marquisia häneltä saamastani tuesta. Erityisesti haluan kiittää professori emeritus Erkki Niemeä, joka on käyttänyt paljon vapaa-aikaansa esittämiini kysymyksiin vastaamiseen.

Lisäksi kiitän kaikkia yliopiston ja Premekon Oy:n henkilökuntaan kuuluvia ihmisiä, jotka ovat esittäneet diplomityötäni koskevia kommentteja. Premekon Oy:n toimitusjohtaja Martti Immosta kiitän mielenkiintoisesta ja haastavasta diplomityön aiheesta ja diplomityön rahoituksen järjestämisestä.

Lappeenrannassa 17.5.2004

Heikki Holopainen



## SISÄLLYSLUETTELO

<b>1</b>	<b>JOHDANTO .....</b>	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>TYÖTASOILLE ASETETTAVAT VAATIMUKSET .....</b>	<b>8</b>
2.1	MITOITUSKUORMITUKSET .....	8
2.2	KUORMITETTAVUUDEN TODENTAMINEN .....	11
2.3	SALLITUT MUODONMUUTOKSET KUORMITETTAESSA.....	11
1.1.1	Taipumat.....	11
1.1.2	Kaltevuudet.....	14
<b>3</b>	<b>MATERIAALIT .....</b>	<b>17</b>
3.1	YLEISET RAKENNETERÄKSET.....	17
3.2	RUOSTUMATTOMAT TERÄKSET.....	18
3.2.1	Materiaalimerkinnät.....	18
3.2.2	Jännitys-venymäkäyttäytyminen .....	20
3.2.3	Mekaaniset ominaisuudet .....	22
3.3	ALUMIINISEOKSET .....	23
3.3.1	Seosten ominaisuuksia.....	23
3.3.2	Hitsauksesta aiheutuva lujuuden heikkeneminen.....	23
3.3.3	Mekaaniset ominaisuudet .....	25
<b>4</b>	<b>LUJUUSLASKENNAN PERUSTEET.....</b>	<b>27</b>
4.1	LUJUUS- JA SIIRTYMÄTARKASTUKSET .....	28
4.1.1	Kuormitusten kertoimet.....	28
4.1.2	Laskentamenetelmän tarkkuus .....	29
4.1.3	Jännitysten ja siirtymien raja-arvot.....	30
4.1.4	Rajoitteiden käyttöasteet .....	31
4.2	PAINOT JA MASSAT .....	32
4.3	PALKKILUJUUSOPPIA .....	33
4.3.1	Palkin sisäisten voimasuureiden merkkisäännöt .....	34
4.3.2	Pääjäyhyysmomentit.....	35
4.3.3	Jännitykset .....	35
4.4	LOMMAHDUS MITOITUSPERUSTEENA.....	39
4.4.1	Lujuuden redusointikerroin aksiaalisessa kuormituksessa.....	41
4.4.2	Lujuuden redusointikerroin pistevoimakuormituksessa.....	49
4.4.3	Lujuuden redusointikerroin leikkauskuormituksessa .....	52
4.5	KAKSITUKISEN PALKIN RASITUKSET JA SIIRTYMÄT .....	54
4.5.1	Sisäiset voimasuureet .....	54
4.5.2	Siirtymät .....	55
4.5.3	Tukien joustavuuden vaikutus siirtymiin .....	56
4.5.3.1	Palkin ulokkeet .....	58
4.5.3.2	Tukiväli.....	59
4.6	JATKUVAN PALKIN TUKIREAKTIOT .....	61

<b>5</b>	<b>TYÖTASOKEHIKOT .....</b>	<b>63</b>
5.1	RAKENNERATKAISUJA .....	63
5.1.1	Jalkalistat .....	63
5.1.2	Jalkalistoina käytettyjä profiileja .....	64
5.1.3	Kulkupinnat .....	65
5.2	KULKUPINNAN MITOITUS .....	67
5.2.1	Kantavan palkin kestävyys .....	67
5.2.2	Ritilän kannatinlatan kiepahdus .....	68
5.2.3	Kulkupintojen siirtymät .....	72
5.2.3.1	Tukirakenteiden siirtymien vaikutus .....	72
5.2.3.2	Kulkupinnan reunan taipuma .....	73
5.2.3.3	Kulkupinnan poikittainen taivutus .....	74
5.3	JALKALISTOJEN KUORMITUKSET .....	74
5.4	JALKALISTAN TUENTA .....	77
5.4.1	Tuenta kannattimilla .....	77
5.4.2	Työtason poikittaisjäykisteet .....	78
5.4.3	Jalkalistan vääntöjäykisteet .....	81
5.5	JALKALISTAN SISÄISET VOIMASUUREET .....	87
5.6	LIPALLISEN KULMAPROFIILIN POIKKIPINTASUUREET .....	92
5.7	JALKALISTAN KESTÄVYYS .....	94
5.7.1	Jännitysjakaumat .....	94
5.7.2	Jalkalistan staattinen stabiilius .....	96
5.7.2.1	Lipan vaikutus lommahduskestävyyteen .....	97
5.7.2.2	Lommahdustarkastelu .....	99
5.7.3	Jalkalistojen reiät .....	103
5.7.3.1	Reikien vaikutus lujuuteen .....	103
5.7.3.2	Jännitykset nettoleikkauksessa .....	104
5.7.3.3	Nettoleikkauksen poikkipintasuuheet .....	107
5.8	PITKITTÄISJÄYKISTEET .....	111
5.9	SIIRTYMÄT .....	114
<b>6</b>	<b>KANNATTIMET .....</b>	<b>117</b>
6.1	KANNATTIMEN HAARAT .....	119
6.1.1	Haaran kuormitus .....	119
6.1.2	Peruspalkin vinoutuminen .....	120
6.1.3	Matalat haarat .....	133
6.1.4	Tasakorkeita haararakaisuja .....	136
6.1.5	Putkipalkkien jiiriliitos .....	143
6.2	PERUSPALKIN KESTÄVYYS .....	156
6.2.1	Liikkuva kuorma .....	156
6.2.2	Sisäiset voimasuureet .....	157
6.2.3	Estetyn väännön vaikutus .....	160
6.2.4	Uloimman haaran liitos .....	161
6.2.5	Jiiriliitoksen kestävyys .....	167
6.2.6	Jännitykset .....	171
6.2.7	Vertailujännityksen tarkistus .....	174
6.2.8	Kannattimen globaali stabiilius .....	174
6.2.9	Pistevoimat .....	175



6.2.10	Lommahdustarkastelu.....	177
6.3	HAARAN KESTÄVYYS .....	180
6.3.1	Putkipalkkihaarat.....	183
6.3.2	Kulmaprofiilihaarat .....	185
6.3.2.1	Pistevoima pystylaipassa.....	185
6.3.2.2	Pystylaipan lommahdus.....	190
6.4	HITSAUSLIITOKSET .....	191
6.4.1	Hitsin laskentalujuus .....	192
6.4.2	Lamellirepeilyvaara.....	193
6.4.3	Hitsin jännitykset.....	194
6.4.4	Jännitysten määrittäminen suorassa taivutuksessa.....	196
6.4.5	Vinoutumisen ja estetyn väännön jännitykset.....	200
6.4.6	Vääntöjännitykset.....	201
6.5	SIIRTYMÄT .....	202
6.5.1	Kannatinpalkkien jousto .....	202
6.5.2	Runkopalkin seinämän jousto.....	205
6.5.3	Kulmaprofiilihaaran vääntäminen.....	207
6.6	PÄÄTYLEVYLIITOS.....	208
6.6.1	Mitoituksessa käytettävät kuormat .....	208
6.6.2	Taivutusmomentin ja normaalivoiman hallinta.....	209
6.6.2.1	Päätylevyliitoksen vaihtoehtoiset toimintatavat .....	209
6.6.2.2	Keskipaksun päätylevyn mitoitus.....	210
6.6.2.3	Päätylevyn yleinen mitoitus .....	212
6.6.2.4	Ulkoiset ruuvivoimat .....	215
6.6.2.5	Ruuvien sijoitus .....	218
6.6.2.6	Ruuvien esikiristys ja jännitykset.....	222
6.6.2.7	Ruuvien esikiristysvoima .....	224
6.6.2.8	Liitoksen asettuminen.....	226
6.6.2.9	Ruuvien ja alustan joustavuus .....	227
6.6.2.10	Pintapaine ruuvien kannan alla .....	228
6.6.3	Vääntömomentin ja leikkausvoiman hallinta .....	230
6.6.3.1	Kitkakapasiteetti yhden ruuvien kohdalla.....	230
6.6.3.2	Kitkakapasiteetti kiertymisakselin kohdalla.....	232
6.6.3.3	Liitoksen kantokyky kitkavoimilla.....	233
6.6.4	Ruuvien kestävyys.....	235
6.7	KANNATTIMIEN MUOTOILUSUOSITUKSET .....	236
<b>7</b>	<b>TULOSTEN ARVIOINTI JA JATKOTUTKIMUSAIHEET .....</b>	<b>238</b>
<b>8</b>	<b>YHTEENVETO.....</b>	<b>242</b>
	<b>LÄHTEET .....</b>	<b>244</b>



# 1 JOHDANTO

Paperikoneiden työtasojen komponentteja itse tasanteiden lisäksi ovat mm. portaat, tikkaat, kaiteet, jalkalistat ja työtasojen kannattimet. Rakenteiden on oltava turvallisia, käyttötavaltaan yksiselitteisiä ja taloudellisesti edullisia. Esitettyjen vaatimusten lisäksi myös rakenteiden hyvä ulkonäkö on tärkeä tekijä, koska työskentelytasot ovat koneen se osa, jonka kanssa työntekijät ja vierailijat ovat konkreettisesti tekemisissä. Heille rakenteen toteutuksen laatu jättää usein mielikuvan koko laitoksesta.

Premekon Oy suunnittelee ja valmistaa työskentelytasoja sekä niihin liittyviä komponentteja kokonaistoimituksena. Yritys aloitti toimintansa insinööritoimistona vuonna 1984. Metall- ja teräsrakenteiden tuotanto alkoi vuonna 1991. Yritys sijaitsee Joutsenossa ja sen palveluksessa on noin 43 henkeä. Paperikoneiden työskentelytasojen suunnittelu ja valmistus ovat yrityksen erityisosaamista. Näitä rakenteita nähdään kuvassa 1.



Kuva 1. Paperikoneiden työskentelytasoja ja niihin liittyviä komponentteja.

Perinteisesti työtasoja on suunniteltu suunnittelijoiden henkilökohtaisten arviointien perusteella varsin epämääräisessä vaatimuskentässä. Rakenteiden suunnitteluun on asiakkaan kautta usein osallistunut myös ulkopuolinen suunnittelutoimisto. Näihin tilan-

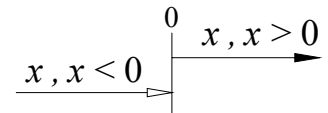
teisiin on usein liittynyt epäselvyyttä suunnittelijoiden vastualueiden rajaamisessa. Lisäksi rakenteet eivät aina ole olleet optimaalisesti suunniteltuja, koska ulkopuolisen toimiston suunnittelijalla ei ole ollut suoraa kustannusvastuuta.

Tämän diplomityön tavoitteena on parantaa työtasorakenteiden suunnittelun laatua. Tämä tapahtuu selvittämällä tuotteille asetettavat vaatimukset niin, että tulkinnanvaraa ei jää. Tavoitteena on myös löytää edullisia rakenneratkaisuja ja esittää käytännön mitoitusyön kannalta riittävän tarkkoja laskentamenetelmiä, joilla rakenteiden vaatimustenmukaisuus voidaan osoittaa. Laskentamenetelmien myötä helpottuu myös rakenteiden optimoiva mitoitus. Laadukas suunnittelu johtaa turvalliseen tuotteeseen ja lisäksi voidaan välttää tarpeeton ja kalliiksi käyvä ylimitoitus. Samalla voidaan parantaa Pre-mekonin kilpailukykyä tarjoamalla asiakkaille rakenteiden valmistuksen lisäksi myös niiden optimoivaa suunnittelua.

Työskentelytasoja ja niihin liittyviä komponentteja valmistetaan yleisestä rakenneteräksestä, austeniittisista ruostumattomista teräksistä ja alumiiniseoksista. Etenkin ruostumattomista teräksistä valmistetuissa rakenteissa materiaalikustannukset muodostavat merkittävän osan tuotteen kokonaiskustannuksista. Näissä tapauksissa tarpeeton ylimitoitus ja heikosti aineen jäykkyyttä ja lujuutta hyödyntävät rakenteet käyvät kalliiksi. Materiaalikustannukset tulisikin ottaa huomioon siten, että arvokkaista materiaaleista valmistettavien tuotteiden suunnitteluun käytettäisiin enemmän aikaa kuin halvempien materiaalien tapauksissa. Tällaisessa optimoivassa suunnittelutyössä voidaan käyttää tämän työn tuloksia.

Työ sisältää useita laskentaesimerkkejä. Esimerkit on erotettu muusta tekstistä sisennyksellä.

Työssä käytetään kuvassa 2 esitettyä merkintätapaa vektoreille. Vektorin viereen merkitään vain skalaariarvo ilman yläviivaa. Tapauksille, joissa skalaariarvo on negatiivinen ( $x < 0$ ), vektorin positiivinen suunta on osoitettu avoimella nuolenkärjellä. Näissä tapauksissa vektorin kärki ja tyvi ovat käänteisissä asemissa.



Kuva 2. Vektorin merkintä.

## 2 TYÖTASOILLE ASETETTAVAT VAATIMUKSET

Koneiden työskentelytasojille asetetut turvallisuusvaatimukset on esitetty standardissa SFS-EN ISO 14122-2. Kaikkia näitä vaatimuksia ei ole tässä yhteydessä syytä toistaa. Seuraavaksi tarkastellaan vain vaatimuksia, joita on tarvetta tulkita tai korostaa yrityksen nykytilanteessa.

### 2.1 Mitoituskuormitukset

Standardin SFS-EN ISO 14122-2 (2001 s. 16) mukaan tasanteiden, työskentelytasojen ja kulkutasojen mitoituksessa huomioon otettavat vähimmäiskuormat ovat seuraavat:

- rakenteeseen tasaisesti kohdistuva kuormitus  $2 \text{ kN/m}^2$
- lattiarakenteen epäedullisimpaan kohtaan kohdistuva  $1,5 \text{ kN}$  kuorma jakautuneena  $200 \text{ mm} \times 200 \text{ mm}$  suuruiselle alueelle

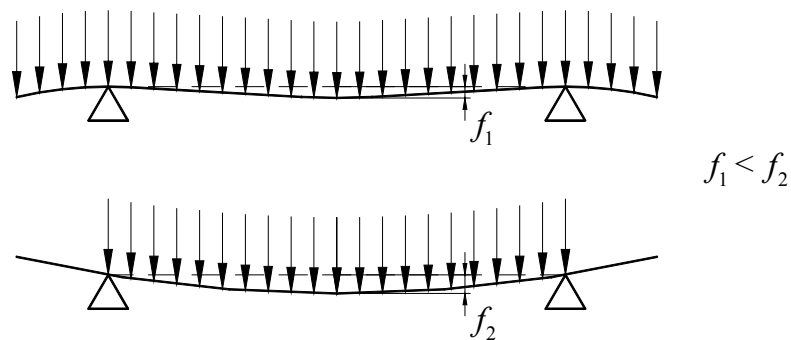
Esitettyjen kuormitustapojen yhtäaikaaisuudesta ei ole standardissa mainintaa, mutta yleensä tällaisten kuormien ei oleteta vaikuttavan samanaikaisesti. Esimerkiksi rakentamismääräyksissä B1 (1998 s. 6) on maininta, että henkilökuormien kyseessä ollessa pisteakuorma ei vaikuta samanaikaisesti pintakuorman kanssa.

Erään Premekonin asiakkaan voimassaolevassa turvaohjeessa esitetään vaatimus, jonka mukaan rakenteen mitoituskuorma on liikkuva pintakuorma, jonka suuruus on  $5 \text{ kN/m}^2$ . Kyseinen pintakuorma koskee vain henkilöliikennettä ja muut mahdolliset kuormat on otettava erikseen huomioon. Myös standardissa SFS-EN ISO 14122-3 (2001 s. 14) esitetään, että teollisuudessa paljon käytettävien rakenteiden kuormitus voi yltää arvoon  $5 \text{ kN/m}^2$  ilman lisäkuormia. Ko. standardissa tämä ei ole kuitenkaan ehdoton vaatimus toisin kuin kyseisen yrityksen turvaohjeessa.

Pintakuorma tarkoittaa pinta-alayksikköä kohti tulevaa kuormaa, ja jos kerrallaan kuormitetun alueen pinta-alaa ei ilmoiteta, kuorman oletetaan vaikuttavan tasaisesti kaikkialla. Jos pintakuorma lisäksi määritellään liikkuvaksi, se tarkoittaa sitä, että

kuormitus voi vapaasti vaihdella liikkuvan osuutensa minimi ja maksimiarvon välillä jokaisessa kuormituskohdassa. Jos kuormalle ei ole määritelty sen liikkuvan osan suuruutta, koko kuorman on oletettava olevan liikkuvaa.

Henkilökuorma on luonteeltaan liikkuvaa, koska työtasoilla voi olla satunnainen määrä käyttäjiä vapaasti eri paikoissa. Yläraja pinta-alayksikölle kohdistuvalle kuormalle tulee oletettavissa olevasta maksimaalisesta käyttäjätungoksesta. Alarajaa hyötykuormalle puolestaan ei yleensä ole olemassa. Näin ollen suunnittelijan vastuulle jää pahimman kuormitusjakauman määrittäminen. Täysi kuormitus ei ole usein kriittisin kuormitustilanne. Esimerkiksi kuvan 3 vapaasti tuetun palkin kevyemmin kuormitetussa tapauksessa taipuma on suurempi. Jonkin muun suureen kannalta kriittisin kuormitusyhdistelmä on usein toinen.



Kuva 3. Vapaasti tuettu palkki kahdessa eri kuormitustilanteessa.

Koska kyseisen yrityksen turvaohjeessa ei ole määritelty kuormitettavan alan suuruutta eikä kuorman liikkuvan osuuden suuruutta, on ohjetta tulkittava siten, että mitoituskuorman liikkuvuus on 100 % ja kuormitus  $5 \text{ kN/m}^2$  tasojen jokaiselle lattianeliölle kohdistuvana, ellei paikallisesti kevyempi kuormitus ole tutkittavan mitoituskriteerin kannalta epäedullisempi.

Kyseisen yrityksen turvaohjetta on kuitenkin tulkittu siten, että kuormituksen  $5 \text{ kN/m}^2$  on laskettu kohdistuvan kerralla vain yhdelle neliölle. Tämä tulkinta on ilmeisesti johdettu siitä, että tasaisesti kaikkialle kohdistuva pintakuorma ei voi liikkua. Kuorman liikkuvuuden käsite tulee mielekkääksi vasta kun ymmärretään, että paikallisesti kevyempi kuormitus voi olla kriittinen, kuten kuvan 3 esimerkistä kävi ilmi. Tulkinta, että pintakuorma  $5 \text{ kN/m}^2$  kohdistuu kerralla vain yhdelle neliölle, on vahvistettu suullisilla sopimuksilla. Tällainen tulkinta ei silti ole kyseisen yrityksen oman turvaohjeen mu-

kainen. Kuorman määrittely liikkuvaksi onkin johtanut mitoituksessa huomattavaan kuormien aliarviointiin.

Mitoitus on perustunut siis yksittäiseen 5 kN kuormaan, joka sijaitsee rakenteen epäedullisimmassa kohdassa. Koska tällainen kuormitus on usein huomattavasti lievempi kuin kyseisen yrityksen turvaohjeen mukainen kuormitus, on syytä olettaa, että ainakin osa rakenteista ei täytä turvaohjeessa esitettyjä vaatimuksia. Toisaalta, koska rakenteet ovat silti olleet käyttötarkoituksessaan toimivia ja kestäviä, herää kysymys, onko rakenteilta syytä vaatia yrityksen turvaohjeen mukaista kuormitettavuutta.

Ratkaisu voisi olla se, että työtasojen siirtymien vaadittaisiin täyttävän standardin SFS-EN ISO 14122-2 mukaiset vaatimukset kuormituksella  $2 \text{ kN/m}^2$ . Sen sijaan staattinen kestävyys voitaisiin mitoittaa liikkuvalla pintakuormalle  $5 \text{ kN/m}^2$  sopivalla kuormituksen varmuuskertoimella korotettuna. Tämän ehdotuksen mukaisesti kuormitukset varmuuskertoimen ollessa 1,5 ovat

$$\begin{array}{ll}
 2 \text{ kN/m}^2 & \text{liikkuva käyttökuorma} \\
 5 \text{ kN/m}^2 & \text{liikkuva murtokuorma} \\
 7,5 \text{ kN/m}^2 & \text{liikkuva mitoituskuorma (ei ilmoiteta käyttäjälle)}
 \end{array}
 \tag{1}$$

Kyseisen yrityksen turvaohjeen mukainen kuorman liikkuvuuden mahdollisuus on hyvä sisällyttää vaatimukseen, koska silloin mitoituskuorma vastaa henkilökuorman todellista luonnetta – ei ole syytä vaatia, että käyttäjien olisi kuormitettava rakenteita tasaisesti kaikkialta. Tämän näkökohdan lisäksi on syytä ottaa esille, että standardin SFS-EN ISO 14122-2 (2001 s. 17) englanninkielisessä alkuversiona ei ole esitetty, että pintakuorma olisi tasaista:

”The minimum operating loads to take into account for the landing, walkways and working platforms are:  $2 \text{ kN/m}^2$  under distributed load for the structure...”

Englanninkielisessä versiossa ei esiinny sanaa ”evenly” tms., vaikka standardin suomenkielisessä käännöksessä esiintyy ilmeisesti virheellisesti sana ”tasaisesti”.



## 2.2 Kuormitettavuuden todentaminen

Standardin SFS-EN ISO 14122-2 (2001 s. 16) vaatimuksen mukaan rakenteen lujuus on todennettava laskelmilla tai testeillä ja tasoja koskevissa teknisissä tiedoissa on kerrottava, mille kuormalle ne on suunniteltu. Turvaohjeen mukaan suurimman sallitun ulkoisen kuorman arvon pitäisi olla näkyvillä käyttäjälle.

Kulku- ja työtasoja on totunnaisesti suunniteltu arvioihin ja käytännön kokemukseen perustuen ilman dokumentoituja laskelmia. Standardin mukaan rakenteiden lujuuden pitäisi kuitenkin olla todennettu.

Nykyisin työtasoja testataan usein liikkuvalla paikallisella kuormalla, jonka suuruus on 5 kN. Tämä testausmenetelmä ei kuitenkaan yleensä riitä takaamaan, että standardin SFS-EN ISO 14122-2 (2001 s. 16) mukaiset vaatimukset täyttyisivät. Koekuormitetut tasot ovat tulleet testattua kuormalle  $5 \text{ kN} / n$ , missä  $n$  on kuormituksen varmuuskerroin.

## 2.3 Sallitut muodonmuutokset kuormitettaessa

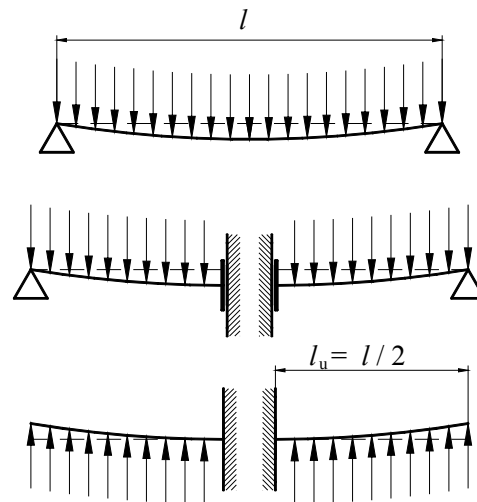
### 1.1.1 Taipumat

Palkin suurin sallittu taipuma  $f_R$  määritetään yleensä muodossa

$$f_R = \frac{l}{n} \quad (2)$$

missä  $l$  = vapaasti tuetun palkin jänneväli  
 $n$  = vapaasti tuetun palkin suurimman sallitun taipuman määrittävä vakio

Jänneväli on yksiselitteisesti käsitettävissä vapaasti tuetun palkin tapauksessa, mutta esimerkiksi ulokepalkkeille suure vaati lisäselvityksen. Kuormituksen ollessa symmetristä vapaasti tuettu palkki sisältää itse asiassa kaksi ulokepalkkia kuten kuvassa 4 on havainnollistettu. Kuvasta nähdään, että ulokepalkin pituus on otettava huomioon kaksinkertaisena, jotta se vastaisi vapaasti tuetun palkin pituutta. Näin ollen suurimmalle sallitulle taipumalle saadaan erilaisia esitystapoja seuraavasti:



Kuva 4. Vapaasti tuetun palkin korvaaminen kahdella ulokepalkilla.

$$f_R = \frac{l}{n} = \frac{2l_u}{n} = \frac{l}{2n_u} = \frac{l_u}{n_u} \quad (3)$$

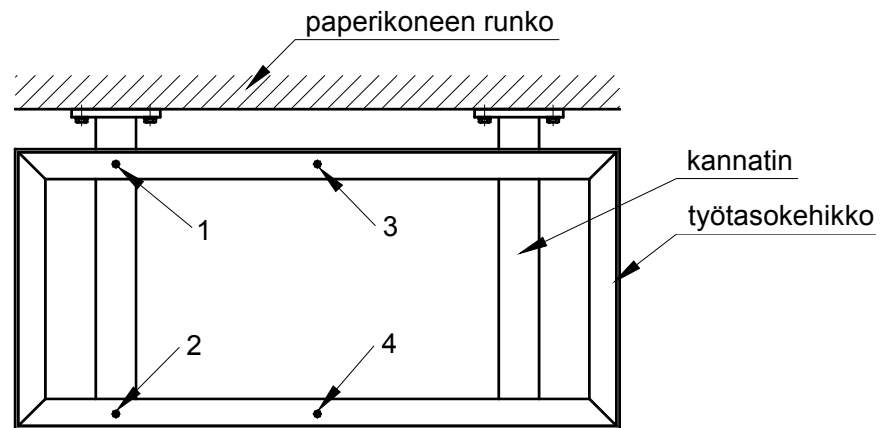
missä  $l$  = vapaasti tuetun palkin jänneväli  
 $n$  = vapaasti tuetun palkin suurimman sallitun taipuman määrittävä vakio  
 $l_u$  = ulokepalkin pituus  
 $n_u$  = ulokepalkin suurimman sallitun taipuman määrittävä vakio

Näille suureille on siis voimassa yhteydet

$$\begin{aligned} l &= 2l_u \\ n &= 2n_u \end{aligned} \quad (4)$$

Esitettyä päättelyä tukee tieto, että esistandardin Eurocode 3 (SFS-ENV 1993-1-1) mukaan ulokepalkin sallituksi taipumaksi talonrakennuksessa voidaan yleensä ottaa vapaasti tuetulle palkille annetut arvot kaksinkertaisina. Kulcutiestandardin SFS-EN ISO 14122-2 (2001 s. 16) mukaan kulkutasoille vakion  $n$  arvo on  $n = 200$ . Kyseinen standardi ei ota kantaa ulokepalkkien taipumiin. Asiakkaiden vaatimuksissa arvo  $n = 300$  on yleinen. Jopa vaatimus  $n_u = 300$  eli  $n = 600$  esiintyy joidenkin yritysten vaatimuslistoilla. Yleensä on asiakkaasta riippuen perusteltua valita vakion  $n$  arvo väliltä  $n = 200 \dots 300$ . Usein määrääväksi tulee kuitenkin standardissa SFS-EN ISO 14122-2 (2001 s. 16) esitetyt lisävaatimukset, joiden mukaan taipuma saa olla enintään 10 mm, ja kuormitetun ja kuormittamattoman tason välinen kynnyks saa olla enintään 4 mm.

Rakenteita ei voida yleensä yksinkertaistaa vapaasti tuetuiksi palkeiksi tai ulokepalkkeiksi. Kuvassa 5 on esitetty ulokekannattimilla tuettu työtaso ylhäältä nähtynä. Kannattimet toimivat ulokepalkkeina ja työtason kantavat jalkalistat vapaasti tuettuina palkkeina. Jos oletetaan paperikoneen rungon olevan jäykkä, on kuvan pisteiden 1 ja 2 sallitun siirtymän arviointi helppoa standardeissa esitetyillä tavoilla. Sen sijaan pisteiden 3 ja 4 käsittely ei ole aivan yksiselitteistä. Niitä ei voida käsitellä kannattimista erillisinä vapaasti tuettuina palkkeina, koska myös kannattimet joustavat. Toisaalta ei ole perusteltua väittää, että pisteessä 4 sallittaisiin suurempia siirtymiä kuin pisteessä 3, vaikka koko rakenne on tavallaan kookas, koneen runkoon tuettu ulokepalkki. Näin on, koska tasolla työskentelevä henkilö ei arvostele joustoa sen perusteella kuinka kaukana hän on koneen rungosta.



Kuva 5. Kahdella ulokekannattimella tuettu työtaso ylhäältä nähtynä. Kuvaan ei ole piirretty työtason kulkupintaa.

Edellä esitettyjen näkökohtien perusteella translaatorajoitteen esittäminen muodossa  $l/n$  ei ole yleisessä tapauksessa perusteltua. Itse asiassa siirtymärajoitteiden esittäminen tässä muodossa pyrkii vakioimaan palkin kaltevuuden eikä taipumaa. Muodossa  $l/n$  esitettyä siirtymärajoitetta onkin käytettävä kaltevuusrajoitteena eikä translaatorajoitteena. Työtasojen translaatioiden  $f$  osalta on perusteltua tarkistaa vain ehto

$$f \leq f_R, \text{ missä } f_R = \begin{cases} 4 \text{ mm} & \text{kynnyskohdissa} \\ 10 \text{ mm} & \text{muualla} \end{cases} \quad (5)$$

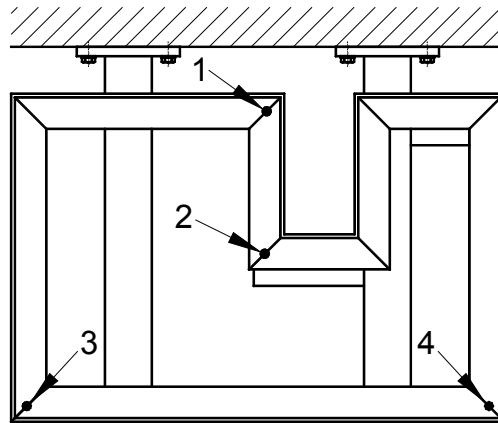
Kynnyskohdilla tarkoitetaan kaikkia kulkukohtia, joihin voi syntyä rakenteen kuormituksen vuoksi kynnys. Ehtoa tarkistettaessa on otettava huomioon kaikki joustoa aihe-

uttavat tekijät. Kuvan 5 tapauksessa kannattimien ja työtasokehikon lisäksi myös tason kulkupinta ja koneen runko joustavat.

### 1.1.2 Kaltevuudet

Havainnollistetaan kaltevuustarkastelun merkitystä esimerkin avulla. Kuvassa 6 on esitetty työtaso, jonka jalkalista on muotoiltu jonkin esteen vuoksi kuvan osoittamalla tavalla. Tällöin on kiinnitettävä huomiota koko rakenteen maksimisiirtymän lisäksi ainakin pisteiden 1 ja 2 siirtymäeroihin.

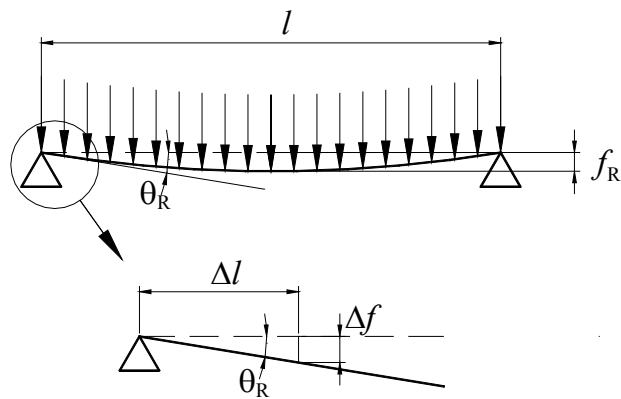
Kuvan piste 2 on kannattimen päällä joten sen kohdalla ei suuria siirtymiä esiinny. Piste 1 siirtymä ei tietenkään saa ylittää työtasostandardin rajaa 10 mm, mutta lisäksi sen siirtymä ei saa olla liian suuren lähellä sijaitsevan pisteen 2 siirtymään verrattuna.



Kuva 6. Kahdella ulokekannattimella tuettu työtaso. Piste 1 kohdalle tarvitaan kannatin.

Kaltevuuksien tarkastelu johtaa muodossa  $l/n$  esitettävien rajoitteiden käyttöön. Tällöin  $l$  on tutkittavien pisteiden välinen etäisyys ja  $n$  on sopiva vakio rakenteiden kaltevuuksien kannalta.

Vapaasti tuetun palkin kaltevuus on suurimmillaan tukien kohdalla. Standardit antavat taipuman suurimman arvon, joten tutkitaan nyt mikä on suurin sallittua taipumaa vastaava kaltevuus. Otetaan tarkasteluun vapaasti tuettu palkki, johon kohdistuu tasainen viivakuorma. Tilanteen oletetaan olevan sellainen, että palkin maksimisiirtymä  $f_{\max}$  on sille sallitussa ääriarvossaan  $f_R$ . Tapaus on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. Vapaasti tuettu palkki, johon kohdistuu tasainen viivakuorma.

Rajatilassa palkin maksimitaipuma ja maksimikaltevuus ovat (Pennala, 1982, s. 104)

$$f_{\max} = \frac{5}{384} \frac{ql^4}{EI} = f_R \quad (6)$$

$$\theta_{\max} = \frac{ql^3}{24EI} = \theta_R \quad (7)$$

missä  $q$  = viivakuorma  
 $l$  = vapaasti tuetun palkin pituus  
 $E$  = palkkimateriaalin kimmomoduuli  
 $I$  = palkin poikkileikkauksen jäyhyysmomentti

Toisaalta suurin sallittu taipuma  $f_R$  ja kaltevuus  $\theta_R$  ovat kaavan (3) ja kuvan 7 perusteella

$$f_R = \frac{l}{n} \quad (8)$$

$$\tan \theta_R = \frac{\Delta f}{\Delta l} \approx \theta_R \quad (9)$$

missä  $n$  = vapaasti tuetun palkin suurimman sallitun taipuman määrittävä vakio  
 $\Delta f$  = taipuman muutos välillä  $\Delta l$ , kuva 7  
 $\Delta l$  = tarkasteluväli palkin pituusakselilla, kuva 7

Koska siirtymät ovat pienet,  $\tan \theta \approx \theta$ . Yhdistämällä kaavat (6) ja (8) saadaan

$$\frac{l}{n} = \frac{5}{384} \frac{ql^4}{EI} \Rightarrow \frac{ql^3}{EI} = \frac{384}{5n} \quad (10)$$

Kun yhdistetään kaavat (7) ja (10), saadaan suurimmalle sallitulle kaltevuudelle lauseke

$$\theta_R = \frac{384}{24 \cdot 5n} = \frac{3,2}{n} \quad (11)$$

Jos kuormituksen olisi palkin keskelle kohdistuva pistevoima tasaisen kuorman asemesta, kaavassa esiintyvä vakion 3,2 tilalle olisi tullut 3,0. Kuormituksen luonteesta riippuen vakion arvo on siis 3,0...3,2. Kaltevuusehdoksi tulee

$$\theta < \theta_R, \text{ missä } \theta_R = \frac{3,0 \dots 3,2}{n} \quad (12)$$

missä  $n$  on vapaasti tuetun palkin suurimman sallitun taipuman määrittävä vakio.

Ilman tarkempia määritelmiä vääntökulmille voidaan soveltaa samaa rajoitetta. Vääntökulmaehto on siis

$$\phi < \phi_R, \text{ missä } \phi_R = \frac{3,0 \dots 3,2}{n} \quad (13)$$

### Esimerkki 1

Työtasorakenteen suurimmaksi sallituksi taipumaksi on ilmoitettu  $L/300$ . Työtason kuormitus on luonteeltaan jakautunutta, joten kaavoissa (12) ja (13) voidaan käyttää vakiota 3,2. Suurin sallittu kaltevuus ja vääntökulma ovat

$$\theta_R = \phi_R = \frac{3,2}{300} \approx 0,011 \text{ rad} = 1,1\% \approx 0,6^\circ$$

Suurin sallittu taipuma on kaavan (5) perusteella

$$f_R = \begin{cases} 4 \text{ mm} & \text{kynnyskohdissa} \\ 10 \text{ mm} & \text{muualla} \end{cases}$$

### 3 MATERIAALIT

Työtasoja valmistetaan yleisestä rakenneteräksestä, austeniittisista ruostumattomista teräksistä ja alumiiniseoksista. Tässä kohdassa esitetään mm. kyseisten materiaalien suunnittelussa käytettävät materiaaliparametrit, joita ovat kimmomoduuli  $E$ , myötölujuus  $\sigma_{Re}$ , Poisson'n vakio  $\nu$  ja tiheys  $\rho$ . Isotrooppisen aineen liukumoduuli  $G$  on (Pennala, 1982, s. 29)

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (14)$$

#### 3.1 Yleiset rakenneteräokset

Tässä työssä käytetään termiä yleinen rakenneteräs seostamattomista ja niukkaseosteisista teräksistä (eli ns. ”mustista” teräksistä).

Jos teräksen myötölujuus voidaan käyttää hyväksi rakenteen joka kohdassa, ainekustannukset ovat alimmillaan lujuusluokassa S460. Erityisesti on huomattava, että lujuus ei vaikuta teräksen kimmomoduuliin. Lujuuden lisääminen ei siis vähennä esimerkiksi palkkien taipumia, ellei samalla kasvateta palkin jäyhyysmomenttia esimerkiksi palkkien ulkomittoja kasvattamalla. Lujien teräslaatujen mittavalikoima ja saatavuus ovat yleensä heikompia kuin perusteräksillä. Lujien teräksien hitsaukseen liittyy myös vaikeuksia varsinkin asennusolosuhteissa.

Esistandardin prEN 1993-1-1 (2003, s. 20) mukaan yleisten rakenneterästen kimmomoduuli on  $210\,000\text{ N/mm}^2$  ja Poisson'n vakio 0,3. Teräksen tiheys on  $7850\text{ kg/m}^3$  (Silvennoinen, 2000, s. 306).

## 3.2 Ruostumattomat teräkset

### 3.2.1 Materiaalimerkinnät

Termillä ruostumaton teräs tarkoitetaan seosteräksiä, joiden kromipitoisuus on yli 12 %. Ruostumattomia teräksiä ovat siis ferriittiset, austeniittiset ja martensiittiset ruostumattomat teräkset sekä näiden välimuodot, esim. duplex-teräs, joka on austeniittisferriittistä. Ilman lisämääreitä ilmaistuna tässä työssä ruostumattoman teräksen oletetaan olevan austeniittista ja yleensä myös molybdeenillä seostamatonta. Haponkestävällä teräksellä tarkoitetaan austeniittista ruostumatonta terästä, johon on seostettu molybdeeniä. Terminologia on hieman sekava, koska esimerkiksi haponkestävät teräkset ovat ruostumattomia teräksiä, mutta eivät välttämättä happoja kestäviä. Tässä työssä kuitenkin käytetään puhekielen termejä, ellei tarkemmalla erottelulla ole kulloinkin tutkittavan asian kannalta käytännön merkitystä.

Hitsattujen rakenteiden ruostumattomien terästen tulisi olla niukkahiilisiä tai titaanistabiloituja, jotta hitsausliitokset eivät herkistyisi. Herkistyneet ruostumattomat teräkset ovat alttiita raerajakorroosiolle, joka sopivissa olosuhteissa etenee suurella nopeudella. Tavanomaisen ruostumattoman teräksen EN 1.4301 (SS 2333, AISI 304) hiilipitoisuus voi olla jopa 0,07 %. Herkistymisriski on merkittävä, kun hiilipitoisuus on vähintään 0,05 % (MET 26/1984, s. 88). Näin ollen hitsatuissa rakenteissa tavallisen ruostumattoman teräksen asemesta olisi käytettävä niukkahiilisistä ruostumatonta terästä EN 1.4307 (SS 2352, AISI 304L) tai titaanistabiloitua ruostumatonta terästä EN 1.4541 (SS 2337, AISI 321).

Saman ilmiön vuoksi myös haponkestävän teräksen EN 1.4401 (SS 2347, AISI 316) asemesta on käytettävä niukkahiilistä haponkestävää terästä EN 1.4404 (SS 2348, AISI 316L) tai titaanistabiloitua haponkestävää terästä EN 1.4571 (SS 2350, AISI 316Ti). Haponkestävässä teräksessä EN 1.4432 (SS 2343, AISI 316L) on niukkahiilisyden lisäksi hieman enemmän molybdeeniä ja nikkeliä kuin teräksessä EN 1.4404.



Niukkahiiliset teräkset ovat normaalilämpötiloissa korroosionkestoltaan hieman parempia kuin titaanistabiloidut teräkset. Titaanistabiloitujen terästen pinta voi olla juovikas ja siinä voi olla sulkeumista aiheutuvia valuperäisiä virheitä. Nykymittapuun mukaan titaanistabiloituja teräksiä voidaan pitää vanhanaikaisina lukuun ottamatta korkeiden lämpötilojen sovelluksia. (Salmi, 12.1.2004). Näin ollen rakenteiden valmistaja ei voi korvata niukkahiilistä terästä titaanistabiloidulla teräksellä ilman asiakkaan suostumusta. Niukkahiilisten ja titaanistabiloitujen terästen mekaaniset ominaisuudet ovat esi-standardin prEN 1999-1-1 (2003, s. 10, 16, 36) mukaan identtiset lukuun ottamatta nauhatuotteita, joille murtolujuus on 530 N/mm<sup>2</sup> teräkselle EN 1.4404 ja 540 N/mm<sup>2</sup> teräkselle EN 1.4571.

Merkinnöistä on huomattava, että merkintä AISI 316L vastaa sekä merkintöjä EN 1.4404 että EN 1.4432. Samaa ei voida sanoa merkinnästä SS 2343, jota valitettavasti vielä käytetään haponkestävän teräksen yleismerkintänä, vaikka suuri molybdeenipitoisuus ei aina olisi välttämätöntä. Merkintä- ja tulkintavirheiden välttämiseksi on syytä käyttää vain seuraavia merkintöjä:

EN 1.4301	austeniittinen ruostumaton teräs
EN 1.4307	niukkahiilinen austeniittinen ruostumaton teräs
EN 1.4541	titaanistabiloitu austeniittinen ruostumaton teräs
EN 1.4404	niukkahiilinen austeniittinen molybdeeniseosteinen (2,0 % Mo) ruostumaton teräs
EN 1.4571	titaanistabiloitu austeniittinen molybdeeniseosteinen (2,0 % Mo) ruostumaton teräs
EN 1.4432	niukkahiilinen austeniittinen runsasmolybdeeninen (2,5 % Mo) ruostumaton teräs

Näitä merkintöjä tulisi käyttää kaikissa asiapapereissa ja muiden standardien mukaisia merkintöjä tulee välttää. Myös esimerkiksi merkinnät RST (ruostumaton teräs) tai HST (haponkestävä teräs) ovat tulkinnanvaraisia ja niiden käyttöä on vältettävä. Asiakkaan materiaalimerkinnät tulee korvata seuraavasti:

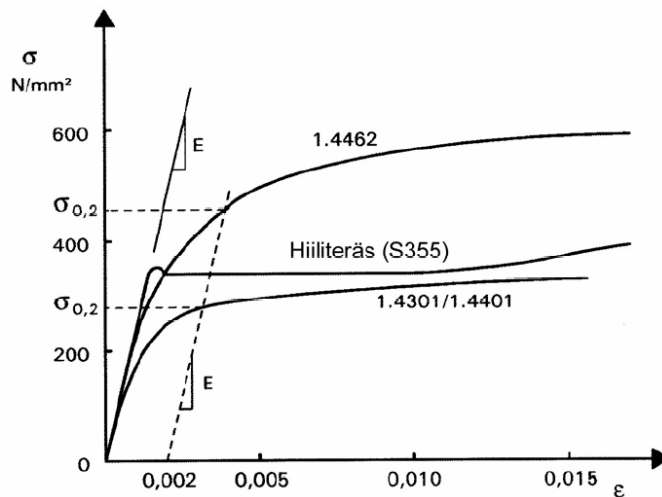
SS 2333	→	EN 1.4301
SS 2352	→	EN 1.4307
SS 2343	→	EN 1.4432 (asiakkaan suostumuksella EN 1.4404 tai EN 1.4571)
AISI 304L	→	EN 1.4307
AISI 316L	→	EN 1.4404 (asiakkaan suostumuksella EN 1.4571)

Kaikkia teräksestä EN 1.4571 valmistettuja terästuotteita ei ole aina yhtä hyvin saatavissa teräksestä EN 1.4404 valmistettuina ja päinvastoin. Jos mahdollista, näiden terästen materiaalimerkinnässä tulisi olla näkyvillä molemmat vaihtoehdot.

On syytä huomata, että suuren molybdeenipitoisuuden vaatiminen merkinnällä EN 1.4432 tai SS 2343 voi aiheuttaa huomattavia kustannuksia mm. saatavuusongelmien vuoksi. Vaatimus suuresta molybdeenipitoisuudesta ei saa olla vain historiallinen jäännös merkinnän SS 2343 käytöstä, jos historiassa olisi voitu käyttää esimerkiksi merkintää AISI 316L, joka ei sisällä vaatimusta suuresta molybdeenipitoisuudesta.

### 3.2.2 Jännitys-venymäkäyttäytyminen

Ruostumattoman teräksen kimmomoduuli on voimakkaasti riippuvainen jännitystilasta eli materiaalin jännitys–venymä -suhde on epälineaarinen. Kuvassa 8 on esitetty tyypillisiä ruostumattoman teräksen ja hiiliteräksen jännitys-venymäkäyriä.



Kuva 8. Tyypillisiä ruostumattoman teräksen ja hiiliteräksen jännitys-venymäkäyriä. (Euro Inox, 2002, s. 16)

Epälineaarilla jännitys–venymä -suhteella on käytännössä merkitystä stabiilius- ja siirtymätarkasteluissa. Stabiiliustarkasteluissa epälineaarinen jännitys–venymä -suhde otetaan huomioon materiaalikohtaisilla vakioilla, joten näissä tarkasteluissa käytetään kimmomoduulina jännitys-venymäkäyrän tangentin kulmakerrointa origossa.

Siirtymälaskelmissa on tarvittaessa käytettävä sekanttimoduulia kimmomoduulin asemesta. Sekanttimoduuli on (Euro Inox, 2002, s. 102)

$$E_s = \frac{E}{1 + 0,002 \cdot E/\sigma_{Re} \cdot (\sigma/\sigma_{Re})^{n-1}} \quad (15)$$

missä  $E$  = kimmomoduuli (origossa)  
 $\sigma_{Re}$  = myötölujuus  
 $\sigma$  = jännitys  
 $n$  = materiaalivakio

Ruostumattomille teräksille 1.4301, 1.4307 ja 1.4541 materiaalivakion  $n$  arvo valsaussuunnassa on  $n = 6,5$  ja haponkestäville teräksille 1.4401, 1.4404 ja 1.4571  $n = 7,0$ . Edellinen kaavaa on hyvin konservatiivinen, jos  $\sigma \geq 0,65 \cdot \sigma_{Re}$  (Euro Inox, 2002, s. 60).

## Esimerkki 2

Työtaso on valmistettu ruostumattomasta teräksestä 1.4301. Teräksen myötölujuus  $\sigma_{Re}$ , alkukimmomoduuli  $E$  ja sekanttikimmomoduulin laskennassa käytettävä vakio  $n$  ovat

$$\sigma_{Re} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$n = 6,5$$

Työtason käyttökuorma on  $2 \text{ kN/m}^2$  ja mitoituskuorma on  $1,5 \cdot 5 \text{ kN/m}^2$ . Käyttökuormalla jännitys on korkeintaan

$$\sigma = \frac{2 \text{ kN/m}^2}{1,5 \cdot 5 \text{ kN/m}^2} \cdot 210 \text{ N/mm}^2 = 56 \text{ N/mm}^2$$

Sekanttimoduuli on käyttötilassa kaavan (15) perusteella

$$E_s = \frac{E}{1 + 0,002 \cdot 200\,000/210 \cdot (56/210)^{6,5-1}} = 0,999 \cdot E$$

Sekanttimoduuli on laskentatarkkuuden puitteissa sama kuin kimmomoduuli  $E$ .

Edellinen esimerkki osoitti, että tavallisesti työtason käyttökuorma on niin pieni mitoituskuormaan verrattuna, että siirtymätarkasteluissa voidaan käyttää kimmomoduulia  $E$ . Sen sijaan esijännitetyt ruuvit ovat korkean jännityksen alaisia käyttötilassakin.

### 3.2.3 Mekaaniset ominaisuudet

Esistandardin prEN 1993-1-4 (2003, s. 11) mukaan austeniittisten ruostumattomien terästen mitoituskimmomoduuli on  $200\,000\text{ N/mm}^2$ , paitsi teräksille 1.4539, 1.4529 ja 1.4547 kimmomoduuli on  $195\,000\text{ N/mm}^2$ . Poisson'n vakio on 0,3. Austeniittisten ruostumattomien terästen tiheys on noin  $7900\text{ kg/m}^3$ . Haponkestävien terästen molybdeeniseostus kohottaa tiheyden arvoon  $8000\text{ kg/m}^3$ . Duplex-terästen tiheys on noin  $7800\text{ kg/m}^3$ . (Euro Inox, 2002, s. 18). Taulukossa 1 on esitetty ruostumattomien teräksien myötölujuuksia.

Taulukko 1. Ruostumattomien terästen myötölujuuksia.  
Lähde: Eurocode 3 (prEN 1993-1-4, 2003).

myötölujuus $\sigma_{Re}$ (N / mm <sup>2</sup> )		
teräs	nauha tai levy	tanko tai profiili
1.4301	210	190
1.4307	200	175
1.4541	200	190
1.4404	220	200
1.4571	220	200
1.4432	220	200

Taulukossa ei ole esitetty kylmämuovattujen tuotteiden myötölujuuksia, koska kylmämuovauksen lujittava vaikutus vähenee hitsauksessa. Kylmämuovatuille putkipalkeille voidaan käyttää taulukossa nauhoille esitettyjä arvoja.

### **3.3 Alumiiniseokset**

#### **3.3.1 Seosten ominaisuuksia**

Työtasorakenteissa käytettävän alumiiniseoksen on oltava hitsattavaa laatua. Työtasorakenteet, varsinkin kaiteet, yleensä anodisoidaan, joten alumiiniseoksen on oltava myös anodisointiin sopivaa. Nämä vaatimukset täyttäviä levy materiaaleja ovat mm. EN-AW 5754 ja EN-AW 5083, joita on yleensä saatavissa pehmeänä (O / H111) tai ¼-kovana (Hx2). Hitsattavia tankotuotteiden seoksia ovat mm. EN-AW 6060, EN-AW 6063 ja EN-AW 6082. Seosta 6063 käytetään pääsääntöisesti ohutseinämaisissä palkeissa. Helpommin pursotettavaa seosta 6082 käytetään paksuseinämaisissä tai umpinaisissa tangoissa. Tämä seos soveltuu kuitenkin huomattavasti huonommin anodisoitavaksi kuin seokset 6060 ja 6063, koska suuren piipitoisuuden vuoksi pinnoille voi tulla raitoja ja läikkiä (Asva Oy, tuoteluettelo, 2002, s. 138). Tankotuotteita on saatavissa erityisesti toimitustilassa T6 (liuotushehkutettu ja lämpövanhennettu) ja usein myös toimitustilassa T5 (jäähdytetty ja lämpövanhennettu).

#### **3.3.2 Hitsauksesta aiheutuva lujuuden heikkeneminen**

Alumiinirakenteiden suunnittelussa on otettava huomioon hitsauksen muutosvyöhykkeen (HAZ = heat affected zone) lujuutta heikentävä vaikutus, ellei toimitustila ole pehmeä (O / H111) tai päästetty ja kylmävanhennettu (T4). Muutosvyöhykkeellä varsinkin karkaistujen alumiiniseosten lujuus heikkenee oleellisesti. Erkkautuskarkaistuja toimitustiloja ovat esimerkiksi hyvin yleiset tilat T5 ja T6. Esimerkiksi Premekonin jalkalistoissa käyttämän alumiiniseoksen 6060 T6 lujuus alenee muutosvyöhykkeellä noin 60 %. Erityisesti hitsattaville rakenteille kehitetyn seoksen 7020 T6 lujuus on muutosvyöhykkeellä yli kolminkertainen seoksen 6060 T6 vastaavaan lujuuteen verrattuna. Seos 7020 ei kuitenkaan sovellu anodisoitavaksi, koska sen suuri sinkkipitoisuus aiheuttaa kylpyjen likaantumista (Asva Oy, tuoteluettelo, 2002, s. 138).

Yksinkertaisimmillaan muutosvyöhykkeen vaikutus voidaan ottaa huomioon siten, että otetaan laskentalujuudeksi O-tilan tai tilan T4 lujuus. Toinen yksinkertainen menetelmä

heikentyneen alueen vaikutuksen huomioon ottamiseksi on ohentaa mitoituksessa muutosvyöhykealueen levynpaksuutta heikentymistä vastaavaksi. Tällaisessa mitoituspoikkileikkauksessa levynpaksuus muutosvyöhykkeillä on

$$t_{\text{HAZ}} = \frac{\sigma_{\text{HAZ}}}{\sigma_{\text{Re}}} \cdot t \quad (16)$$

missä  $\sigma_{\text{HAZ}}$  = lujuus hitsauksen muutosvyöhykkeellä  
 $\sigma_{\text{Re}}$  = myötölujuus  
 $t$  = seinämänpaksuus

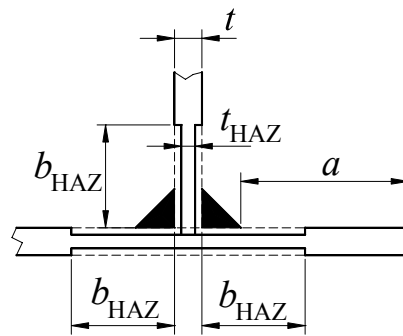
Paksuutta  $t_{\text{HAZ}}$  sovelletaan hitsauksen muutosvyöhykkeen leveyden  $b_{\text{HAZ}}$  mukaiselle alueelle kuvan 9 mukaisesti.

Esistandardin Eurocode 9 (prEN 1999-1-1, 2003, s. 62) mukaan MIG-hitsauksessa heikentyneen alueen leveydet  $b_{\text{HAZ}}$  hitsausliitoksesta mitattuina eri levynpaksuuksilla  $t$  ovat seuraavat:

$0 < t \leq 6 \text{ mm}$	$b_{\text{HAZ}} = 20 \text{ mm}$
$6 < t \leq 12 \text{ mm}$	$b_{\text{HAZ}} = 30 \text{ mm}$
$12 < t \leq 25 \text{ mm}$	$b_{\text{HAZ}} = 35 \text{ mm}$
$t > 25 \text{ mm}$	$b_{\text{HAZ}} = 40 \text{ mm}$

TIG-hitsauksessa  $b_{\text{HAZ}} = 30 \text{ mm}$  paksuusalueella  $0 < t \leq 6 \text{ mm}$ . Jos liitettävät osat ovat eri paksuisia, käytetään kaikille osille paksuuksien keskiarvoa. Tämä keskipaksuus ei saa olla yli 1,5-kertainen pienimpään levynpaksuuteen verrattuna, jotta esitetyt arvot olisivat voimassa. Jos liitettävän osan reunan etäisyys  $a$  hitsistä, kuva 9, on vähemmän kuin  $3 \cdot b_{\text{HAZ}}$ , koko reuna-alue on käsiteltävä muutosvyöhykkeenä. Jos liitoksessa on liitettävien osien muodostamia lämpöpolkuja enemmän kuin kolme, voidaan tämä ottaa huomioon alentamalla muutosvyöhykkeen leveyttä  $b_{\text{HAZ}}$  kertoimella  $3/n$ , missä  $n$  on lämpöpolkujen lukumäärä.

Poikkileikkauksen kimmoisessa tilassa olevien alueiden venymä määrää venymän myös muutosvyöhykkeillä, vaikka niissä tapahtuukin myötäämistä. Näin ollen kestä-



Kuva 9. Mitoituspoikkileikkaus muutosvyöhykkeen kohdalla.

vyystarkastelujen lisäksi myös siirtymätarkastelut voidaan tehdä käyttäen kuvan 9 mukaista laskentapoikkipintaa.

Heikentymistä muutosvyöhykkeellä ei tarvitsisi ottaa huomioon, jos rakenteet erkautuskarkaistaisiin hitsauksen jälkeen. Alumiiniseosten erkautuskarkaisua edeltävä kuumennus on tehtävä uunissa noin 500 °C lämpötilassa. Näin ollen kookkaiden teräsrakenteiden karkaisu on käytännössä poissuljettu vaihtoehto. On erityisesti huomattava, että anodisointi vaikuttaa vain kappaleen pintaan eikä palauta karkaistun aihion hitsauksessa menetettyjä lujuusominaisuuksia ollenkaan (Puska, 12.1.2004). Anodisointilämpötila on noin 100 °C ja sitä edeltävä keinovanhennuslämpötila on noin 180 °C.

### 3.3.3 Mekaaniset ominaisuudet

Esistandardin Eurocode 9 (prEN 1999-1-1, 2003, s. 28) käsittelemien alumiiniseosten mitoituskimmomoduuli on  $70\,000\text{ N/mm}^2$ , Poisson'n vakio 0,3 ja tiheys  $2700\text{ kg/m}^3$ . Kaikki tässä työssä esitettävät seokset kuuluvat tähän ryhmään.

Alumiiniseosten jännitys-venymäkäyttäytyminen on epälineaarista. Tämä voidaan ottaa huomioon siirtymäanalyyseissä esistandardin Eurocode 9 (prEN 1999-1-1) liitteessä B esitetyillä menetelmillä. Tavallisesti työtason käyttökuorma on niin pieni mitoituskuormaan verrattuna, että siirtymätarkasteluissa voidaan käyttää kimmomoduulia  $E$ .

Taulukoon 2 on koottu esistandardissa Eurocode 9 esitettyjä alumiiniseosten lujuusarvoja.

Taulukko 2. Alumiiniseosten lujuuksia. Seosten 6xxx lujuudet pätevät pursotetuille profileille. Lähde: Eurocode 9 (prEN 1999-1-1, 2003).

seos ja toimitustila	seinämän paksuus (mm)	$\sigma_{Re}$ (N / mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{HAZ}$ (N / mm <sup>2</sup> )
5754 O/H111	$t \leq 100$	80	80
5083 O/H111	$t \leq 50$	125	125
6060 T5	$t \leq 25$	100	50
6060 T6	$t \leq 15$	140	60
6063 T5	$t \leq 25$	110	60
6063 T6	$t \leq 25$	160	65
6082 T5	$t \leq 5$	230	110
6082 T6	$t \leq 25$	250	125



## 4 LUJUUSLASKENNAN PERUSTEET

Tässä työssä tarkasteltavat materiaalit ovat paperikoneiden työtasoille tyypillisissä lämpötiloissa sitkeitä. Sitkeällä materiaalilla on kyky tasata epälineaarisia jännityshuippuja paikallisen myötäämisen vaikutuksesta (Niemi, 2003, s. 13). Työtasorakenteet valmistetaan hitsaamalla, jolloin rakenteissa esiintyy välttämättä myötölujuuden suuruisia jäännösjännityksiä. Rakenteiden todelliset käyttökuormat ovat yleensä pieniä verrattuna mitoituskuormitukseen. Tilanteita, joissa työtasojen kuormitus on lähellä murto-kuormaa, esiintyy harvoin tai ei koskaan. Tässä työssä rajoitutaan staattiseen mitoitusseen olettaen, että väsyminen ei ole mitoittava tekijä. Samoin oletetaan mahdollisen vaihtoplastisoitumisen osalta. Koska kuormituksen oletetaan olevan pääasiallisesti staattista ja materiaalin sitkeää, työssä ei määritetä paikallisista lovista aiheutuvia epälineaarisia jännitys jakaumia, vaan tarkasteluissa keskitytään rakenteellisiin jännityksiin.

Tarkasteluissa sovelletaan teknistä taivutusteoriaa ja murtorajatilana pidetään tilaa, jossa rakenteellisen jännityksen mukaan laskettu maksimivertailujännitys saavuttaa redusoidun myötölujuuden. Tätä periaatetta ei kuitenkaan sovelleta kovin paikallisissa myötölujuuden ylityksissä (esim. kulmaprofiilin kulma-alueen vääntöjännitys). Lisäksi plastisoitumisesta seuraavaa lisäkapasiteettia hyödynnetään joidenkin liitosten mitoituksessa. Jäännösjännitykset otetaan huomioon ainoastaan stabiiliustarkasteluissa standardeissa esitetyillä tavoilla. Lommahdustarkasteluissa ei hyödynnetä rakenneosan ylikriittistä kantokykyä lommahduksen jo tapahduttua.

Materiaaleille, joilla ei ole myötörajaa, käytetään myötörajana 0,2 prosentin pysyvää venymää vastaavaa jännitystä. Työssä käytetään yleisesti termiä myötölujuus myös näille materiaaleille. Materiaalien muokkauslujittumista ei hyödynnetä.

## 4.1 Lujuus- ja siirtymätarkastukset

### 4.1.1 Kuormitusten kertoimet

Yksinkertaisimmillaan tasojen kuormitukset ovat rakenteen oma paino ja henkilökuorma. Yleensä työtasojen henkilökuormaan on sisällytetty esimerkiksi työkalujen tms. painot. Lujuustarkasteluissa rakenteiden oma paino ja hyötykuorma on otettava huomioon varmuuskertoimilla korotettuina. Kuormituksen varmuuskertoimella otetaan huomioon kuormituksen hajonta ja mahdollinen lievä ylikuormitus. Tässä työssä kuormituksen varmuuskerrointa käytetään siten, että sillä korotetaan ominaiskuormia (toinen yleinen tapa on alentaa myötölujuutta). Varmuuskertoimella korotetut kuormat ovat ns. mitoituskuormia.

Oman painon varmuuskerroin riippuu massojen laskennan tarkkuudesta. Sopivana suuruusluokkana sille voidaan pitää arvoja  $\gamma_G = 1,0 \dots 1,2$ . Sen sijaan hyötykuormille on käytettävä suurempaa varmuuskerrointa, jonka arvo on yleensä noin  $\gamma_Q = 1,4 \dots 1,6$ . Kun liikkuva kuorma tai sen osa vaikuttaa edullisesti, on kertoimelle  $\gamma_Q$  otettava arvoksi  $\gamma_Q = 0$  kuorman edulliselle osalle. Pysyville kuormille on vastaavasti käytettävä kerrointa  $\gamma_G = 0,9 \dots 1,0$ .

Siirtymätarkastelu on käyttörajatilan mukainen tarkastelu, jossa ei tarvita varmuuskerrointa kuormitukselle, koska työtasojen liiallisilla siirtymillä ei ole tuhoisia seurauksia. Siirtymärajoitukset perustuvat käyttäjien kokemaan notkumisen tunteeseen, joten siirtymätarkastelussa on perusteltua ottaa huomioon vain hyötykuorma, ei pysyviä kuormia. Ehdotuksen (1), s. 10, mukaisesti siirtymätarkasteluissa käytetään pienempiä kuormia kuin kestävyystarkasteluissa.

Rakenteen omaa painoa ei siis periaatteessa tarvitse ottaa huomioon siirtymätarkastelussa translaatioiden osalta, mutta kaltevuustarkastelussa oma paino on tarvittaessa otettava huomioon, koska rakenteet eivät saa näyttää notkuvilta. Jos oma paino on pieni verrattuna hyötykuormiin, oma paino voidaan sisällyttää hyötykuormiin. Tulos on tällöin varmallalla puolella, koska oma paino ei todellisuudessa liiku kuten henkilökuorma.

Omalle painolle voidaan joka tapauksessa käyttää pienehköä kuormituksen varmuuskerrointa.

Jos oma paino on merkittävä, sen aiheuttamat muodonmuutokset on syytä tutkia erillisenä kuormitustapauksena, jolloin voidaan arvioida mahdollisen esikorotuksen tai -taivutuksen tarvetta. Erillisen tarkastelun tuloksena saadaan myös kriittisten kohtien staattisesta kuormasta aiheutuvat siirtymät, jotka voidaan tarvittaessa superponoida hyötykuormien aiheuttamien siirtymien kanssa rakenteen ulkonäön ja toimivuuden varmistamiseksi.

Taulukossa 3 on esitelty eri kuormitustapauksissa tutkittavia asioita ja tulosten käyttötarkoitusta.

Taulukko 3. Kuormitustapaukset ja analyysien käyttötarkoitukset.

kuorma varmuusker- toimiseen	tutkittavat asiat	tulosten käyttötarkoitus
1,0 x omapaino	staattiset siirtymät $f_G$ staattiset kaltevuudet $\theta_G$ staattiset jännitykset $\sigma_G$	esikorotuksen tarve
1,0 x hyötykuorma	muuttuvat siirtymät $f_Q$ muuttuvat kaltevuudet $\theta_Q$ muuttuvat jännitykset $\sigma_Q$	jäykkyyden, ulkonäön ja väsymismahdollisuuden arviointi
$\gamma_G$ x omapaino + $\gamma_Q$ x hyötykuorma	jännitykset stabiilius	romahduksen välttäminen

#### 4.1.2 Laskentamenetelmän tarkkuus

Kuormituksen varmuuskertoimen lisäksi mitoituksessa on otettava huomioon myös laskentamenetelmän epätäydellisyys. Kaikki laskentamallit sisältävät aina yksinkertaistuksia ja epätarkkuuksia. Nämä tekijät sisällytetään laskentamenetelmän varmuuskertoimeen. Tämän kertoimen arvo ei missään tapauksessa ole vakio, vaan sen suuruus on harkittava laskentamenetelmäkohtaisesti. Jos suoritetaan vain summittaisia tarkasteluja, jotka sisältävät rohkeita oletuksia, on syytä käyttää suurehkoa laskentamenetelmän

varmuuskerrointa. Jos taas kaikki tarkastelut on tehty varmalla puolella olevilla menetelmillä ja mitään tekijöitä ei ole jätetty huomioon ottamatta, laskentamenetelmän varmuuskertoimen arvo on 1,0.

On erittäin tärkeää tehdä selvä ero kuormituksen varmuuskertoimen ja laskentamenetelmän varmuuskertoimen välille. Laskentamenetelmän varmuuskertoimella ei ole tarkoitus tuottaa varmuutta kuormitettavuudelle. Kuormituksen ja laskentamenetelmän varmuuskertoimien esittäminen erillisinä on tarkoituksenmukaista, koska muuten laskelmia tulkitseva henkilö voisi tehdä yhdistetyn kertoimen perusteella omat päätelmänsä rakenteen kuormittamisesta yli sallittujen rajojen. Samasta syystä mitään varmuuskertoimia tai varmuuskertoimella korotettuja kuormia ei ilmoiteta työtason käyttäjille.

#### 4.1.3 Jännitysten ja siirtymien raja-arvot

Kuormituksesta aiheutuu siirtymiä ja jännityksiä, jotka eivät saa ylittää niille asetettavia raja-arvoja. Siirtymärajoitteita ei ole tarvetta redusoida. Sen sijaan materiaalin lujuuteen on sisällyttävä varmuutta, joka ottaa huomioon mm. lujuuden hajonnan. Lisäksi materiaalin lujuus riippuu mm. rakenneosan paksuudesta ja käyttölämpötilasta. Lujuutta on tarvittaessa redusoitava myös rakenteen stabiiliuden varmistamiseksi tai väsymisen aiheuttaman särönkasvun hidastamiseksi.

Materiaaleille määritellyt myötölujuudet ovat yleensä riittävällä todennäköisyydellä vähimmäisarvoja, mutta silti esimerkiksi Eurocode-esistandardeissa käytetään teräksen lujuuden varmuuskertoimelle  $\gamma_M$  arvoa 1,1. Nämä vaatimukset eivät kuitenkaan suoraan liity työtasojen mitoittamiseen, joten materiaalin myötölujuuden varmuuskertoimen sopiva arvo on 1,0...1,1. Materiaalin myötölujuuden varmuuskerrointa vastaava redusointikerroin on luonnollisesti  $1/\gamma_M$ .

Lujuuden redusointikertoimista tarvitsee ottaa huomioon vain määräävin. Jos esimerkiksi rakenteen stabiiliuden takaamiseksi materiaalin lujuudesta voidaan hyödyntää vain 80 %, ei ole tarvetta ottaa lisäksi huomioon materiaalin myötölujuuden varmuuskerrointa 1,1 ( $1/1,1 = 91\%$ ). Toisaalta jos lujuuden redusoinnin syyt ovat yhteydessä

toisiinsa, on yhteisvaikutus tarvittaessa otettava huomioon. Esimerkiksi lommahdus, nurjahdus ja kiepahdus liittyvät toisiinsa ja niiden yhteisvaikutus on tarvittaessa tarkistettava (Kouhi, 1988, s. 256...257).

Lujuuden redusointikertoimia ovat esimerkiksi

$$\begin{aligned}\chi_M &= \text{myötölujuuden redusointikerroin} = 1/\gamma_M \\ \chi_t &= \text{levyn paksuudesta johtuva redusointikerroin} \\ \chi_T &= \text{rakenteen käyttölämpötilasta johtuva redusointikerroin} \\ \chi_b &= \text{rakenteen stabiiliuden varmistava redusointikerroin} \\ \chi_w &= \text{rakenteen väsymiskestävyyden varmistava redusointikerroin}\end{aligned}$$

Työtasoille on usein  $\gamma_M = \chi_t = \chi_T = 1,0$ . Sen sijaan usein  $\chi_b < 1,0$ . Rakenteen väsymiskestävyyden varmistava lujuuden redusointikerroin  $\chi_w$  riippuu aineominaisuuksien lisäksi vaadittavasta käyttöiästä (käyttöaikajaksojen lukumäärästä) ja käytettävästä väsymisanalyysimenetelmästä. Aihetta ei käsitellä tarkemmin, koska väsymismitoitus on rajattu tämän työn ulkopuolelle.

#### 4.1.4 Rajoitteiden käyttöasteet

Kuormitus aiheuttaa jännityksiä ja siirtymiä. Mitoitusehdot näille tekijöille ovat

$$\gamma_{C1} \cdot \sigma(\gamma F) \leq \chi \cdot \sigma_{Re} \quad (17)$$

$$\gamma_{C2} \cdot f(F) \leq f_R \quad (18)$$

missä  $\sigma()$  = asianmukaisen jännityksen määrittävä laskentamenetelmä  
 $f()$  = asianmukaisen siirtymän määrittävä laskentamenetelmä  
 $F$  = kuormitus  
 $\sigma_{Re}$  = materiaalin lujuus  
 $f_R$  = siirtymärajoite  
 $\chi$  = lujuuden redusointikerroin  
 $\gamma$  = kuormituksen varmuuskerroin  
 $\gamma_C$  = laskentamenetelmän varmuuskerroin

Tulosten havainnollistamiseksi kannattaa määrittää kuinka hyvin materiaalin lujuus ja jäykkyys käytetään hyväksi. Tämä voidaan tehdä määrittämällä kyseisten rajoitteiden käyttöasteet  $\eta$ . Tällöin mitoitus ehdot saavat muodot

$$\eta_{\sigma} \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_{\sigma} = \frac{\gamma_{C1} \cdot \sigma(\gamma_1 F)}{\chi \cdot \sigma_{Re}} \quad (19)$$

$$\eta_f \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_f = \frac{\gamma_{C2} \cdot f(\gamma_2 F)}{f_R} \quad (20)$$

Käyttöasteen esittäminen käänteislukunaan varmuuskertoimen muodossa ei olisi havainnollista, koska tällainen kerroin sekoittuisi helposti kuormituksen ja laskentamenetelmän varmuuskertoimiin. Käyttöastetta ei saa pitää varmuuden mittana, koska riittävä varmuus on varmistettava kuormituksen, materiaalin lujuuden ja laskentamenetelmän varmuuskertoimien avulla. Näin ollen käyttöasteelle voidaan ilman muuta sallia arvo 100 %. Itse asiassa arvo 100 % on toivottava, koska silloin mitoitus on suoritettu optimaalisella tavalla.

## 4.2 Painot ja massat

Tässä työssä painoilla on merkitystä rakenteiden kuormituksina. Koska paino ja massa usein sekoitetaan, on aiheutta syytä hieman selventää. Epäselvyyttä aiheuttaa etenkin se, että pinta-alamassa nimetään jopa kirjallisuudessa usein neliöpainoksi ja pituusmassa metripainoksi. Tällöin näissä termeissä on väärin molemmat osat ja tällaisten termien käyttöä tulee välttää. Näiden epäselvyyksien vuoksi on syytä esittää painojen ja massojen väliset yhteydet, jotka tunnetusti ovat

$$\begin{aligned} F &= mg & m &= \rho V = m_l h = m_A A \\ q &= m_l g & m_l &= \rho A = m/h \\ p &= m_A g & m_A &= \rho h = m/A \end{aligned} \quad (21)$$

missä  $F$  = paino (N)  
 $q$  = pituuspaino (N / m)  
 $p$  = pinta-alamaino (N / m<sup>2</sup>)  
 $m$  = massa (kg)  
 $m_l$  = pituusmassa (kg / m)  
 $m_A$  = pinta-alamassa (kg / m<sup>2</sup>)  
 $V$  = tilavuus =  $Ah$   
 $A$  = keskimääräinen poikkipinta-ala =  $V/h$   
 $h$  = keskimääräinen paksuus tai pituus =  $V/A$   
 $\rho$  = tiheys (kg / m<sup>3</sup>)  
 $g$  = putoamiskiikkyvyys  $\approx 9,81$  m / s<sup>2</sup> maan pinnalla

Tyypillisten työtasomateriaalien tiheydet ovat kohdassa 3, s. 17, esitettyjen lähteiden mukaisesti seuraavat:

7850 kg / m <sup>3</sup>	yleisille rakenneteräksille
7900 kg / m <sup>3</sup>	ruostumattomille teräksille
8000 kg / m <sup>3</sup>	haponkestäville ruostumattomille teräksille
2700 kg / m <sup>3</sup>	alumiiniseoksille

### Esimerkki 3

Profiilin poikkipinta-ala on 1670 mm<sup>2</sup> ja se on valmistettu ruostumattomasta teräksestä, jonka tiheys on 7900 kg/m<sup>3</sup>. Profiilin pituusmassa  $m_l$  ja pituuspaino  $q$  ovat

$$m_l = \rho A = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1670 \times 10^{-6} \text{m}^2 = 13,2 \text{ kg/m}$$

$$q = m_l g = 13,2 \text{ kg/m} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 129 \text{ N/m} = 0,129 \text{ N/mm}$$

## 4.3 Palkkilujuusoppia

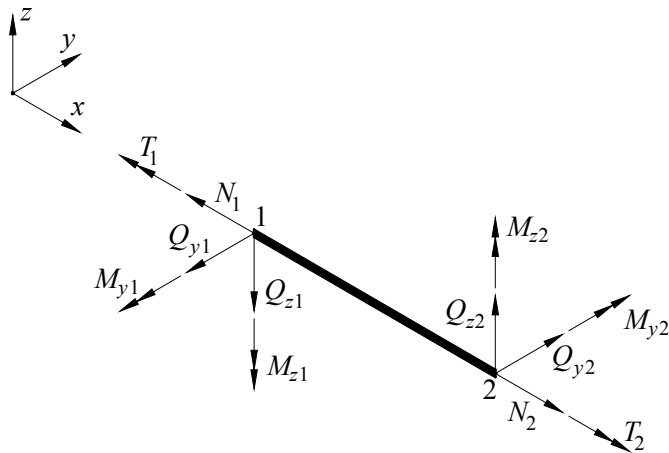
Työtasorakenteet ovat suurelta osin käsiteltävissä palkkirakenteina. Näitä rakenteita analysoitaessa elementtianalyysi (FEA) palkkielementeillä tuottaa usein riittävän tarkkoja tuloksia palkkien siirtymille ja jännityksille.

Liitosten joustavuuden totuudenmukainen huomioonottaminen on usein ensiarvoisen tärkeää luotettavien tulosten saamiseksi. Liitosten joustavuus voidaan ottaa huomioon jousielementtien avulla. Työtasojen analysointiin sopii siis palkki- ja jousielementeillä kolmiulotteisen rakenteen analysoinnin mahdollistava FEA-ohjelma. Tällainen ohjelma on esimerkiksi Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa kehitetty AGIFAP (LTKK, 1986).

On huomattava, että palkki- ja jousielementeillä ei voida ratkaista liitosten kestävyyskysymyksiä, vaan ainoastaan niihin kohdistuvat kuormitukset. Myös jousielementtien joustavuus on määritettävä erikseen.

### 4.3.1 Palkin sisäisten voimasuureiden merkkisäännöt

Tässä työssä noudatetaan palkkien sisäisille voimasuureille kuvassa 10 esitettyjä merkisääntöjä.



Kuva 10. Palkin sisäisten voimasuureiden positiiviset suunnat.

Kuvassa esiintyvät merkinnät ovat

- $N_i$  = normaalivoima kohdassa  $i$
- $Q_{yi}$  =  $y$ -akselin suuntainen leikkausvoima kohdassa  $i$
- $Q_{zi}$  =  $z$ -akselin suuntainen leikkausvoima kohdassa  $i$
- $T_i$  = vääntömomentti kohdassa  $i$
- $M_{yi}$  = taivutusmomentti  $y$ -akselin suhteen kohdassa  $i$
- $M_{zi}$  = taivutusmomentti  $z$ -akselin suhteen kohdassa  $i$



### 4.3.2 Pääjäyhyysmomentit

Kun palkin poikkileikkauksen  $yz$ -koordinaatisto on painopistekoordinaatisto, pääjäyhyysmomentit  $I_1$  ja  $I_2$  ovat (Karhunen & al. 1997)

$$I_1 = \frac{I_y + I_z}{2} + \sqrt{\left(\frac{I_y - I_z}{2}\right)^2 + I_{yz}^2} \quad (22)$$

$$I_2 = \frac{I_y + I_z}{2} - \sqrt{\left(\frac{I_y - I_z}{2}\right)^2 + I_{yz}^2} \quad (23)$$

missä  $I_y$  = jäyhyysmomentti  $y$ -akselin suhteen  
 $I_z$  = jäyhyysmomentti  $z$ -akselin suhteen  
 $I_{yz}$  = jäyhyystulo  $yz$ -koordinaatiston suhteen

Pääjäyhyysakseliston asento  $y$ -akseliin nähden on

$$\varphi_1 = \begin{cases} \arctan \frac{I_y - I_1}{I_{yz}}, & \text{kun } I_{yz} \neq 0 \\ 0, & \text{kun } I_{yz} = 0 \text{ ja } I_y > I_z \\ \frac{\pi}{2}, & \text{kun } I_{yz} = 0 \text{ ja } I_y < I_z \end{cases} \quad (24)$$

Jos  $I_{yz} = 0$  ja  $I_y = I_z$ , niin kaikki painopisteakselit ovat pääjäyhyysakselistoja.

### 4.3.3 Jännitykset

Seuraavassa esitettävät jännitysten lausekkeet edellyttävät kuvassa 10, s. 34, esitettyjen merkkisääntöjen käyttöä. Esityksessä rajoitutaan leikkausjännitysten osalta ohutseinäisiin profiileihin.

Kun palkin poikkileikkauksen  $yz$ -koordinaatiston origo on poikkileikkauksen painopisteessä, normaalijännityksen lauseke on (Pennala, 1982, s. 313)

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_m + \sigma_b + \sigma_w \\ &= \frac{N}{A} + \frac{M_y}{I_y} \gamma(z - \alpha_z y) - \frac{M_z}{I_z} \gamma(y - \alpha_y z) + \frac{B}{I_\omega} \omega \end{aligned} \quad (25)$$

missä  $\sigma_m$  = normaalivoimasta aiheutuva normaalijännitys  
 $\sigma_b$  = taivutusmomentista aiheutuva normaalijännitys

$\sigma_w$	=	vääntötaivutusbimomentista aiheutuva normaalijännitys
$N$	=	normaalivoima
$M_y$	=	taivutusmomentti $y$ -akselin suhteen
$M_z$	=	taivutusmomentti $z$ -akselin suhteen
$B$	=	vääntötaivutusbimomentti
$A$	=	profiilin poikkipinta-ala
$I_y$	=	poikkipinnan jäyhyysmomentti $y$ -akselin suhteen
$I_z$	=	poikkipinnan jäyhyysmomentti $z$ -akselin suhteen
$I_{yz}$	=	poikkipinnan jäyhyydestulo $yz$ -koordinaatiston suhteen
$I_\omega$	=	sektoriaalinen jäyhyysmomentti eli käyritysmisjäyhyys
$y$	=	tutkittavan kohdan $y$ -koordinaatti
$z$	=	tutkittavan kohdan $z$ -koordinaatti
$\omega$	=	vääntökeskiön suhteen laskettu sektoriaalinen koordinaatti
$\alpha_y$	=	$I_{yz}/I_y$
$\alpha_z$	=	$I_{yz}/I_z$
$\gamma$	=	$1/(1 - \alpha_y \alpha_z)$

Normaalijännityksiin liittyvä leikkausjännitys on avoimelle ohutseinäiselle profiilille (Pennala, 1982, s. 313)

$$\tau = \tau_b + \tau_w = -\frac{Q_z}{I_y t} \gamma (S_y - \alpha_z S_z) - \frac{Q_y}{I_z t} \gamma (S_z - \alpha_y S_y) - \frac{T_\omega}{I_\omega t} S_\omega \quad (26)$$

missä	$\tau_b$	=	taivutuksesta aiheutuva leikkausjännitys
	$\tau_w$	=	estetyistä väännöistä aiheutuva leikkausjännitys
	$Q_z$	=	$z$ -akselin suuntainen leikkausvoima
	$Q_y$	=	$y$ -akselin suuntainen leikkausvoima
	$T_\omega$	=	estetyn väännön sisäinen vääntömomentti = $-dB/dx$
	$S_y$	=	poikkileikkauspinnan osan staattinen momentti $y$ -akselin suhteen
	$S_z$	=	poikkileikkauspinnan osan staattinen momentti $z$ -akselin suhteen
	$S_\omega$	=	poikkileikkauspinnan osan sektoriaalinen staattinen momentti
	$t$	=	seinämänpaksuus tutkittavassa kohdassa

Jos vääntövapaa taivutus tapahtuu vain  $y$ -akselin ympäri ( $M_z = 0$ ) ja tämä akseli on myös pääjäyhyysakseli ( $\gamma = 1$ ,  $\alpha_z = \alpha_y = 0$ ), edelliset kaavat sievenevät muotoihin

$$\sigma_b = \frac{M_y}{I_y} z \quad (27)$$

$$\tau_b = -\frac{Q_z S_y}{I_y t} \quad (28)$$

Ohutseinäisille avoimille profiileille vääntöjännitys  $\tau_t$  tutkittavassa leikkauksessa profiilin pinnalla on (Lassila, 1997, s. 218)

$$\tau_t = \frac{T_d}{I_t} t = \frac{T_d}{W_t} \quad (29)$$

missä  $T_d$  = de Saint Venantin mukainen sisäinen vääntömomentti =  $T - T_\omega$   
 $T$  = vääntömomentti  
 $T_\omega$  = estetyn väännön sisäinen vääntömomentti =  $-dB/dx$   
 $I_t$  = poikkileikkauksen vääntöjäyhyysmomentti  
 $W_t$  = seinämäkohtainen vääntövastus,  $W_{t \min} = I_t/t_{\max}$   
 $t$  = tutkittavan kohdan seinämänpaksuus

Ohutseinäisille yksionteloisille putkille vääntöjännitys  $\tau_t$  tutkittavassa leikkauksessa on (Lassila, 1997, s. 203)

$$\tau_t = \frac{T_d}{2A \cdot t} = \frac{T_d}{W_t} \quad (30)$$

missä  $A$  = poikkileikkauksen seinämän keskiviivan rajoittaman pinnan ala  
 $W_t$  = seinämäkohtainen vääntövastus,  $W_{t \min} = 2A \cdot t_{\min}$

Estetystä väännöstä aiheutuvat normaalijännitykset  $\sigma_w$  voidaan jättää huomioon ottamatta, jos profiiliin ei kohdistu vääntöä, vääntötaivutusbimomentti  $B$  on nolla tai sektorialinen koordinaatti  $\omega$  on nolla jokaisessa poikkileikkauksen kohdassa. Vääntökuormituksen alaisessa palkissa bimomentti saa yleensä aina nollostaan poikkeavia arvoja. Sen sijaan sektorialinen koordinaatti on identtisesti nolla profiileilla, joilla ei ole primaarista käyritysmisjäyhyttä. Tällaisia ovat ohutseinäiset profiilit, joissa jokaisen seinämän keskitaso kulkee saman pisteen, vääntökeskiön, kautta. Esimerkiksi L- ja T-profiileilla ei ole primaarista käyritysmisjäyhyttä, joten estetyn väännön jännityksiä ei ole.

Sitkeille materiaaleille sopiva ja yleisesti hyväksytty myötöehdossa käytettävä raja-arvo on vakio muodonvääristymisenergiähypoteesin (VMVEH, von Mises) mukainen vertailujännitys, jonka lauseke tasojaännitystilassa on (Pennala, 1982, s. 185)

$$\sigma_{\text{vert}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (31)$$

Vääntötaivutustilassa normaalijännitystä esiintyy vain yhdessä suunnassa ja normaali- ja leikkausjännitys ovat kohtisuorassa toisiinsa nähden. Tällöin edellinen yhtälö supistuu muotoon

$$\sigma_{\text{vert}} = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_b + \sigma_w)^2 + 3(\tau_t + \tau_b + \tau_w)^2} \quad (32)$$

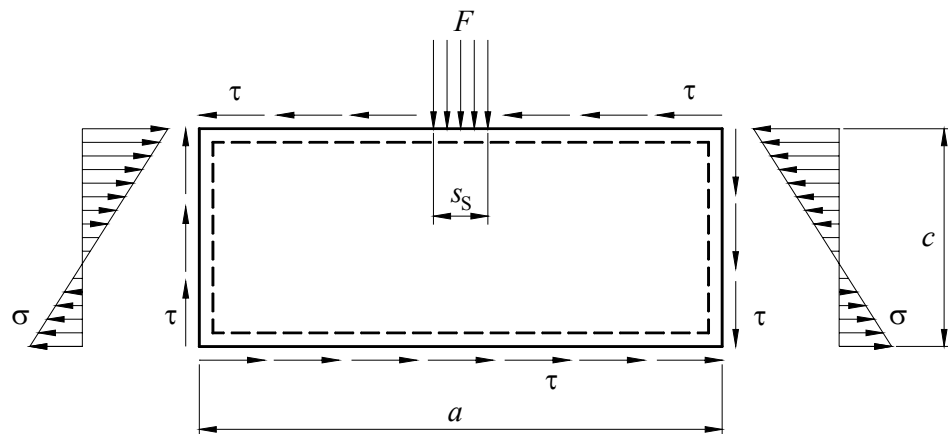
Myötölujuuden käyttöaste voidaan esittää sijoittamalla vertailujännityksen arvo kaavan (19), s. 32, mukaiseen lujuuden käyttöasteen kaavaan. Tarvittaessa käytetään materiaalin myötölujuuden varmuuskerrointa  $\gamma_M$ , ( $\chi = 1/\gamma_M$ ). Osana muita analyyseja myötölujuuden tarkastuksessa ei tarvita muita redusointeja, joten myötölujuuden käyttöasteelle  $\eta_{\sigma_{\text{Re}}}$  sovellettava ehto saa muodon

$$\eta_{\sigma_{\text{Re}}} \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_{\sigma_{\text{Re}}} = \gamma_C \gamma_M \frac{\sigma_{\text{vert}}(\gamma^F)}{\sigma_{\text{Re}}} \quad (33)$$

missä  $\sigma_{\text{vert}}()$  = vertailujännityksen määrittävä laskentamenetelmä  
 $F$  = kuormitus  
 $\sigma_{\text{Re}}$  = myötölujuus  
 $\gamma$  = kuormituksen varmuuskerroin  
 $\gamma_C$  = laskentamenetelmän varmuuskerroin  
 $\gamma_M$  = materiaalin myötölujuuden varmuuskerroin

#### 4.4 Lommahdus mitoituserusteena

Palkkien seinämät ovat levykenttiä, jotka voivat lommahtaa. Palkin optimaalinen mitoitus johtaa yleensä ohutseinäisten profiilien käyttöön, jolloin lommahdus tulee määrääväksi mitoituserusteeksi. Kuvassa 11 on esitetty levykenttä, johon kohdistuu normaali-jännitys  $\sigma$ , leikkausjännitys  $\tau$  ja pistevoima  $F$ , jonka jakaantumispituus on  $s_s$ . Palkin seinämässä tällainen kuormitus on hyvin yleinen.



Kuva 11. Levykenttä ja siihen kohdistuvat kuormitukset lommahdustarkastelussa. Katkoviiva tarkoittaa reunan niveltuentää.

Kuvan mukaiselle tapaukselle esitetään teräsrakenteiden mitoituksen esistandardissa Eurocode 3 (prEN 1993-1-5, 2003, s. 13...29) selostettu menetelmä yksinkertaistettuna ja sovellettuna. Aksiaaliseen puristukseen liittyvän lommahduksen osalta esitetään myös alumiiniseoksille soveltuva menetelmä, joka perustuu esistandardiin Eurocode 9 (prEN 1999-1-1, 2003). Standardien merkintöihin ja käsitteisiin tehdään tämän työn kannalta tarkoituksenmukaisia muutoksia. Tässä työssä puristus on negatiivista ja veto positiivista myös lommahdustarkastelussa, vaikka kirjallisuudessa asiaa on yleensä mutkistettu käänteisin etumerkein. Lommahdustarkasteluissa ei hyödynnetä rakenneosan ylikriittistä kantokykyä lommahduksen jo tapahduttua. Tarkasteluissa ei siis määritetä profiilien tehollisia poikkipintoja, vaan alennetaan materiaalin lujuutta laskelmissa siten, ettei lommahdusta pääse tapahtumaan. Levykentän pituuden oletetaan olevan leveyteen nähden niin suuri, että pituuden ja leveyden suhde ei vaikuta lommahdukseen. Tämä oletus tuottaa lyhyemmilläkin levykentillä varmallalla puolella olevan tuloksen.

Lommahduksen välttämiseksi tutkittavan levykentän alueella on oltava voimassa ehdot

$$-\chi_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{Re}} \leq \sigma \leq \sigma_{\text{Re}} \quad (34)$$

$$F \leq F_{\text{R}} = \chi_F \sigma_{\text{Re}} l_y t \quad (35)$$

$$\tau_{\text{eff}} \leq \chi_{\tau} \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{\text{Re}} \quad (36)$$

- missä  $\sigma$  = levykentän pienin normaalijännitys (puristus negatiivista)  
 $F$  = paikallinen poikittainen puristava pistekuorma  
 $\tau_{\text{eff}}$  = lommahduksen kannalta tehollinen leikkausjännitys, kaava (42)  
 $\chi_{\sigma}$  = lujuuden redusointikerroin  $\sigma$ -kuormitukselle, kaava (43), s. 41  
 $\chi_F$  = lujuuden redusointikerroin  $F$ -kuormitukselle, kaava (58), s. 49  
 $\chi_{\tau}$  = lujuuden redusointikerroin  $\tau$ -kuormitukselle, kaava (67), s. 52  
 $\sigma_{\text{Re}}$  = materiaalin myötölujuus  
 $F_{\text{R}}$  = pistevoimakestävyys  
 $l_y$  = pistevoiman  $F$  tehollinen jakaantumispituus, kaava (63), s. 50  
 $t$  = levykentän paksuus

Lommahduksen osalta edelliset ehtolauseet voidaan ilmoittaa myös muodossa

$$\eta_{-\sigma} \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_{-\sigma} = \begin{cases} \frac{-\sigma}{\chi_{\sigma} \sigma_{\text{Re}}} , & \text{kun } \sigma < 0 \\ 0 , & \text{kun } \sigma \geq 0 \end{cases} \quad (37)$$

$$\eta_F \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_F = \frac{F}{\chi_F \sigma_{\text{Re}} l_y t} = \frac{F}{F_{\text{R}}} \quad (38)$$

$$\eta_{\tau} \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_{\tau} = \frac{\tau_{\text{eff}}}{\chi_{\tau} \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{\text{Re}}} \quad (39)$$

- missä  $\eta_{-\sigma}$  = aksiaalisen puristuskestävyyden käyttöaste  
 $\eta_F$  = poikittaisen pistevoimakestävyyden käyttöaste  
 $\eta_{\tau}$  = leikkauskestävyyden käyttöaste

Eri rasiustyypin yhteisvaikutus voidaan tarkistaa ehdoista

$$\eta_{-\sigma, F} \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_{-\sigma, F} = \frac{4}{7} \eta_{-\sigma} + \frac{5}{7} \eta_F \quad (40)$$

$$\eta_{-\sigma, \tau} \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_{-\sigma, \tau} = \begin{cases} \eta_{-\sigma} , & \text{kun } \eta_{\tau} \leq 50\% \\ \eta_{-\sigma} + (2\eta_{\tau} - 1)^2 , & \text{kun } \eta_{\tau} > 50\% \end{cases} \quad (41)$$

Tehollinen leikkausjännitys  $\tau_{\text{eff}}$  on levyn keskimääräisen leikkausjännityksen itseisarvo, kuitenkin vähintään puolet leikkausjännityksen itseisarvon maksimiarvosta. Tehollisen leikkausjännityksen lauseke on siis

$$\tau_{\text{eff}} = \max(|\bar{\tau}|, |\tau|_{\text{max}}/2) \quad (42)$$

missä  $\bar{\tau}$  on keskimääräinen leikkausjännitys.

Seuraavissa kohdissa selostetaan lommahduksen huomioon ottavien redusointikertoimien määrittystä eri rasiustyypeille.

#### 4.4.1 Lujuuden redusointikerroin aksiaalisessa kuormituksessa

Lommahduksen huomioon ottava materiaalin lujuuden redusointikerroin  $\chi_{\sigma}$  aksiaalisen puristusjännityksen alaisessa rasituksessa saadaan lausekkeesta

$$\chi_{\sigma} = \begin{cases} \frac{k_1}{\bar{\lambda}_{\sigma}} - \frac{k_2}{\bar{\lambda}_{\sigma}^2}, & \text{kun } \bar{\lambda}_{\sigma} > \bar{\lambda}_{\sigma\text{PL3}} \\ 1,0, & \text{kun } \bar{\lambda}_{\sigma} \leq \bar{\lambda}_{\sigma\text{PL3}} \end{cases} \quad (43)$$

missä  $k_1$  ja  $k_2$  = materiaali- ja tuentatapakohtainen vakio, taulukko 4, s. 45  
 $\bar{\lambda}_{\sigma}$  = levykentän suhteellinen hoikkuus  
 $\bar{\lambda}_{\sigma\text{PL3}}$  = suhteellisen hoikkuuden raja-arvo, taulukko 4, s. 45

Levykentän suhteelliselle hoikkuudelle  $\bar{\lambda}_{\sigma}$  esitetään eri lähteissä useita kaavoja. Esitystapoja ovat mm.

$$\bar{\lambda}_{\sigma} = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{Re}}}{|\sigma_{\text{cr}}|}} = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{Re}}}{k_{\sigma} \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{c}\right)^2}} = \frac{c}{t} \sqrt{\frac{12\sigma_{\text{Re}}(1-\nu^2)}{\pi^2 k_{\sigma} E}} = \frac{c/t}{28,4\varepsilon\sqrt{k_{\sigma}}} \quad (44)$$

missä  $\sigma_{\text{Re}}$  = materiaalin myötölujuus  
 $\sigma_{\text{cr}}$  = ideaalisen levyn teoreettinen lommahdusjännitys  
 $k_{\sigma}$  = lommahduskerroin, kaavat (50)...(52), s. 46  
 $E$  = kimmomoduuli  
 $\nu$  = Poisson'n vakio eli suppeumakerroin  
 $t$  = levynpaksuus  
 $c$  = levykentän laskennallinen leveys, kaavat (55) ja (56)

Kaavassa esiintyvän materiaalivakion  $\varepsilon$  lauseke on yleisessä tapauksessa

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235 \text{ N/mm}^2}{\sigma_{\text{Re}}} \frac{E}{210\,000 \text{ N/mm}^2} \frac{1-0,3^2}{1-\nu^2}} \quad (45)$$

Kun tutkittavan levykentän suhteellinen hoikkuus  $\bar{\lambda}_\sigma$  on pienempi kuin suhteellisen hoikkuuden raja-arvo  $\bar{\lambda}_{\sigma \text{ PL3}}$ , lommahdus ei ole määräävä tekijä, ja lujuuden redusointikerroin  $\chi_\sigma$  saa arvon  $\chi_\sigma = 1,0$ . Kyseinen raja-arvo määrittää rajan poikkileikkausluokalle PL3, jossa lommahdusta ei tarvitse ottaa huomioon. On erityisesti syytä huomata, että raja-arvo  $\bar{\lambda}_{\sigma \text{ PL3}}$  on tunnettava. Pelkkä standardeissa esitetty ehto  $\chi_\sigma \leq 1,0$  ei riitä, koska pienillä suhteellisen hoikkuuden arvoilla ensimmäinen kaava (43) tuottaisi arvoja väliltä  $(-\infty, 1]$ , mikä johtaisi virheelliseen tulokseen.

Määritetään lauseke raja-arvolle  $\bar{\lambda}_{\sigma \text{ PL3}}$ . Merkitään yhtälön (43) ensimmäisen kaavan mukaisen redusointikerroimen arvoksi  $\chi_\sigma = 1,0$  ja ratkaistaan lauseke suhteellisen hoikkuuden raja-arvolle:

$$\frac{k_1}{\bar{\lambda}_{\sigma \text{ PL3}}} - \frac{k_2}{\bar{\lambda}_{\sigma \text{ PL3}}^2} = 1,0 \quad \Rightarrow \quad \bar{\lambda}_{\sigma \text{ PL3}} = \frac{1}{2}k_1 + \sqrt{\frac{1}{4}k_1^2 - k_2} \quad (46)$$

Esistandardissa Eurocode 9 on asetettu toiselta sivulta vapaan levykentän tapauksessa lujuuden redusointikerroimelle ylimääräinen rajoite. Tämän rajoitteen mukaan laipoille, joilla ei ole tukikohtansa suhteen symmetristä vastinetta, redusointikerroimen arvon lisärajoite on

$$\chi_{\sigma \text{ AI}} \leq \frac{1,103}{\bar{\lambda}_\sigma^2} \quad (47)$$

Esimerkiksi kulmaprofiilin ja U-profiilin laipoilla ei ole tukikohtansa suhteen symmetristä vastinetta, joten niiden tapauksessa on sovellettava tätä rajoitetta. Sen sijaan esimerkiksi I-palkin laipan puolikkaalla on symmetrinen vastine tukikohtansa suhteen (laipan toinen puolisko).

Alumiinirakenteiden esistandardissa Eurocode 9 (prEN 1999-1-1: 2003) esitetty menetelmä lommahdustarkastelujen tekemiseksi poikkeaa teräksille käytetystä menettelystä.



Seuraavaksi mukautetaan kyseisessä esistandardissa esitetyn menetelmän vakio kertoimet teräsrakenteille käytettyyn menetelmään sopivaksi.

Muokataan lujuuden redusointikertoimen  $\chi_\sigma$  kaavaa (43) sijoittamalla siihen muunnetun hoikkuuden  $\bar{\lambda}_\sigma$  lauseke kaavasta (44). Näin redusointikertoimelle saadaan seuraavat esitystavat:

$$\chi_\sigma = \frac{k_1}{\lambda_\sigma} - \frac{k_2}{\bar{\lambda}_\sigma^2} = \frac{k_1}{\frac{c}{t} \sqrt{\frac{12\sigma_{Re}(1-\nu^2)}{\pi^2 k_\sigma E}}} - \frac{k_2}{\left(\frac{c}{t}\right)^2 \frac{12\sigma_{Re}(1-\nu^2)}{\pi^2 k_\sigma E}} = \frac{C_1}{c/t} - \frac{C_2}{(c/t)^2} \quad (48)$$

Tästä yhtälöstä saadaan erotettua kertoimille  $k_1$  ja  $k_2$  esistandardin Eurocode 9 vakioista  $C_1$  ja  $C_2$  riippuvat lausekkeet, jotka ovat

$$k_1 = C_1 \sqrt{\frac{12\sigma_{Re}(1-\nu^2)}{\pi^2 k_\sigma E}} \quad (49)$$

$$k_2 = C_2 \frac{12\sigma_{Re}(1-\nu^2)}{\pi^2 k_\sigma E}$$

#### Esimerkki 4

Esistandardin Eurocode 9 perustapauksessa, jossa standardin oma  $\varepsilon = 1$ , myötölujuutena on käytetty arvoa  $\sigma_{Re} = 250 \text{ N/mm}^2$ . Alumiiniseosten kimmomoduuli on  $E = 70\,000 \text{ N/mm}^2$  ja Poisson'n vakio on  $\nu = 0,3$ . Yhdeltä reunalta vapaan levykentän lommahduskerroin on  $k_\sigma = 0,43$  (prEN 1993-1-5, 2003, s. 17).

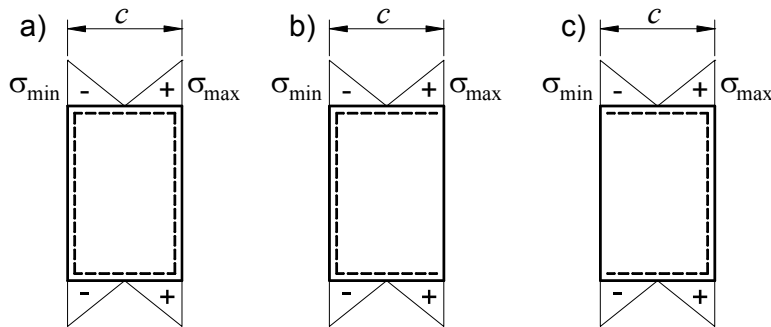
Näillä arvoilla esimerkiksi toimitustilan T6 hitsittömille alumiiniprofileille, joille esistandardi Eurocode 9 antaa vakioiksi  $C_1 = 10$  ja  $C_2 = 24$ , saadaan teräsrakenteiden laskentamenettelyä vastaaville vakioille  $k_1$  ja  $k_2$  arvot

$$k_1 = 10 \cdot \sqrt{\frac{12 \cdot 250 \text{ N/mm}^2 (1 - 0,3^2)}{\pi^2 \cdot 0,43 \cdot 70\,000 \text{ N/mm}^2}} \approx 0,959$$

$$k_2 = 24 \cdot \frac{12 \cdot 250 \text{ N/mm}^2 (1 - 0,3^2)}{\pi^2 \cdot 0,43 \cdot 70\,000 \text{ N/mm}^2} \approx 0,221$$

Vastaavalla tavalla on määritetty myös kaavan (47) vakio 1,103.

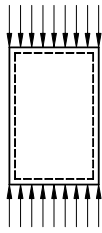
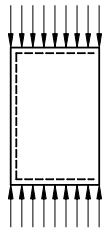
Levykentän laitoja pidetään mitoituksessa nivelellisesti tuettuina tai vapaina. Kuvan 12 tuentatapauksissa levykentän sivut ovat eri tavoin tuetut. Tapauksessa (b) vapaassa laidassa vaikuttaa vetojännitys ja tapauksessa (c) puristusjännitys.



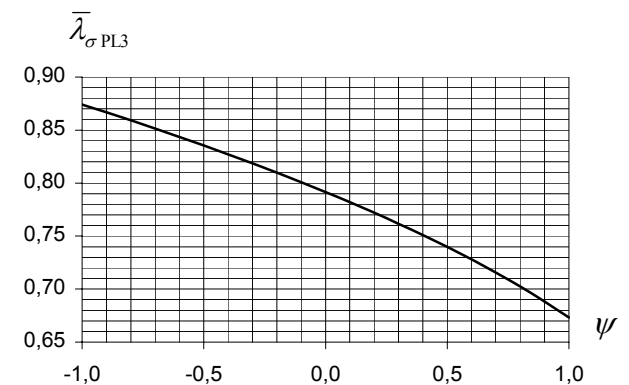
Kuva 12. Levykentän tuentatapaukset. Niveltuenta on esitetty katkoviivalla.

Taulukkoon 4 on koottu esistandardeista prEN 1993-1-5 (2003, s. 15), prEN 1993-1-4 (2003, s. 22) ja prEN 1999-1-1 (2003, s. 59) lujuuden redusointikertoimen  $\chi_\sigma$  kaavassa esiintyvät kertoimet  $k_1$  ja  $k_2$  ja niiden perusteella kaavasta (46) ratkaistut suhteellisen hoikkuuden raja-arvot  $\bar{\lambda}_{\sigma PL3}$ . Taulukossa on esitetty vain hitsittömien levykenttien lommahdusparametrit. Yleisten rakenneterästen tapauksessa samoja parametreja voidaan käyttää myös hitsatuille profiileille. Alumiiniseoksille vakiot  $k_1$  ja  $k_2$  on laskettu esistandardin Eurocode 9 antamien vakioiden  $C_1$  ja  $C_2$  perusteella kaavan (49) mukaisesti.

Taulukko 4. Hitsittömien levykenttien lommahdusparametrit. Tuentatavassa katkoviiva tarkoittaa nivelöityä reunaa.

tuenta	materiaali	$k_1$	$k_2$	$\bar{\lambda}_{\sigma_{PL3}}$
	yleinen rakenneteräs	1,000	$0,055(3 + \psi)$	$0,5 + 0,1\sqrt{8,5 - 5,5\psi}$ (min 0,673)
	ruostumaton teräs	0,772	0,125	0,541
	alumiini T6	1,006	0,217	0,692
	alumiini T4 tai T5	0,991	0,196	0,719
	yleinen rakenneteräs	1,000	0,188	0,749
	ruostumaton teräs	1,000	0,231	0,638
	alumiini T6	0,959	0,221	0,574
	alumiini T4 tai T5	0,863	0,184	0,478

Molemmilta puolilta tuetussa tapauksessa yleisille rakenneteräksille lommahduksen rajahoikkuus  $\bar{\lambda}_{\sigma_{PL3}}$  on jännityssuhteen  $\psi$  funktio. Tämä riippuvuus on esitetty kuvassa 13. Jännityssuhteen maksimiarvo on 1,0, joten rajahoikkuuden minimiarvo on 0,673. Tätä raja-arvoa pienemmillä suhteellisen hoikkuuden arvoilla lommahdus ei siis voi olla määräävä.



Kuva 13. Lommahduksen rajahoikkuus yleisille rakenneteräksille molemmin puolin tuetussa tapauksessa.

Lommahduskerroin  $k_\sigma$  on kuvan 12, s. 44, tuentatapauksissa

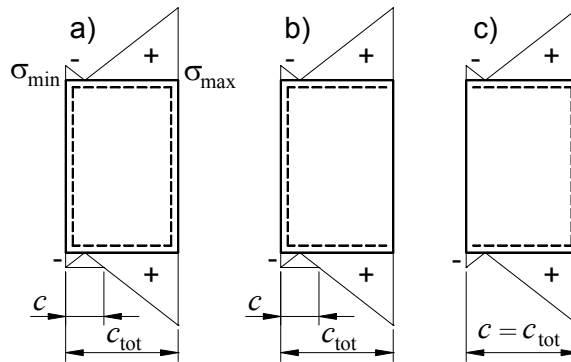
$$a) \quad k_\sigma = \begin{cases} \frac{8,2}{1,05 + \psi}, & \text{kun } \psi > 0 \\ 7,81 - 6,29\psi + 9,78\psi^2, & \text{kun } -1 \leq \psi \leq 0 \end{cases} \quad (50)$$

$$b) \quad k_\sigma = \begin{cases} \frac{0,578}{0,34 + \psi}, & \text{kun } \psi > 0 \\ 1,7 - 5\psi + 17,1\psi^2, & \text{kun } -1 \leq \psi \leq 0 \end{cases} \quad (51)$$

$$c) \quad k_\sigma = 0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2, \quad \text{kun } \psi \geq -3 \quad (52)$$

missä  $\psi$  on levykentän jännityssuhde, ks. kaavoja (55) ja (56), s. 48.

Lommahduskertoimen  $k_\sigma$  laskennalle on esistandardissa prEN 1993-1-5 (2003, s. 15) annettu muuten kattavat kaavat, mutta kuvassa 14 esitetyille tapauksille, joissa maksimijännityksen (veto positiivista) ja minimijännityksen suhde on itseisarvoltaan suuri, standardien kaavoissa on harhaanjohtavia rajoituksia, mikä osoitetaan seuraavaksi.



Kuva 14. Suurimman puristusjännityksen  $\sigma_{\min}$  sijainti eri tuentatapauksissa.

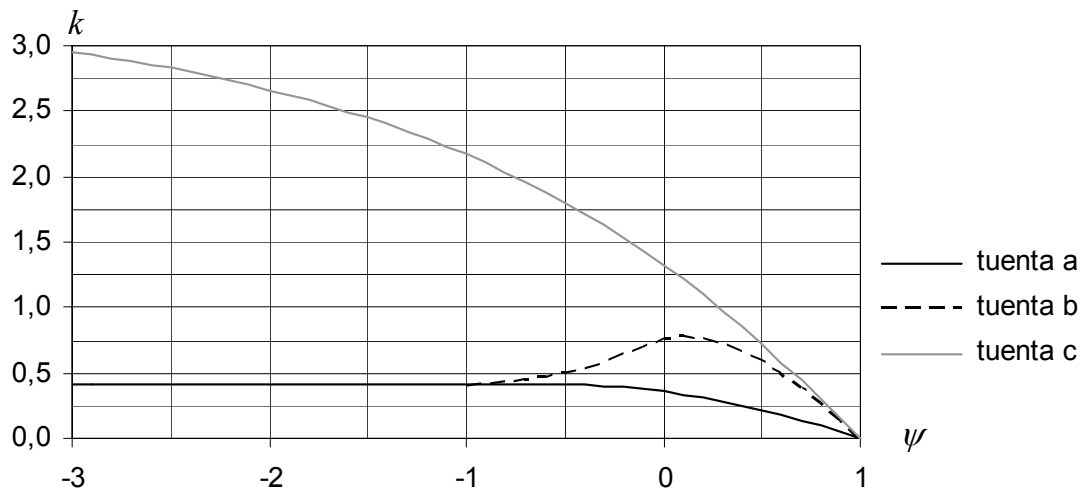
Tarkastellaan levykentän, jonka kokonaisleveys on  $c_{\text{tot}}$ , puristetusta laidasta erotettua osakenttää, jonka leveys on  $c$ . Osakentän tuentatavan oletetaan olevan sama kuin kokonaiskentän tuentatavan. Tutkitaan, miten osakentän levennys vaikuttaa osakentän suhteellisen hoikkuuden arvoon. Osakentän leveys voidaan esittää muodossa

$$c = \frac{1 - \psi}{1 - \psi_{\text{tot}}} \cdot c_{\text{tot}} \quad (53)$$

missä  $\psi_{\text{tot}}$  on koko levykentän jännityssuhde ja  $\psi$  on tarkasteltavan osakentän jännityssuhde. Kun yhdistetään kaavat (44) ja (53), osakentän suhteellisen hoikkuuden  $\bar{\lambda}_\sigma$  lausekkeeksi saadaan

$$\bar{\lambda}_\sigma = \frac{k}{1-\psi_{\text{tot}}} \frac{c_{\text{tot}}}{t} \sqrt{\frac{12\sigma_{\text{Re}}(1-\nu^2)}{\pi^2 E}}, \text{ missä } k = \frac{1-\psi}{\sqrt{k_\sigma(\psi)}} \quad (54)$$

Osakentän suhteellisen hoikkuuden kaavan tekijät ovat vakioita tekijää  $k$  lukuun ottamatta. Kuvassa 15 on esitetty kaavassa esiintyvän kertoimen  $k$  kuvaajat eri tuentatavoille.



Kuva 15. Osakentän suhteellisen hoikkuuden määrittävä tekijä  $k$  osakentän jännityssuhteen  $\psi$  funktiona tuentatavoilla a, b ja c.

Tuentatavan (a) kuvaaja on laskettu esistandardissa prEN 1993-1-5 (2003, s. 15) esitetyllä tavalla myös välillä  $(-3, -1)$ . Tällä välillä lommahduskertoimen lauseke tuentatavalle (a) on  $k_\sigma = 5,98(1-\psi)^2$ . Kun tämä lauseke sijoitetaan kaavan (54) tekijän  $k$  kaavaan, saadaan tekijälle  $k$  vakioarvo 0,409. Tästä syystä tuentatavalla (a) kerroin  $k$  ja siten myös osakentän suhteellinen hoikkuus eivät muutu kun  $\psi < -1$ , mikä nähdään myös kuvasta 15.

Tuentatavalle (b) on esistandardin mukaan voimassa vain arvot välillä  $(-1, 1)$ , mutta kyseinen käyrä tavoittaa enemmän tuetun tapauksen (a) kohdassa, jossa  $\psi = -1$ . Tuentatapa (b) samaistuu siis tapaukseen (a) tätä pienemmillä jännityssuhteen arvoilla.

Kuvaajista nähdään, että tuentatavoilla (a) ja (b) tarkasteluun tarvitsee ottaa vain osakenttä, jonka leveys vastaa jännityssuhteen arvoa  $\psi = -1$ . Sen sijaan jos meneteltäisiin yleisellä tavalla, lommahduskertoimen arvoksi otettaisiin korkeintaan lommahduskertoimen arvot, jotka vastaavat jännityssuhdetta  $\psi = -3$  tuentatavalle (a) ja  $\psi = -1$  tuen-

tatavalle (b). Tämä lommahduskertoimien kaavojen pätevyysalueista johtuva rajausta ei kuitenkaan näkyisi kaavaa (44), s. 41, käytettäessä, jolloin tulos olisi turhaan varmalla puolella.

Kuvasta 15 nähdään, että esitetty menettely ei sovi tuentatapaukselle (c) ilman tarkempia tutkimuksia, koska tuentatapaa (c) vastaava tekijän  $k$  arvo ei saavuta vakioarvoa esistandardissa esitetyn kaavan pätevyysalueella. Näin ollen ilman tarkempia tarkasteluja on laskelmissa tyydyttävä standardin rajoitukseen  $\psi_{\min} = -3$ .

Edellä esitettyjen tulkintojen mukainen laskennallinen jännityssuhde  $\psi$  ja laskennallinen leveys  $c$  ovat kuvan 12, s. 44, tuentatapauksissa

$$\text{a) ja b) } \psi = \max(\psi_{\text{tot}}, -1) \quad , \quad c = \min\left(c_{\text{tot}}, \frac{2c_{\text{tot}}}{1 - \psi_{\text{tot}}}\right) \quad (55)$$

$$\text{c) } \psi = \max(\psi_{\text{tot}}, -3) \quad , \quad c = c_{\text{tot}} \quad (56)$$

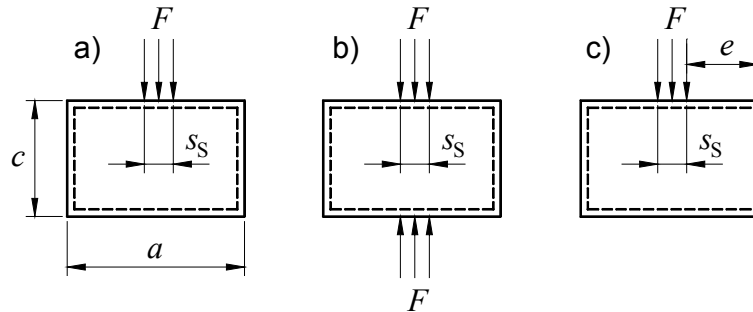
$$\text{missä } \psi_{\text{tot}} = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{min}}} \quad (57)$$

- $c_{\text{tot}}$  = koko levykentän leveys
- $\sigma_{\text{max}}$  = koko levykentän suurin jännitys
- $\sigma_{\text{min}}$  = koko levykentän pienin jännitys (negatiivinen)

Luonnollisesti, jos  $\sigma_{\text{min}} \geq 0$ , normaalijännitykseen liittyvä lommahdustarkastelu on tarpeeton, koska puristusta ei ole.

#### 4.4.2 Lujuuden redusointikerroin pistevoimakuormituksessa

Pistevoimakuormitukseen liittyvät tuentatapaukset ovat kuvan 16 mukaiset.



Kuva 16. Pistekuormitustapaukset. Katkoviiva tarkoittaa nivelöityä reunaa.

Kuvassa esitetyissä tuentatapauksissa pistevoimakestävyyden huomioon ottava materiaalin lujuuden redusointikerroin  $\chi_F$  saadaan lausekkeesta

$$\chi_F = \frac{0,5}{\bar{\lambda}_F}, \quad \chi_F \leq 1,0 \quad (58)$$

missä  $\bar{\lambda}_F$  on levykentän suhteellinen hoikkuus puristavassa pistevoimakuormituksessa.

Suhteellisen hoikkuuden lauseke on

$$\bar{\lambda}_F = \sqrt{\frac{\sigma_{Re} l_y c}{0,9 \cdot k_F E t^2}} \quad (59)$$

missä  $k_F$  = lommahduskerroin  
 $l_y$  = pistekuorman  $F$  tehollinen jakaantumispituus  
 $c$  = levykentän leveys (uuman korkeus)  
 $t$  = levykentän paksuus

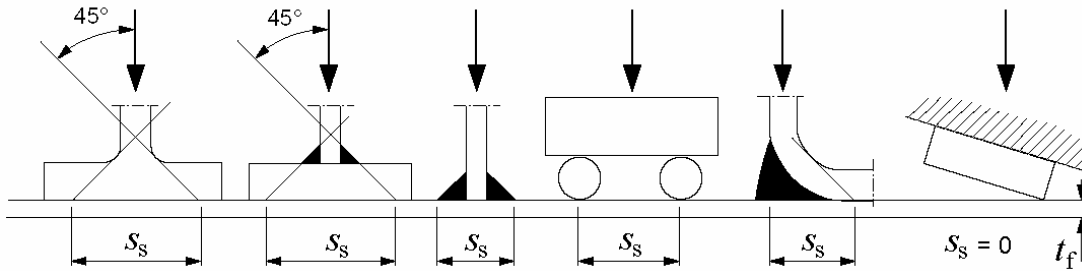
Kuvan 16 tapauksia ja merkintöjä vastaavat lommahduskertoimet  $k_F$  ovat

$$a) \quad k_F = 6 + 2 \left( \frac{c}{a} \right)^2 \quad (60)$$

$$b) \quad k_F = 3,5 + 2 \left( \frac{c}{a} \right)^2 \quad (61)$$

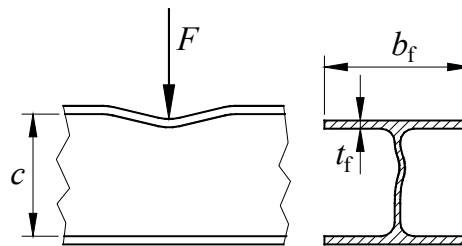
$$c) \quad k_F = 2 + 6 \left( \frac{s_s + e}{c} \right)^2, \quad k_F \leq 6 \quad (62)$$

missä  $s_s$  on kuorman jakaantumispituus. Kuorman jakaantumispituutta määritettäessä voiman ajatellaan leviävän umpiaineessa  $45^\circ$  kulmassa. Kuvassa 17 on esitetty muutamia esimerkkejä jakaantumispituuden  $s_s$  määrittämiseksi.



Kuva 17. Kuormituspituuden määrittäminen (Lehtinen, 2000).

Tutkittavaan levykenttään liittyvän laipan paksuutta  $t_f$  ei oteta huomioon mitassa  $s_s$ . Kuvasta 18 nähdään, että uuman lommahdukseen liittyy myös muodonmuutos laipassa. Tämä otetaan huomioon kuorman tehollista jakaantumispituutta määritettäessä. Tehollinen jakaantumispituus  $l_y$  on kuvan 16 tapauksille



Kuva 18. Muodonmuutos laipassa.

$$l_y = \begin{cases} l_{y1}, & \text{tapauksille (a) ja (b)} \\ \min(l_{y1}, l_{y2}, l_{y3}), & \text{tapaukselle (c)} \end{cases} \quad (63)$$

missä

$$l_{y1} = s_s + 2t_f(1 + \sqrt{m_1 + m_2})$$

$$l_{y2} = l_e + t_f \sqrt{\frac{m_1}{2} + \left(\frac{l_e}{t_f}\right)^2 + m_2} \quad (64)$$

$$l_{y3} = l_e + t_f \sqrt{m_1 + m_2}$$

missä  $s_s$  = kuorman jakaantumispituus

$t_f$  = laipan paksuus

$$l_e = \frac{k_F E t^2}{2\sigma_{Re} c}, \quad l_e \leq s_s + e$$

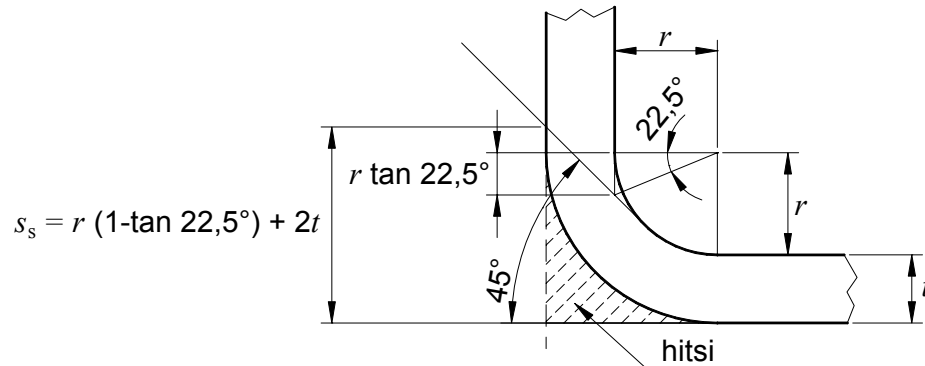


$$m_1 = \frac{\sigma_{\text{Ref}} b_f}{\sigma_{\text{Re}} t}$$

$$m_2 = \begin{cases} 0, & \text{kun } \bar{\lambda}_F \leq 0,5 \\ 0,02 \left( \frac{c}{t_f} \right)^2, & \text{kun } \bar{\lambda}_F > 0,5 \end{cases}$$

$\sigma_{\text{Ref}}$  = laipan myötölujuus  
 $\sigma_{\text{Re}}$  = tutkittavan levykentän (uuman) myötölujuus  
 $b_f$  = laipan leveys, kotelopalkeissa tehollinen  $b_f$  ulottuu enintään etäisyydelle  $15 \cdot \varepsilon \cdot t_f$   
 $\varepsilon$  = materiaalivakio, yhtälö (45), s. 42  
 $\nu$  = Poisson'n vakio eli suppeumakerroin

Kuorman jakaantumispituuden  $s_s$  määrittämiseen liittyy usein kylmämuovattujen palkin nurkkapyöristyksen geometrian tarkastelu. Kuvassa 19 on esitetty putkipalkin nurkkapyöristykseen liittyvä geometria. Kuvassa kuorman jakaantumispituuden  $s_s$  määrittäminen liittyy tapaukseen, jossa kulmapyöristyksen alue on täytetty hitsillä.



Kuva 19. Putkipalkin nurkkapyöristyksen geometrinen tarkastelu.

Geometrian perusteella mitalle  $s_s$  saadaan lauseke

$$s_s = r(1 - \tan 22,5^\circ) + 2t = r(2 - \sqrt{2}) + 2t \quad (65)$$

Putkipalkeille ulkopinnan pyöristyssäde  $R$  annetaan yleensä seinämänpaksuuden funktiona. Tällöin edellinen lauseke voidaan saattaa muotoon

$$s_s = t[k(2 - \sqrt{2}) + \sqrt{2}] \quad (66)$$

missä  $t$  = putkipalkin seinämänpaksuus

$k$  = kerroin, joka ilmoittaa ulkopinnan pyöristyksen  $R$  muodossa  $R = kt$

Taulukkoon 5 on koottu putkipalkkien ulkopinnan pyöristyksen määrittävien vakioiden  $k$  arvot. Pistevoimatarkastelussa on käytettävä minimiarvoja. Useimmissa muissa laskelemissa maksimiarvon käyttö puoltaa paikkansa. Huomautettakoon, että vielä 1990-luvun loppupuolella Stalatable Oy:n valmistamien putkipalkkien ulkokulman pyöristyssäteet olivat suuruudeltaan ja toleranssiltaan pienempiä kuin taulukossa 5 ilmoitetut arvot.

Taulukko 5. Putkipalkkien ulkopinnan pyöristyssäteen  $R$  määrittävät kertoimet  $k$ . Pyöristyssäde on  $R = kt$ , missä  $t$  on seinämänpaksuus. Lähteet: Asva Oy (2002) ja Stalatable Oy (2000).

materiaali paksuus	austeniittinen ruostumaton teräs	yleinen rakenneteräs
$t \leq 6$ mm	1,6 – 2,4	1,6 – 2,4
$6$ mm $< t \leq 10$ mm	2,4 – 3,6	2,0 – 3,0
$t > 10$ mm	2,4 – 3,6	2,4 – 3,6

#### 4.4.3 Lujuuden redusointikerroin leikkauskuormituksessa

Leikkauslommahduksen huomioon ottava materiaalin lujuuden redusointikerroin  $\chi_\tau$  saadaan lausekkeesta

$$\chi_\tau = \frac{0,83}{\bar{\lambda}_\tau}, \quad \chi_\tau \leq 1,0 \quad (67)$$

missä  $\bar{\lambda}_\tau$  on uuman suhteellinen hoikkuus leikkausrasituksessa. Tämän suhteellisen hoikkuuden lauseke on

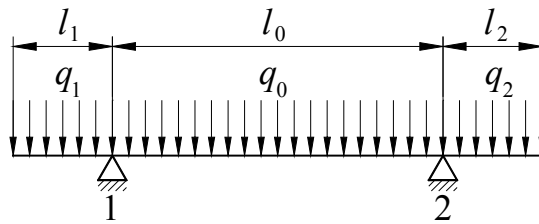
$$\bar{\lambda}_\tau = \frac{c/t}{37,4\varepsilon\sqrt{k_\tau}} = 0,838 \cdot \frac{c}{t} \sqrt{\frac{\sigma_{\text{Re}}(1-\nu^2)}{k_\tau E}} \quad (68)$$

- missä  $\sigma_{\text{Re}}$  = materiaalin myötölujuus  
 $k_\tau$  = leikkauslommahduskerroin  
 $E$  = kimmomoduuli  
 $\nu$  = Poisson'n vakio  
 $t$  = levynpaksuus  
 $c$  = levykentän leveys  
 $\varepsilon$  = materiaalivakio, ks. yhtälöä (45), s. 42

Kaavan jälkimmäinen muoto on saatu sijoittamalla ensimmäiseen muotoon tekijän  $\varepsilon$  lauseke. Pitkille levykentille leikkauslommahduskertoimelle  $k_\tau$  on perusteltua ottaa arvoksi pienin mahdollinen arvo  $k_\tau = 5,34$ .

## 4.5 Kaksitukisen palkin rasitukset ja siirtymät

Tarkastellaan vapaasti tuetun kaksitukisen liikkuvalla kuormalla kuormitetun palkin rasituksia ja siirtymiä. Tutkittava tapaus on esitetty kuvassa 20. Oletetaan, että taivutus on suoraa ja vääntövapaata. Palkin oletetaan olevan vakiopoikkileikkauksinen. Palkin omaa massaa ei oteta huomioon.



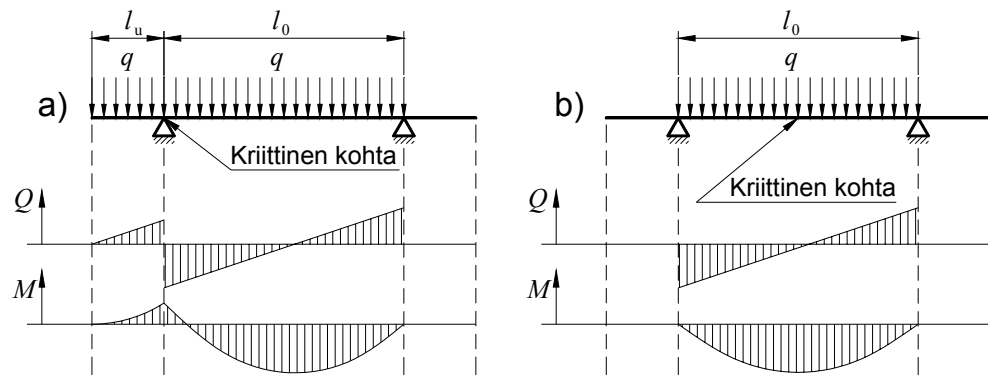
Kuva 20. Vapaasti tuettu kaksitukinen viivakuormalla kuormitettu palkki.

### 4.5.1 Sisäiset voimasuureet

Sisäisiä voimasuureita määritettäessä kuorman liikkuvuus on otettava huomioon. Staattisen tasapainon yhtälöiden perusteella kuvan 20 tapauksessa ylöspäin suuntautuville tukireaktioille saadaan lausekkeet

$$\begin{aligned}
 F_1 &= \frac{1}{2} \left[ q_0 l_0 + q_1 l_1 + q_2 l_2 + \left( 1 + \frac{l_1}{l_0} \right) q_1 l_1 - \left( 1 + \frac{l_2}{l_0} \right) q_2 l_2 \right] \\
 F_2 &= \frac{1}{2} \left[ q_0 l_0 + q_1 l_1 + q_2 l_2 - \left( 1 + \frac{l_1}{l_0} \right) q_1 l_1 + \left( 1 + \frac{l_2}{l_0} \right) q_2 l_2 \right]
 \end{aligned} \tag{69}$$

Vakiopoikkileikkauksisen palkin kestävyuden kannalta kriittisiä pisteitä ovat tukivälin keskipiste ja tukien kohdat. Tuen kohdalla taivutusmomentti riippuu vain ulokkeen kuormituksesta. Leikkausvoima tuen kohdalla on kuitenkin suurin, kun vain sen molemmilla puolilla olevat kentät ovat kuormitettuina. Tukien välillä taivutusmomentti saa suurimman arvon, kun ulokkeilla ei ole kuormaa ollenkaan.



Kuva 21. Palkin rasiusten kannalta kriittiset kuormitusjakaumat, kun tutkittava kohta on pitemmän ulokkeen kohdalla (a) tai tukivälin keskellä (b).

Tapauksessa (a) sisäiset voimasuureet ovat yleensä kriittisimmät kohdassa, joka sijaitsee välittömästi tuen vieressä palkin keskialueen puolella. Kuten kuvasta 21a nähdään, kaikki sisäiset voimasuureet ovat tällä puolella tukea suuremmat tai yhtä suuret kuin ulokkeen puolella. Nämä kriittiset kuormitusyhdistelmät ovat

$$\begin{cases} |Q| = \frac{q}{2} \left( l_0 + \frac{l_u^2}{l_0} \right) \\ M = \frac{1}{2} q l_u^2 \end{cases} \quad \text{ja} \quad \begin{cases} Q = 0 \\ M = -\frac{1}{8} q l_0^2 \end{cases} \quad (70)$$

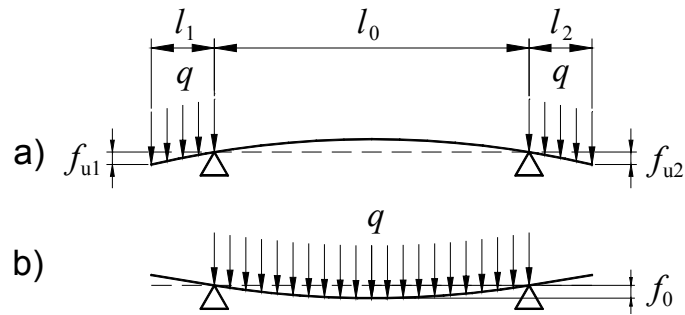
$$\begin{cases} |Q| = \frac{q}{2} \left( l_0 + \frac{l_u^2}{l_0} \right) \\ M = \frac{1}{2} q l_u^2 \end{cases} \quad \text{ja} \quad \begin{cases} Q = 0 \\ M = -\frac{1}{8} q l_0^2 \end{cases} \quad (71)$$

missä  $q$  = viivakuorman suurin mahdollinen arvo  
 $l_u$  = pitemmän ulokkeen pituus =  $\max(l_1, l_2)$   
 $l_0$  = tukiväli

Ensin mainittu kuormitusyhdistelmä pätee pitemmän ulokkeen kohdassa, joka sijaitsee välittömästi tuen vieressä palkin keskialueen puolella. Jälkimmäinen kuormitusyhdistelmä pätee tukivälin keskikohdassa.

#### 4.5.2 Siirtymät

Siirtymien kannalta kriittisiä suureita ovat ulokkeiden päiden taipumat ja kaltevuudet sekä tukivälin keskikohdan taipuma. Määräävät kuormitustapaukset on esitetty kuvassa 22.



Kuva 22. Palkin kriittiset taipumat ja niitä vastaavat kuormitusjakaumat.

Alkeistapauksia (Pennala, 1982, s. 102...110) yhdistelemällä saadaan kuvan 22a tapauksessa ulokkeiden päiden taipumiksi ja kaltevuuksiksi

$$f_{u1} = \frac{q}{24EI} [l_1^3(4l_0 + 3l_1) + 2l_2^2l_0l_1] \quad (72)$$

$$f_{u2} = \frac{q}{24EI} [l_2^3(4l_0 + 3l_2) + 2l_1^2l_0l_2]$$

$$\theta_{u1} = \frac{q}{12EI} (2l_1^2(l_0 + l_1) + l_2^2l_0) \quad (73)$$

$$\theta_{u2} = \frac{q}{12EI} (2l_2^2(l_0 + l_2) + l_1^2l_0)$$

missä  $E$  = palkkimateriaalin kimmomoduuli  
 $I$  = palkin jäyhyysmomentti

Kuvan 22b tapaus vastaa suoraan alkeistapausta (Pennala, 1982, s. 104), jonka mukaan taipuma tukivälin keskellä ja kaltevuus tuilla on

$$f_0 = \frac{5}{384} \frac{ql_0^4}{EI} \quad (74)$$

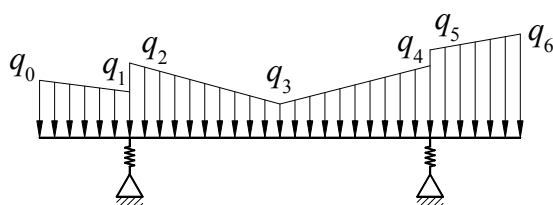
$$\theta_1 = \theta_2 = \frac{ql_0^3}{24EI} \quad (75)$$

### 4.5.3 Tukien joustavuuden vaikutus siirtymiin

Rakenteen osat ovat yleensä aina joustavasti tuettuja. Esimerkiksi ritilät tukeutuvat joustaviin jalkalistoihin, jotka tukeutuvat edelleen joustaviin kannattimiin. Nivelellises-

ti tuetun palkin rasitusten kannalta tukipisteiden joustolla ei ole merkitystä, mutta jos jousto on merkittävä, se on otettava huomioon tutkittavan palkin siirtymiä tarkasteltaessa. Pelkän palkin keskikohdan taipuman tarkastaminen muodossa  $l/n$ , ks. kohtaa 1.1.1, s. 11, on yleensä aina epävarmalla puolella oleva menettely, kun tuet ovat joustavia. Siirtymätarkastelu muodossa  $l/n$  olisi sopiva ainoastaan, jos tukipisteiden siirtymät olisivat nolliä. Ne eivät kuitenkaan yleensä ole nolliä, jolloin kaltevuus muodostuukin suuremmaksi. Toisaalta siirtymää ei ole enää mielekäästä tarkastella ainoastaan tutkittavan palkin jouston perusteella, koska myös tukirakenne joustaa.

Kun tukien joustavuuden lisäksi kuorma on liikkuva, ongelma muodostuu jo staattisesti määrättyssä perustapauksessa usein varsin mutkikkaaksi. Esimerkiksi kuvissa 21 ja 22 esitetyt kuormitusjakaumat eivät välttämättä ole kriittisiä, koska lisäkuorma kuvien kuormittamattomilla alueilla saattaisi lisätä joustavien tukien siirtymiä enemmän kuin tutkittavan palkin sisäiset siirtymät vähenevät. Yleisessä tapauksessa kriittinen kuormitusjakauma voi siis muodostua hyvinkin vaihtelevaksi. Likimääräiseen ratkaisuun päästäisiin, kun annettaisiin kuormitukselle matemaattisesti riittävän suuret mahdollisuudet liikkua, esimerkiksi kuvassa 23 esitettyjen suureiden  $q_0 \dots q_6$  arvojen mukaisesti.



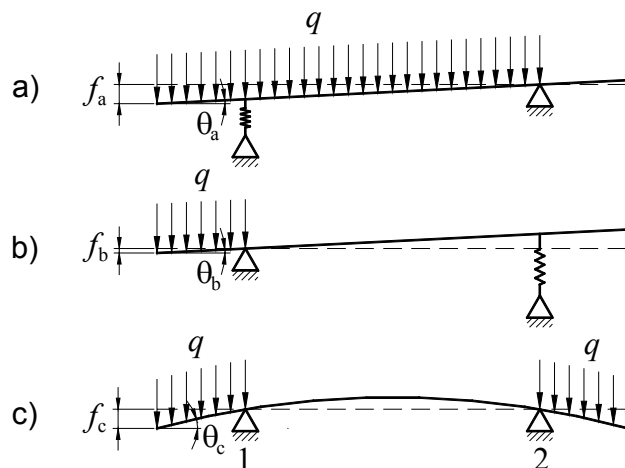
Kuva 23. Esimerkki mahdollisesta kuormitusjakaumasta joustavasti tuetun palkin siirtymiä tutkittaessa.

Tämän jälkeen määritettäisiin maksimisiirtymät optimoimalla. Muuttujia olisivat kuormituksen arvot ja maksimoitavia kohdefunktioita olisivat rakenteen siirtymät. On selvää, että tällaisen ratkaisumenetelmän käyttöönotto olisi laskennallisesti kovin työläs. Varmalla puolella olevia ratkaisuja on mahdollista saada huomattavasti helpommin. Tällaisia menetelmiä käsitellään seuraavaksi. Näissä yksinkertaistetuissa esimerkeissä ei oteta huomioon tukipisteiden siirtymiä, jotka eivät aiheudu tutkittavan palkin kuormituksista. Tähän liittyen on syytä korostaa, että tukien siirtymiä voivat aiheuttaa tut-

kittavan palkin kuormitusten lisäksi samoihin tukiin tukeutuvat muut kuormitetut elementit. Esimerkiksi tutkittaessa ritilän kannatinlattan tukikohtien joustoa, on selvää, että myös ympäröivien kannatinlattojen kuormitukset on otettava huomioon tukipisteen siirtymiä määritettäessä. Samoin yhteen kannattimeen tukeutuu yleensä vähintään kaksi jalkalistaa.

#### 4.5.3.1 Palkin ulokkeet

Ulokkeiden siirtymien osalta ratkaisu on varmallalla puolella, kun käytetään sopivasti kolmea eri kuormitusjakaumaa, jotka todellisuudessa eivät päde yhtä aikaa. Nämä kuormitusjakaumat on esitetty kuvassa 24. Tässä tapauksessa tutkitaan tuen 1 puoleisen ulokkeen pään siirtymiä.



Kuva 24. Ulokkeen pään siirtymät kriittisillä kuormitusjakaumilla, kun eri kohdissa oletetaan vain yhden seuraavista elementeistä olevan joustava: a) tuki 1, b) tuki 2, c) palkki.

Kuvan kuormitustapauksessa (a) määritetään tutkittavan ulokkeen puoleisen tuen jouston aiheuttamat siirtymät kuormitusjakaumalla, joka antaa siirtymille suurimmat mahdolliset arvot. Samasta syystä toisella puolella olevan tuen joustosta aiheutuvat siirtymät määritetään kuormitusjakaumalla (b). Ja edelleen palkin omasta joustosta aiheutuvat siirtymät määritetään kuormitusjakaumalla (c). Lopuksi saadaan ulokkeen pään varmallalla puolella olevien siirtymien arvot superponoimalla tapauksien (a), (b) ja (c)



aiheuttamat siirtymät keskenään. Näin menetellen saadaan tulos, jonka mukaan ulokkeen pään siirtymille  $f_{u1}$  ja  $\theta_{u1}$  on voimassa

$$f_{u1} < f_a + f_b + f_c$$

$$\theta_{u1} < \theta_a + \theta_b + \theta_c$$

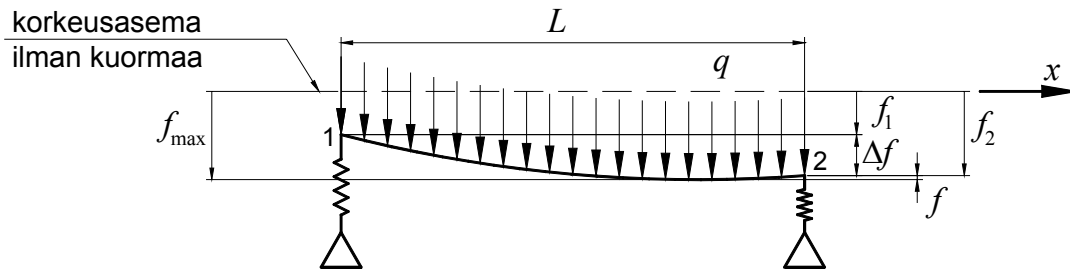
Vastaavat tarkastelut tehdään myös ulokkeelle 2. On huomattava, että pidemmän ulokkeen siirtymät eivät välttämättä ole määrääviä, jos tukien joustavuudet ovat erisuuret.

#### 4.5.3.2 Tukiväli

Samantapaista menettelyä voidaan käyttää myös tukivälin suurimman translaatiosiihtymän määrittämisessä. Tukien välisen suurimman siirtymän sijaintia ei tiedetä ennalta, joten eri joustoista aiheutuvat siirtymät on aluksi esitettävä tukivälin jokaisessa pisteessä.

Määritetään aluksi tukivälin siirtymät kuvan 24 kohtien (a) ja (b) mukaisilla kuormitusjakaumilla. Tämän jälkeen nämä tukipisteiden joustojen aiheuttamat siirtymät superponoidaan kuvassa 22b esitetyn kuormitusjakauman aiheuttamiin siirtymiin. Kun siirtymän yläestimaatin lauseke on valmis, määritetään sen ääriarvo tukipisteiden välillä. Kaltevuus on suurimmillaan ylempälle jäävän tuen kohdalla, joten sen sijaintia ei tarvitse erikseen etsiä. Kun edellä kuvattu analyysi on kertaalleen tehty, on yleensä tutkittava vielä tapaus, jossa tukien joustojen oletetaan olevan vastakkaisuuntaiset. Tällöin kuvan 24 tapauksien (a) ja (b) kuormitusjakaumissa tuen 1 puoleisen ulokkeen kuormat siirretään tuen 2 puoleisen ulokkeen päälle.

Tarkastellaan seuraavaksi esimerkkiä, jossa tukipisteiden siirtymät on jo määrätty edellä kuvatulla, varmalla puolella olevalla tavalla, ja tehtävänä on määrittää tukivälin suurimmat siirtymät. Tapaus on esitetty kuvassa 25.



Kuva 25. Joustavasti tuetun palkin siirtymät. Siirtymät  $f_1$  ja  $f_2$  aiheutuvat viivakuorman  $q$  lisäksi myös muista samoille tuille tulevista kuormista.

Jos vaakasuoran palkin tukipisteiden korkeusasemat saavat kuormitettaessa eri arvot, kaltevuus tulee korkeammalla olevassa päässä suuremmaksi.

Asetetaan palkin  $x$ -akseli siten, että nollapiste on kuvan 25 pisteessä 1. Siirtymille oletetaan  $f_1 \leq f_2$ . Tukipisteiden siirtymistä aiheutuvat siirtymät palkin alueella ovat

$$f(x) = f_1 + \frac{\Delta f}{L} x \quad (76)$$

Kun tämä lauseke superponoidaan tasaisesti kuormitetun palkin taipuman lausekkeen (Pennala 1982, s. 104) kanssa, saadaan koko rakenteen siirtymäksi kohdassa  $x$

$$f(x) = \frac{q}{24EI} (L^3 x - 2Lx^3 + x^4) + f_1 + \frac{\Delta f}{L} x, \quad 0 \leq x \leq L \quad (77)$$

Siirtymän maksimi-arvo saadaan derivoimalla siirtymän lauseke koordinaatin  $x$  suhteen ja ratkaisemalla derivaatan nollakohta. Jos derivaatalla ei ole nollakohtaa välillä  $x = 0 \dots L$ , maksimisiirtymä on  $f_{\max} = f_2$ . Siirtymän derivaatan lauseke on

$$\frac{df}{dx} = \frac{q}{24EI} (L^3 - 6Lx^2 + 4x^3) + \frac{\Delta f}{L} \quad (78)$$

Derivaatan nollakohta  $x_{\text{nk}}$  voidaan siis ratkaista yhtälöstä

$$4x_{\text{nk}}^3 - 6Lx_{\text{nk}}^2 + L^3 + \frac{\Delta f}{L} \frac{24EI}{q} = 0 \quad (79)$$

Yhtälö on kolmannen asteen polynomi ja se ratkeaa numeerisesti esimerkiksi sekanttimenetelmällä, jolla voidaan ratkaista mikä tahansa yhtälö. Ratkaisualgoritmi on (Råde & Westergren 2001)

$$x_{n+1} = x_n - g(x_n) \cdot \frac{x_n - x_{n-1}}{g(x_n) - g(x_{n-1})} \quad (80)$$

missä  $x$  = yhtälön  $g(x) = 0$  ratkaisu eli funktion  $g(x)$  nollakohta  
 $g(x)$  = yhtälöä  $g(x) = 0$  vastaava funktio  $y = g(x)$   
 $(x_n)$  = yhtälön ratkaisuksi suppeneva lukujono

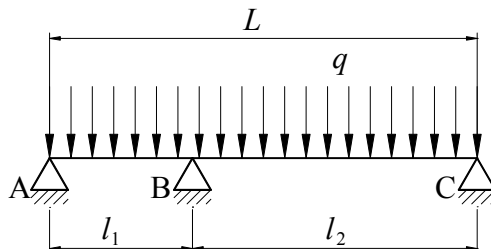
Algoritmia käytetään siten, että annetaan kaksi alkuarvausta, esim.  $x_1 = 0$  ja  $x_2 = L$ , ja ratkaistaan jonolle  $(x_n)$  arvoja kunnes saavutetaan riittävä tarkkuus eli ratkaisuapproksimaatio muuttuu uusilla ratkaisukierroksilla enää vähän. Ensimmäisellä iteraatiokierroksella indeksi  $n$  kaavassa (80) on  $n = 2$ .

Kun derivaatan nollakohta on löytynyt, maksimisiirtymä saadaan yhtälöstä (77) sijoituksella  $x = x_{nk}$ . Suurin kaltevuus on pisteessä 1 ja sen arvo on

$$\theta_{\max} = \frac{qL^3}{24EI} + \frac{\Delta f}{L} \quad (81)$$

## 4.6 Jatkuvan palkin tukireaktiot

Työtasoissa esimerkiksi ritilät ja jalkalistat ovat usein tukien kohdalla jatkuvia palkkeja, eli yhdellä palkilla on enemmän kuin kaksi niveltukea. Tällaisten rakenteiden analysointi, kun kuorma on liikkuva ja tuet ovat joustavia, on yleensä hyvin mutkikasta. Tukireaktioiden arvioinnin helpottamiseksi seuraavassa tarkastellaan tasaisesti kuormitettua kolmitukisen palkin tukireaktioita, kun tuet eivät ole joustavia. Tutkittava tapaus on esitetty kuvassa 26.



Kuva 26. Kolmesta kohdasta vapaasti tuettu, tasaisesti kuormitettu palkki.

Kuvan 26 merkinnöin taivutusmomentti kohdassa B on (Saikkonen, 1992, s. 142)

$$M_B = \frac{q}{8} \cdot \frac{l_1^3 + l_2^3}{l_1 + l_2} \quad (82)$$

Tukireaktiot ovat (Saikkonen, 1992, s. 142)

$$\begin{aligned} F_A &= \frac{ql_1}{2} - \frac{M_B}{l_1} = \frac{q}{8} \left( 4l_1 - \frac{l_1^3 + l_2^3}{l_1 L} \right) \\ F_B &= qL - F_A - F_C = \frac{q}{8} \left( 4L + \frac{l_1^3 + l_2^3}{l_1 l_2} \right) \\ F_C &= \frac{ql_2}{2} - \frac{M_B}{l_2} = \frac{q}{8} \left( 4l_2 - \frac{l_1^3 + l_2^3}{l_2 L} \right) \end{aligned} \quad (83)$$

Jälkimmäiset lausekkeet on saatu sijoittamalla taivutusmomentin  $M_B$  lauseke kaavasta (82) kaavan (83) ensimmäisiin lausekkeisiin. Jos keskimäinen tuki on palkin keskikohdassa, eli  $l_1 = l_2 = L/2$ , tukireaktiot ovat

$$\begin{aligned} F_A &= 18,75\% \cdot qL \\ F_B &= 62,5\% \cdot qL \\ F_C &= 18,75\% \cdot qL \end{aligned} \quad (84)$$

Nelitukiselle, tasavälisesti tuetulle, tasaisesti kuormitetulle palkille tukireaktioiden suhteelliset osuudet ovat 13:37:37:13 ja vastaavalle viisitukiselle palkille 10:29:23:29:10. Nämä tulokset on laskettu AGIFAP-tietokoneohjelmalla (LTKK, 1986). Esitetyt tulokset on koottu taulukkoon 6.

Taulukko 6. Vapaasti ja tasavälisesti tuetun, tasaisesti kuormitetun palkin tukireaktioiden suhteelliset suuruudet jatkuville palkeille ja tukien kohdilla ei-jatkuvilla palkeilla.

niveltukien lukumäärä	tukireaktioiden suhteet	
	jatkuva palkki	ei-jatkuva palkki
2	50 : 50	50 : 50
3	19 : 63 : 19	25 : 50 : 25
4	13 : 37 : 37 : 13	17 : 33 : 33 : 17
5	10 : 29 : 23 : 29 : 10	13 : 25 : 25 : 25 : 13

Taulukkoa käytettäessä on muistettava, että työtasojen kuormitus on todellisuudessa liikkuvaa eikä tasaista. Jatkuvilla palkeilla paikallisesti kevyempi kuormitus on tukireaktioidenkin kannalta usein kriittisempi kuin tasainen maksimikuormitus.

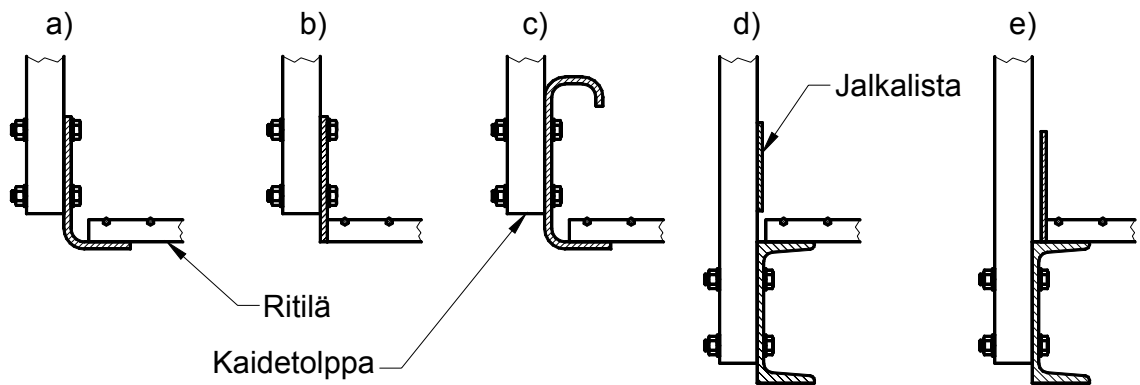
## 5 TYÖTASOKEHIKOT

Työtaso muodostuu kehestä, johon tason kulkupinta tukeutuu. Myös kaiteet kiinnitetään tähän keheeseen. Kehikon täytyy sisältää myös työtasojen jalkalistat tai mahdollistaa niiden kiinnitys.

### 5.1 Rakenneratkaisuja

#### 5.1.1 Jalkalistat

Standardin SFS-EN ISO 14122-3 mukaan (2001, s. 18) ”vähintään 100 mm korkea jalkalista on asennettava korkeintaan 10 mm etäisyydelle kävelytasosta ja tason reunasta”. Jalkalistan välittömässä läheisyydessä sijaitsee myös kaiteen kiinnitys. Kuvassa 27 on esitetty muutamia mahdollisuuksia jalkalistojen ja kaiteen kiinnityksen toteuttamiseksi.



Kuva 27. Jalkalistatyyppejä ja niihin liittyviä työtason kulkupinnan ja kaiteen tuentatapoja.

Yksinkertaisuudessaan tyypit (a) ja (b) ovat edullisia. Tyypissä (b) ongelmaksi muodostuu työtason kohdat, joissa tarvitaan kannatinlatan (kuva 29, s. 65) suuntaista jalkalistaa. Jalkalistan kiinnitys sidetankojen varaan ei nimittäin ole tukeva.

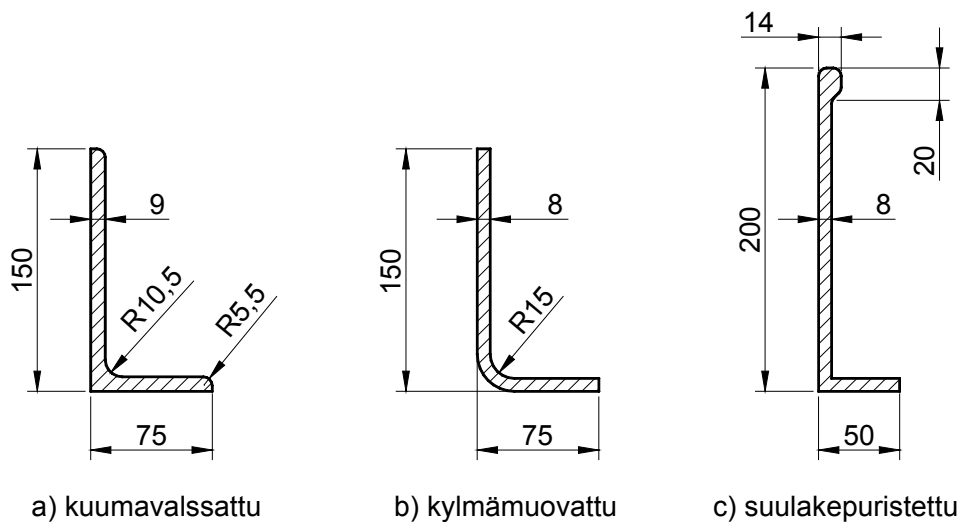
Tyyppi (c) on mutkikas. Jalkalistan ylälaidan taivutuksella saavutetaan kyllä lommahdusjäykistys jalkalistalle ja taitos tuo myös käyrästä jäykkyyttä, mutta samalla myös vääntökeskiö siirtyy yhä kauemmaksi kuormituskohdasta. Taivutettu ylälaita antaa tu-

kea kaiteelle, mutta jalkalistaan joudutaan tekemään loveuksia esimerkiksi kulkuaukkojen kohdille, jolloin jatkuvan profiilin edut poistuvat.

Tyypeissä (d) ja (e) jalkalistan lujuutta ei käytetä hyväksi. Toisaalta jalkalista voi olla ohut, jos se on profiloitu. Kuitenkin profilointi ja jalkalistan kiinnitys ovat ylimääräisiä työvaiheita, joita ei tarvita esimerkiksi tyyppin (a) mukaisessa ratkaisussa. Yleensä paperikoneiden työtasossa on käytetty tyyppin (a) mukaista ratkaisua, jota voidaan pitää hyvänä ratkaisuna.

### 5.1.2 Jalkalistoina käytettyjä profiileja

Jalkalistoina on käytetty kuvassa 28 esitettyjä profiileja.



Kuva 28. Jalkalistoina käytettävät kylmämuovattut, kuumavalssatut ja suulakepuristetut profiilit.

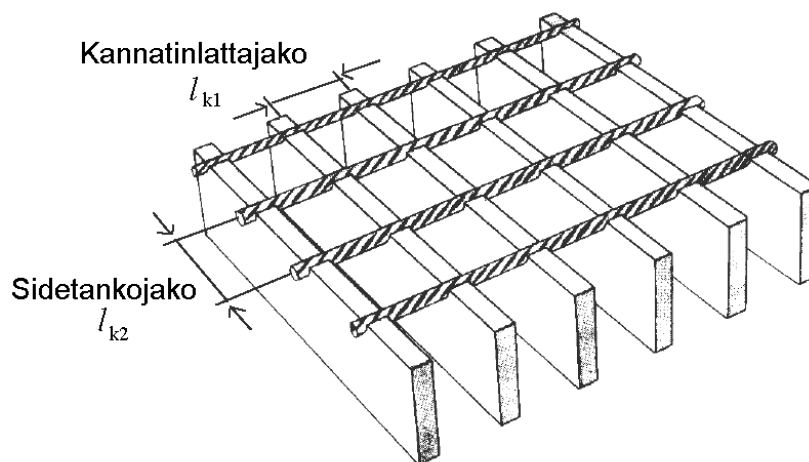
Kuvan 28a kuumavalssattua kulmaprofiilia L150×75×9 on saatavissa rakenneteräksestä ja alumiinista valmistettuna (Asva, tuoteluettelo 2002, s. 164). Alumiiniseosten kimmomoduuli on vain noin kolmasosa teräksen kimmomoduulista, joten alumiinista valmistetun profiilin on syytä olla korkeampi kuin teräksisen. Koska alumiinijalkalistassa on päädytty omaan profiiliin (c), on suulakepuristetun profiilin poikkileikkauksen muotoiluvapautta hyödynnetty siten, että jalkalistan ylälaitaan on tehty levennys, jonka tarkoituksena on antaa hieman tukea lommahdusta vastaan. Varjopuolena levennykselle

on se, että jalkalistan sisäpuolisten kaiteiden asennus vaatii lisäosia. Myös portaiden askelmien asennus voi vaikeutua, jos niitä joudutaan loveamaan levennyksen vuoksi.

Ruostumattomasta ja haponkestävästä teräksestä valmistettuna tiettävästi korkein saatavilla oleva kulmaprofiili on L130×65×8 (Valtanen 2002, s. 73). Tämän profiilin korkeus ei aivan riitä jalkalistaksi, koska ritilä on minimissään 25 mm korkea. Näin ollen jalkalistan korkeudeksi tulisi 97 mm, joka on alle standardin vaatiman 100 mm. Muun muassa tästä syystä ruostumattomasta ja haponkestävästä teräksestä valmistettavat jalkalistat tehdään kylmämuovatusista profiilista, kuva 28b.

### 5.1.3 Kulkupinnat

Työtasojen kulkupinnat valmistetaan tavallisesti ritilöistä, reikälevyistä tai kulkupinta-profiileista. Ritilät on valmistettu kannatinlatoista (”kantoteräs”), jotka on sidottu toisiinsa sidetangoilla (”sideteräs”). Nämä ritilän osat on esitetty kuvassa 29.



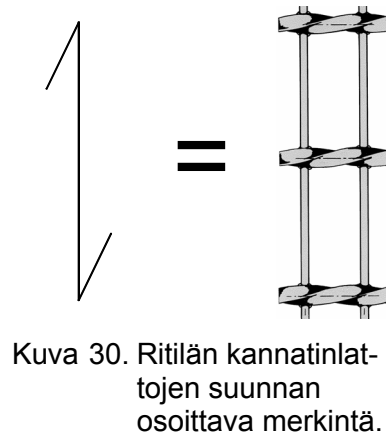
Kuva 29. Ritilän kannatinlatat ja sidetangot sekä niiden jaot (Finnritilä Oy, tuote-esite).

Ritilöiden mittojen esitystapa on vakiintunut. Esimerkiksi merkintä

$$16 \times 75 / 25 \times 2 - 1250 \times 1000$$

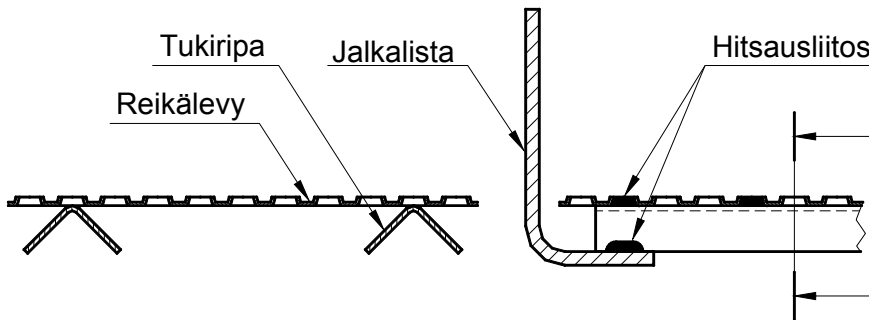
tarkoittaa ritilää, jonka kannatinlattajako on 16 mm ja sidetankojako 75 mm. Kannatinlattan korkeus on 25 mm ja paksuus 2 mm. Kannatinlattan pituus on 1250 mm ja ritilämätön leveys 1000 mm.

Ritilän kannatinlatat toimivat kantavina palkkeina, jotka välittävät pintakuormasta lattojen etäisyyden mukaisen kuorman ritilöitä kannattaville rakenteille. Kuvassa 30 on esitetty yleisesti käytössä oleva merkintä ritilän kannatinlattojen suunnan osoittamiseksi.



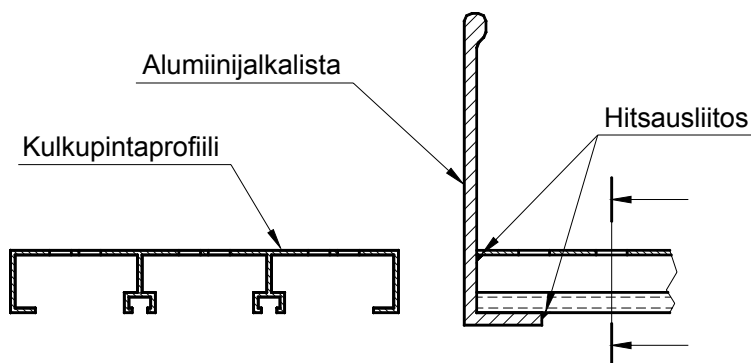
Kuva 30. Ritilän kannatinlattojen suunnan osoittava merkintä.

Kuvassa 31 on esitetty tyypillinen reikä- eli kraatterilevystä valmistettu kulkupinta ja sen kiinnitys jalkalistaan.



Kuva 31. Reikä- eli kraatterilevystä valmistettu kulkupinta ja sen kiinnitys jalkalistaan.

Alumiinista valmistetuissa hoitotasoissa on käytetty kuvassa 32 esitettyä ratkaisua.



Kuva 32. Alumiinista valmistettu kulkupintaprofiili ja sen kiinnitys jalkalistaan.



## 5.2 Kulkupinnan mitoitus

Eri kulkupintaratkaisuisissa kantavia osia ovat ritilän kannatinlatat, reikälevyjen tukirivat ja kulkupintaprofiilit. Näiden kantavien palkkien pitkittäiseen taivutukseen liittyvät tarkastelut voidaan tehdä pääosin samalla tavalla.

### 5.2.1 Kantavan palkin kestävyys

Kulkupinnan kantava palkki voi olla tuettu useammasta kuin kahdesta kohdasta. Palkin jatkuvuudesta saatavan lisäkapasiteetin käyttöönotto laskelmissa edellyttäisi kuitenkin perusteellisia tarkasteluja, joissa olisi otettu huomioon mm. palkkia tukevien rakenteiden joustavuus, valmistuksen epätarkkuustekijät, palkin kiinnikkeiden tiheys ja luotettavuus ja kuorman liikkuvuudesta aiheutuva epäedullisimman kuormitusyhdistelmän määrittäminen. Näistä syistä johtuen kulkupinnan kantavan palkin analysoinnissa kannattaa yleensä pysytellä kaksitukisen palkin oletuksessa eli olettaa, ettei palkki ole välitukien kohdalla jatkuva.

Yhdelle kantavalle palkille tulevat kuormat ovat

$$q_{Q0} = l_{k1} p_{Q0}$$

$$q = l_{k1} (\gamma_Q p_Q + \gamma_G p_G)$$
(85)

missä	$q_{Q0}$	=	käyttöviivakuorma
	$q$	=	mitoitusviivakuorma
	$p_{Q0}$	=	työtason käyttöpintakuorma (esim. 2 kN/m <sup>2</sup> )
	$p_Q$	=	työtason murtopintakuorma (esim. 5 kN/m <sup>2</sup> )
	$p_G$	=	kulkupinnan pinta-alapaino
	$\gamma_G$	=	pysyvien kuormien varmuuskerroin
	$\gamma_Q$	=	muuttuvien kuormien varmuuskerroin
	$l_{k1}$	=	kulkupinnan kantavien elementtien jako

Niveltuetuksi ja välituilla epäjatkovaksi oletetulle kantavalle palkille tuleva maksimi-taivutusmomentti ja -jännitys ovat

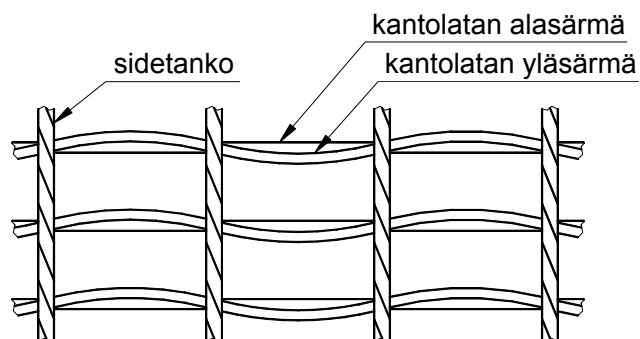
$$\begin{aligned} M &= \frac{1}{8} q L^2 \\ \sigma &= M / W \end{aligned} \quad (86)$$

missä  $q$  = kantavaan palkkiin kohdistuva mitoitusviivakuorma  
 $L$  = kantavan palkin pituus  
 $W$  = kantavan palkin taivutusvastus

Ritilän kannatinlatan taivutusvastus on  $W = \frac{1}{6} b h^2$ , missä  $b$  on kannatinlatan leveys ja  $h$  on kannatinlatan korkeus. Kantavan palkin suurimmalle jännitykselle tarkistetaan myötöehto (33), s. 38. Ritilän kannatinlatalle on tarvittaessa tarkistettava myös ehto (19), s. 32, missä  $\chi = \chi_{LT}$  on kantavan palkin kiepahduksen huomioon ottava myötölujuuden redusointikerroin.

## 5.2.2 Ritilän kannatinlatan kiepahdus

Ritilän kuormituksessa kannatinlattojen yläosassa vaikuttaa puristusjännitys, minkä vuoksi kannatinlatta voi kiepahtaa. Ritilän kannatinlatta on osittain yläosastaan sivusuunnassa joustavasti tuettu. Tämän tuennan muodostavat ritilän sidetangot. Tällaisen tuennan huomioon ottaminen kiepahdustarkastelussa tarkasti vaatisi perusteellisia laskelmia. Nyt kannatinlatan kiepahduskestävyyttä tarkastellaan karkeasti tutkimalla vain sidetankojen välistä osuutta. Kannatinlattojen oletettu kiepahdusmuoto on esitetty kuvassa 33. Kuvassa ei ole esitetty sidetankojen taipumista.



Kuva 33. Ritilän kannatinlattojen kiepahdus.

Sidetankojen kohdalla kiertymän latan pysty akselin ympäri oletetaan olevan vapaa, koska peräkkäisissä kannatinlattaosuuksissa kiepahdus voi tapahtua vastakkaisiin suuntiin kuvassa esitetyllä tavalla. Kuvasta nähdään myös, että kannatinlatan pysty akseli pysyy pystysuorassa asennossa sidetankojen kohdilla.

Kiepahdus saattaisi tapahtua myös siten, että useita peräkkäisiä kannatinlattaosuuksia kiepahtaisi samaan suuntaan. Tässä tapauksessa myös sidetankojen täytyisi liikkua pituussuunnassa. Jos ritilän kiinnitys on sellainen, että kyseinen kiepahdusmuoto on mahdollinen, on asia otettava erikseen huomioon.

Sidetankoja on tiheässä ritilän kannatinlatan tuentaväliin nähden. Tästä syystä sidetankojen välisen kannatinlattaosuuden kuormituksesta valtaosa aiheutuu muiden kannatinlattaosuuksien kuormituksesta. Samasta syystä voidaan riittävällä tarkkuudella myös olettaa taivutusmomentin olevan vakio sidetankojen välisellä osuudella.

Kapealla kannatinlatalla ei ole primaarista käyristymisjäyhyttä  $I_{\omega}$ , joten riittävällä tarkkuudella  $I_{\omega} = 0$ . Esitetyillä oletuksilla kiepahdusmomentin kaavasta (Eurocode 3, SFS-ENV 1993-1-1, liite F) sieventäen ritilän kannatinlatan sidetankojen väliselle osuudelle kimmoteorian mukaiseksi kiepahdusmomentiksi saadaan

$$M_{cr} = \frac{\pi}{l_{k2}} \sqrt{E \frac{hb^3}{12} \cdot G \frac{1}{3} hb^3} = \frac{\pi}{6l_{k2}} \sqrt{\frac{E^2 h^2 b^6}{2(1+\nu)}} \quad (87)$$

- missä
- $l_{k2}$  = ritilän sidetankojako
  - $h$  = ritilän korkeus = kannatinlatan korkeus
  - $b$  = kannatinlatan paksuus
  - $E$  = kannatinlattamateriaalin kimmomoduuli
  - $G$  = kannatinlattamateriaalin liukumoduuli =  $E/2(1+\nu)$
  - $\nu$  = kannatinlattamateriaalin Poisson'n vakio

Kiepahduksen huomioon ottavan myötölujuuden redusointikertoimen lauseke on (prEN 1993-1-1, 2003)

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\varphi_{LT} + \sqrt{\varphi_{LT}^2 - \bar{\lambda}_{LT}^2}}, \quad \chi_{LT} \leq 1 \quad (88)$$

missä  $\varphi_{LT} = 0,5 \left[ 1 + \alpha_{LT} (\bar{\lambda}_{LT} - \bar{\lambda}_0) + \bar{\lambda}_{LT}^2 \right]$

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{W \sigma_{Re} / M_{cr}}$$

$$\sigma_{Re} = \text{myötölujuus}$$

$$W = \text{ritilän kannatinlatan taivutusvastus}$$

$$M_{cr} = \text{kimmoteorian mukainen kiepahdusmomentti, kaava (87)}$$

$$\bar{\lambda}_0 = \text{suhteellisen hoikkuuden raja-arvo}$$

$$\alpha_{LT} = \text{epätäydellisyystekijä}$$

Suhteellisen hoikkuuden raja-arvon ja epätäydellisyystekijän arvoiksi voidaan yleensä ottaa arvot  $\bar{\lambda}_0 = 0,4$  ja  $\alpha_{LT} = 0,76$ .

#### Esimerkki 5

Ruostumattomasta teräksestä valmistettu ritilä on tyyppiä 16×75 / 25×2. Materiaalin myötölujuus, kimmomoduuli, Poisson'n vakio ja kiepahdusvakiot ovat

$$\sigma_{Re} = 235 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0,3$$

$$\bar{\lambda}_0 = 0,4$$

$$\alpha_{LT} = 0,76$$

Ritilälatan taivutusvastus on  $W = \frac{1}{6} \cdot 2 \text{ mm} \cdot (25 \text{ mm})^2 \approx 208 \text{ mm}^3$ . Kimmoteorian mukainen kiepahdusmomentti on yhtälön (87) perusteella

$$M_{cr} = \frac{\pi}{6 \cdot 75} \sqrt{\frac{210000^2 \cdot 25^2 \cdot 2^6}{2(1+0,3)}} \text{ Nmm} \approx 181\,844 \text{ Nmm}$$

Muunnettu hoikkuus  $\bar{\lambda}_{LT}$ , apusuure  $\varphi_{LT}$  ja kiepahduksen huomioon ottava lujuuden redusointikerroin  $\chi_{LT}$  ovat

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{208 \cdot 210 / 181844} = 0,519$$

$$\varphi_{LT} = 0,5 \left[ 1 + 0,76(0,519 - 0,4) + 0,519^2 \right] = 0,680$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{0,680 + \sqrt{0,680^2 - 0,519^2}} = 0,894$$

Kiepahduksen huomioon ottavan lujuuden redusointikertoimen  $\chi_{LT}$  arvo on alle yksi, joten kiepahdus on otettava kestävyystarkastelussa huomioon. Kiepahdus tapahtuu, kun jännitys on  $\sigma = 0,894 \cdot 235 \text{ N/mm}^2 = 210 \text{ N/mm}^2$ .

Erään ritilävalmistajan tuote-esitteessä nyt tarkasteltavan ritilän murtokuormaksi luvataan  $1,5 \cdot 9,8 \text{ kN/m}^2$  ritilän jännevälin ollessa 1300 mm. Kun ritilän omaa painoa ei oteta huomioon, yhteen kannatinlattaan kohdistuva viivakuorma  $q$ , suurin taivutusmomentti  $M$  ja maksimijännitys  $\sigma$  ovat

$$q = 16 \text{ mm} \cdot 1,5 \cdot 9,8 \text{ kN/m}^2 = 0,2352 \text{ N/mm}$$

$$M = \frac{1}{8} \cdot 0,2352 \text{ N/mm} \cdot (1300 \text{ mm})^2 = 49\,686 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{49\,686 \text{ Nmm}}{208 \text{ mm}^3} = 239 \text{ N/mm}^2 \approx 235 \text{ N/mm}^2$$

Ritilälatan jännitys on materiaalin myötölujuuden suuruinen, mutta jännitys on suurempi kuin edellä laskettu kiepahdusjännitys  $210 \text{ N/mm}^2$ .

Edellinen esimerkki osoitti, että ritilän sidetankojen välisen kannatinlattaosuuden kiepahdus voi olla mitoituksessa määräävä tekijä. Esimerkissä todettiin myös, että ritilävalmistajien antamiin kuormitettavuusohjeisiin on suhtauduttava kriittisesti, koska kiepahdusta ei välttämättä ole otettu huomioon.

Kiepahdusalttius liittyy oleellisesti vain kapeisiin ritilälattoihin. Jo latan paksuudella 3 mm voidaan yleensä välttää kiepahdus. Kannatinlattojen paksuntamisen yhteydessä lattojen jakoa kannattaa väljentää työtasostandardissa ilmoitettuun suurimpaan aukkokoon saakka. Lisäksi voidaan tarvittaessa tihentää sidetankojakoa.

## 5.2.3 Kulkupintojen siirtymät

### 5.2.3.1 Tukirakenteiden siirtymien vaikutus

Paperikoneiden työskentelytasojen kulkupinnan kantavien palkkien päiden siirtymät saavat kuormitettaessa usein eri arvot. Tällöin suurin siirtymä ei esiinny palkin keskikohdassa. Suurimman siirtymän määrittäminen on tärkeää, koska se vaikuttaa koko työtasorakenteen mitoittamiseen. Kulkupinnalle tarkastetaan tarvittaessa myös kaltevuusehto (12), s. 16. On erityisesti syytä huomata, että ritilävalmistajien taulukoissa esitetyissä taipumatarkasteluissa otetaan huomioon vain itse ritilän joustavuus. Nämä ohjeet eivät kelpaa paperikoneiden työtasojen mitoituksessa, koska ritilöiden tukirakenteet joustavat merkittävästi.

#### Esimerkki 6

Tutkittavan kaksitukisen ritilän kannatinlatan tukikohtien siirtymät ovat käyttötilassa  $f_1 = 6,2$  mm ja  $f_2 = 8,8$  mm. Näiden siirtymien ero on  $\Delta f = 2,6$  mm. Ritilä on tyypistä  $16 \times 75 / 25 \times 2$ . Ritilämateriaalin kimmomoduulin on  $210\,000$  N/mm<sup>2</sup>. Ritilän jänneväli on  $1300$  mm. Ritilämaton reunimmaisat kannatinlatat on tuettu poikittaisjäykisteillä. Käyttöpintakuorma on  $2$  kN/m<sup>2</sup>.

Kannatinlatan käyttöviivakuorma  $q_{Q0}$  ja jäyhyysmomentti  $I$  ovat

$$q_{Q0} = 16 \text{ mm} \cdot 2,0 \text{ kN/m}^2 = 0,032 \text{ N/mm}$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 2 \text{ mm} \cdot (25 \text{ mm})^3 = 2604 \text{ mm}^4$$

Siirtymä saa maksimiarvonsa kohdassa  $x_{nk}$ , joka ratkaistaan yhtälön (79), s. 60, mukaisesta yhtälöstä

$$4x^3 - 6 \cdot 1300 \cdot x^2 + 1300^3 + \frac{2,6}{1300} \frac{24 \cdot 210\,000 \cdot 2604}{0,032} = 0$$

$$4x^3 - 7800x^2 + 3,01726 \times 10^9 = 0$$

Yhtälöön ei ole merkitty yksiköitä. Otetaan nollakohdan  $x_{nk}$  alkuarvauksiksi  $x_1 = 0$  ja  $x_2 = 1300$ . Algoritmin (80), s. 61, mukainen ratkaisu on esitetty taulukossa 7.

Taulukko 7. Yhtälön nollakohdan määrittäminen sekanttimenetelmällä.

$n$	$x_{n-1}$	$x_n$	$g(x_{n-1})$	$g(x_n)$	$x_{n+1}$
2	0	1300	3017312500	-1376687500	892,7
3	1300	893	-1376687500	-352975759	752,3
4	893	752	-352975759	306143501	817,5
5	752	817	306143501	-10055823	815,4
6	817	815	-10055823	-228046	815,4
7	815	815	-228046	204	815,4
8	815	815	204	0	815,4

Taulukosta nähdään, että yhtälön ratkaisu on  $x_{nk} = 815,4$  mm. Tässä kohdassa siirtymä on yhtälön (77), s. 60, mukaisesti

$$\begin{aligned}
 f(815 \text{ mm}) &= \\
 &= \left[ \frac{0,032}{24 \cdot 210\,000 \cdot 2604} (1300^3 \cdot 815 - 2 \cdot 1300 \cdot 815^3 + 815^4) + 6,2 + \frac{2,6}{1300} \cdot 815 \right] \text{ mm} \\
 &= 9,8 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maksimikaltevuus on kaavan (81), s. 61, mukaisesti

$$\theta_{\max} = \frac{0,032 \cdot 1300^3}{24 \cdot 210\,000 \cdot 2604} + \frac{2,6}{1300} \approx 0,74\% = 0,4^\circ$$

Siirtymille tarkistetaan ehdot (5), s. 13, ja (12), s. 16. Koko työtasarakenteen siirtymä 9,9 mm on sallituissa rajoissa, koska standardi sallii siirtymän 10 mm. Myös kaltevuus on sallituissa rajoissa, koska muodossa  $L/200$  esitetty taipumarajoitus sallii kaltevuuden  $3,2/200 = 1,6\%$ .

### 5.2.3.2 Kulkupinnan reunan taipuma

Standardin SFS-EN ISO 14122-2 (2001, s. 16) mukaan korkeusero kuormitetun ja viereisen kuormittamattoman lattiapinnan välillä ei saa ylittää arvoa 4 mm. Kahden vierekkäisen kulkupinnan kannatinpalkin taipumaero ei siis saa ylittää tätä arvoa. Tämä rajoite tulee usein määrääväksi, jos kannatinpalkkeja ei ole kiinnitetty toisiinsa. Esimerkiksi kahden vierekkäisen ritilälatan välille voi syntyä kynnyks, jos kyseisessä kohdassa ei ole työtason poikittaisjäykistettä tms.

Kun vierekkäiset kulkupinnan kannatinpalkit tukeutuvat samoihin jalkalistoihin, kynöstarkastelussa tarvitsee ottaa huomioon vain kannatinpalkkien siirtymät, koska vierekkäisten kannatinpalkkien päiden siirtymät ovat samat.

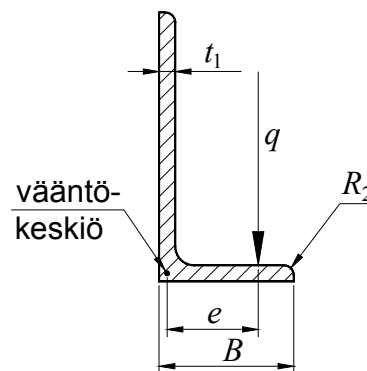
### 5.2.3.3 Kulkupinnan poikittainen taivutus

Esimerkiksi reikälevystä valmistettujen kulkupintojen tukirivat ja alumiinista valmistetut kulkupintaprofiilit toimivat pääosin ritilän kannatinlattojen toimintaan verrattavalla tavalla. Mutta lisäksi kulkupintalevyn tai kulkupintaprofiilin uumien välisen osan taivutus on otettava huomioon. Tähän taivutukseen liittyvä siirtymä vaikuttaa koko työtasorakenteen mitoitukseen, kannattimet ja jalkalistat mukaan lukien, koska kyseinen siirtymä muodostaa osan koko rakenteelle sallittavasta 10 mm siirtymästä.

Henkilökuorma seuraa rakenteen siirtymiä. Esimerkiksi kulkupintalevyn joustavuus voitaneen siis jättää huomioon ottamatta ainoastaan, jos tukiripojen väli on enintään ihmisen jalkaterän leveyden mukainen. On huomattava, että koekuormituksissa käytetään usein kiinteitä esineitä, joiden pohjan halkaisija on suurempi kuin tukiripojen väli. Tällaisessa testissä edellä kuvattu reikälevyn tukiripojen välisen osan joustavuus ei tule esille.

## 5.3 Jalkalistojen kuormitukset

Jalkalistan kuormitus johtuu työtason henkilökuormasta ja pysyvistä kuormista. Työtasolta tuleva kuorma kohdistuu jalkalistaan kuvassa 34 esitetyllä tavalla. Jalkalistaan kohdistuva kuorma on viivakuorma  $q$ , joka aiheutuu pintakuormitetun ritilän tukireaktiosta. Viivakuorman  $q$  tilalla voi olla myös pistevoima  $F$ , koska työtasot on mitoitettava pintakuorman lisäksi myös pistekuormalle 1,5 kN.



Kuva 34. Jalkalistaan kohdistuva viivakuorma.



Ritilät tukeutuvat jalkalistan vaakalaippaan, joten viivakuorman vaikutustaso ei kulje profiilin vääntökeskiön kautta. Tästä syystä jalkalistaan kohdistuva viivakuorma aiheuttaa taivutuksen lisäksi yleensä myös vääntöä. Jalkalistan oma massa vaikuttaa profiilin painopisteen kohdalla, mutta sen sisällyttäminen muiden viivakuormien joukkoon ei aiheuta oleellista ylimitoitusta.

Alumiinista valmistettavien työtasojen jalkalistat on liitetty toisiinsa kuvan 32, s. 66, mukaisesti. Koska kulkupintaprofiileja on vierä vieressä, jalkalistojen itsenäinen vääntyminen on käytännöllisesti katsoen kokonaan estetty. Tästä syystä alumiinijalkalistoisiin ei kohdistu merkittävää vääntöä, kun kulkupintaprofiilien ja jalkalistojen välinen hitsausliitos on riittävän jäykkä.

Kulmaprofiilin vääntökeskiö sijaitsee laippojen keskiviivojen leikkauspisteessä. Lipallisen kulmaprofiilin vääntökeskiön sijaintia ei tässä yhteydessä tarvitse määrittää, koska lippaa käytetään vain alumiinijalkalistoissa, ja kuten juuri todettiin, alumiinijalkalistoille vääntötarkastelu on tarpeeton.

Jalkalistaan kohdistuvan viivakuorman sijainti riippuu valmistusepätkätkkuuksien lisäksi kuormituksesta aiheutuvasta ritilän pään kallistumasta ja jalkalistan kiertymiskulmasta. Kyseinen vääntökulma ei tietysti ole vakio jalkalistan koko pituudelta. Jotta em. mutkikkaita tekijöitä ei tarvitsisi ottaa huomioon, oletetaan resultantin sijaitsevan niin kaukana vääntökeskiöstä kuin se käytännössä on mahdollista. Näin ollen kuvan 34 merkinnöin etäisyydelle  $e$  saadaan arvo

$$e = B - t_1/2 - R_2 \quad (89)$$

Jalkalistaan kohdistuvat kuormat ovat

$$q_{Q0} = k_b b p_{Q0} \quad (90)$$

$$q_Q = \gamma_Q \cdot k_b b p_Q \quad (91)$$

$$q_G = \gamma_G \cdot (k_b b p_R + q_J) \quad (92)$$

$$q = q_Q + q_G \quad (93)$$

missä	$q_{Q0}$	=	liikkuva käyttöviivakuorma
	$q_Q$	=	liikkuva mitoitusviivakuorma
	$q_G$	=	pysyvä mitoitusviivakuorma
	$q$	=	mitoitussviivakuorma
	$p_{Q0}$	=	työtasolle kohdistuva käyttöpintakuorma (esim. 2 kN/m <sup>2</sup> )
	$p_Q$	=	työtasolle kohdistuva murtopintakuorma (esim. 5 kN/m <sup>2</sup> )
	$p_G$	=	työtason kulkupinnan pinta-alapaino
	$q_J$	=	jalkalistan pituuspaino
	$\gamma_G$	=	pysyvien kuormien varmuuskerroin
	$\gamma_Q$	=	muuttuvien kuormien varmuuskerroin
	$k_b$	=	kyseiselle jalkalistalle tuleva kuormitusosuus
	$b$	=	työtason leveys
	$k_b b$	=	kuormitusleveys

Massojen ja painojen välisiä yhteyksiä on selostettu kohdassa 4.2, s. 32. Kaiteiden ja jäykisteiden painot voidaan riittävällä tarkkuudella sisällyttää jalkalistan pituuspainon termiin. Työtason leveys  $b$  voidaan mitata jalkalistojen ulkolaidoista, jolloin tulos on hieman varmalla puolella.

### Esimerkki 7

Työtason, joka leveys on 1200 mm, käyttöpintakuorma on 2 kN/m<sup>2</sup> ja murtopintakuorma 5 kN/m<sup>2</sup>. Jalkalistan pituusmassa on 13,2 kg/m. Kaiteista ja jäykisteistä aiheutuva pituusmassa on 10 kg/m. Ritolän pinta-alamassa on 30 kg/m<sup>2</sup>. Kuormituksen varmuuskerroin on muuttuville kuormille  $\gamma_Q = 1,5$  ja pysyville kuormille  $\gamma_G = 1,2$ . Työtasossa ei ole pituus suunnassa jalkalistojen lisäksi muita kantavia palkkeja.

Kerroin  $k_b$  saa arvon 0,5, koska 50 % työtason kuormasta tulee yhdelle jalkalistalle. Jalkalistaan kohdistuva liikkuva käyttöviivakuorma  $q_{Q0}$ , liikkuva mitoitusviivakuorma  $q_Q$ , pysyvä mitoitusviivakuorma  $q_G$  ja kokonaismitoitussviivakuorma  $q$

ovat kaavojen (90)...(93) perusteella

$$q_Q = 50\% \cdot 1,2 \text{ m} \cdot 2000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \approx 1200 \text{ N/m} \approx 1,20 \text{ N/mm}$$

$$q_Q = 1,5 \cdot 50\% \cdot 1,2 \text{ m} \cdot 5000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 4500 \text{ N/m} \approx 4,50 \text{ N/mm}$$

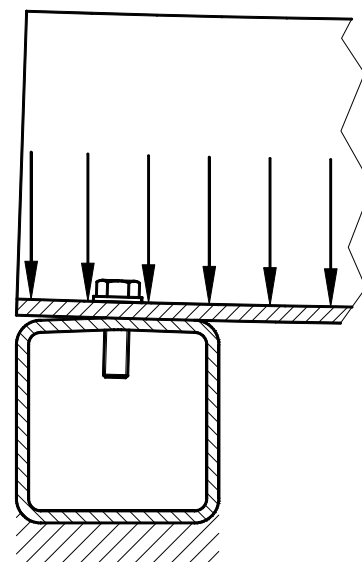
$$q_G = 1,2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left( 50\% \cdot 1,2 \text{ m} \cdot 30 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} + 13,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 10 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) \approx 485 \text{ N/m} \approx 0,49 \text{ N/mm}$$

$$q = 4,50 \text{ N/mm} + 0,49 \text{ N/mm} \approx 4,99 \text{ N/mm}$$

## 5.4 Jalkalistan tuenta

### 5.4.1 Tuenta kannattimilla

Työtason kiinnitys kannattimiin on yleensä aina sellainen, että liitos ei juuri välitä taivutusmomentteja. Jalkalistojen ja kannattimien välisiä liitoksia voidaan siis pitää nivelöityinä. Kuvaan 35 on hahmoteltu muodonmuutoksia ruuvikiinnityksen kohdalla. Kuvassa on esitetty ainoastaan putkipalkin laipan jousto. Todellisuudessa myös kannateltavan palkin laippa joustaa, ja joustoa liitokseen tuo myös putkipalkin vinoutuminen. Mikään näistä joustoista ei tule automaattisesti huomioon otetuksi esimerkiksi palkkielementeillä laskettaessa.



Kuva 35. Liitoksen joustavuus.

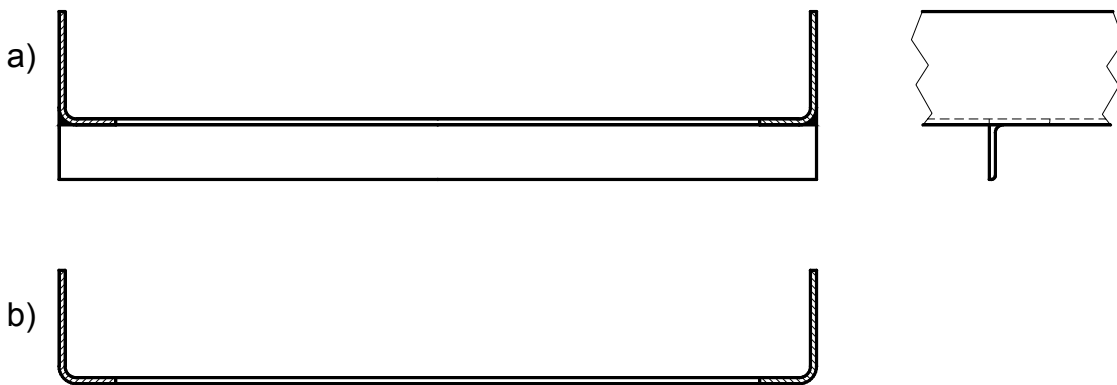
On syytä huomata, että täysin sama liitos voi välittää momenttia, jos liitos pääsee kiertymään riittävästi. Kaksitukisissa palkeissa tällaista kiertymää ei yleensä pääse tapahtumaan, koska palkin oma jäykkyys pitää kiertymät tuilla pieninä.

Avoimet profiilit eivät alhaisen vääntöjäykkyyden vuoksi yleensä sovellu kuormitettavaksi primaarisella väännöllä. Tämän vuoksi jokainen suora jalkalistaosuus on yleensä aina tuettava kahdesta kohdasta kannattimella tai kaksitukisen avoimen profiilin ulokkeella. Esimerkiksi kuvan 6, s. 14, pisteen 1 kohdalle on sijoitettava kannattimen haara.

Tason ulkokulmauksiin, pisteet 3 ja 4, ei tarvita haaroja päätylistojen tukemiseksi, koska kyseiset pisteet on tuettu kaksitukisella jalkalistalla (pisteiden 3 ja 4 välinen jalkalista).

#### 5.4.2 Työtason poikittaisjäykisteet

Pitkien jalkalistojen siirtymät sivusuunnassa ovat osittain estetyt, koska tason jalkalistat liitetään sopiviksi katsotuin välimatkoin kiinni toisiinsa kulma- tai lattaprofiileilla kuvassa 36 esitetyillä tavoilla. Jatkossa kyseisiä profiileja nimitetään poikittaisjäykisteiksi.



Kuva 36. Jalkalistoja yhdistävä kulmaprofiili (a) ja lattaprofiili (b).

Kulmaterästen välit ovat tyypillisesti olleet 1,5 m – 2,0 m ja lattaterästen välit 1,0 m – 1,5 m. Poikittaisjäykisteiden tärkeä tehtävä on estää jalkalistojen vinoa taivutusta. Työtasoilla, joiden kannatinväli on pieni, kyseiset jäykisteet eivät muodosta jatkuvaa sivuttaista tuentaa. Sen sijaan työtasoilla, joiden kannatinväli on suuri, poikittaisjäykisteitä on enemmän, ja niiden vaikutus lähestyy jatkuvan sivuttaistuennan vaikutusta. Jalkalistat valmistetaan mm. valmistusteknisistä syistä yleensä samasta profiilista riippumatta jänneväliltä. Lujuudeltaan ja jäykkyydeltään määrääväksi muodostuu siis jänneväliltään pitkä jalkalista, jonka voidaan yleensä riittävällä tarkkuudella olettaa olevan sivusuunnassa tuettu. Jatkuvan sivusuuntaisen tukireaktion suuruus on (Trahair, 2001, s. 4)

$$q_y = \frac{(1 - I_2 / I_1) \tan \varphi_1}{1 + (I_2 / I_1) \tan^2 \varphi_1} q_z \quad (94)$$

### Esimerkki 8

Työtason leveys on 1250 mm. Jalkalistaprofiili on L150×75×8 R15. Kulkupinta on reikälevyä. Reikälevyn tukiripojen väli on 200 mm ja rivat on hitsattu kiinni jalkalistaan molemmista laipoista 3V10 hitseillä. Tasoon kohdistuva pintakuorma on  $5,0 \text{ kN/m}^2$  ja kuormituksen varmuuskerroin on 1,5.

Yhteen jalkalistaan kohdistuva pystysuuntainen kuormitus on

$$q_z = (50\% \cdot 1,25 \text{ m}) \cdot (1,5 \cdot 5,0 \text{ kN/m}^2) = 4,6875 \text{ N/mm}$$

Tarvittavat poikkipintasuuat saadaan taulukosta 8. Pääjäyhyysmomentit ja pääjäyhyyskoordinaatiston asento ovat

$$I_1 = 423 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 41,8 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_1 = 16,2^\circ$$

Reikälevyn tukirivasta aiheutuva jalkalistan sivuttainen tukivoima on kaavan (94) perusteella

$$\begin{aligned} q_y &= \frac{(1 - 41,8 / 423) \tan 16,2^\circ}{1 + (41,8 / 423) \tan^2 16,2^\circ} q_z = 0,26 \cdot q_z \\ &= 0,26 \cdot 4,6875 \text{ N/mm} = 1,219 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

Tukiripojen jako on 200 mm ja yksi ripa on kiinnitetty kahdella hitsillä. Yhdelle hitsille tulee siis kuorma

$$F = \frac{1}{2} \cdot 200 \text{ mm} \cdot 1,219 \text{ N/mm} = 121,9 \text{ N}$$

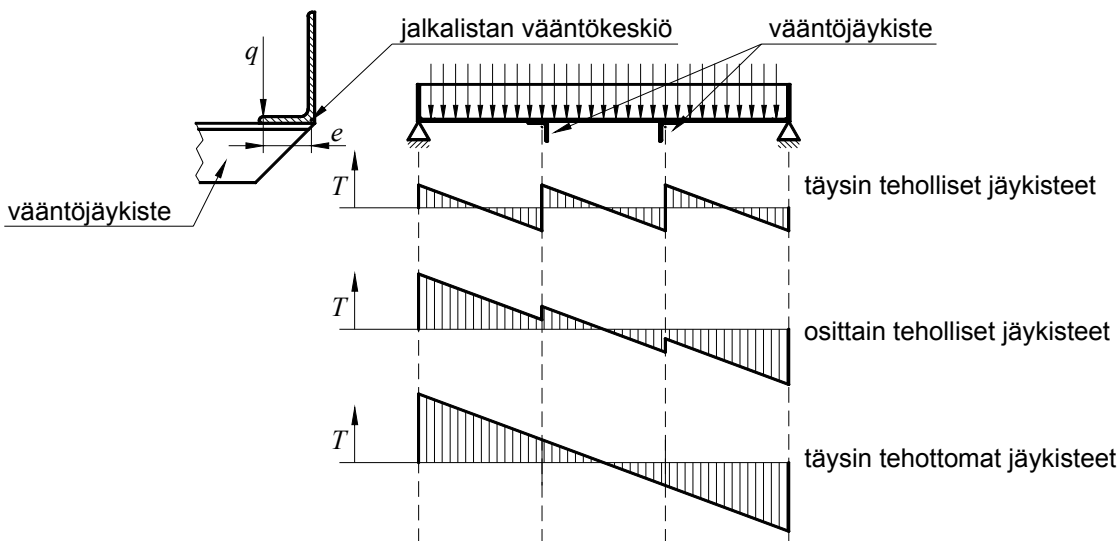
Yhden hitsin leikkauspinta-ala on  $A = 3 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} = 30 \text{ mm}^2$ . Leikkausjännitys hitsissä on

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{121,9 \text{ N}}{30 \text{ mm}^2} \approx 4,1 \text{ N/mm}^2$$

Tämä jännitys on hyvin pieni. Tämä hitsi saattaa kuitenkin murtua, jos jalkalistojen riittämätön vääntöjäykistys johtaa toistuviin plastisiin muodonmuutoksiin hitsissä. Reikälevyjen tukiripojen kiinnitys on sellainen, että se ei tarjoa vääntöjäykistystä jalkalistoille.

Jos poikittaisjäykisteen taivutusjäykkyys on riittävä ja kiinnitys jalkalistaan riittävän tukeva, molemmat jalkalostat ja niitä yhdistävät profiilit toimivat kokonaisuutena. Täl-

lainen rakenne antaa melko hyvän vääntöjäykkyyden koko sillalle, jolloin liikkuva henkilökuorma ei aiheuta sillan vääntelehtimistä puolelta toiselle. Toinen merkittävä etu on jalkalistan vääntymisen osittainen estyminen, jolloin vääntöjännitykset ja jalkalistan vääntökulma pysyvät pieninä. Edellä mainitut jäykkyydkriteerit täyttävä poikittaisjäykiste nimetään jalkalistan vääntöjäykisteeksi. Kuvassa 37 on esitetty, miten poikittaisjäykisteiden taivutusjäykkyys vaikuttaa jalkalistan vääntömomenttiin  $T$ .



Kuva 37. Jalkalistoja yhdistävän jäykisteiden taivutusjäykkyyden vaikutus jalkalistan vääntömomenttijakaumiin.

Kuvassa kolmioilla merkittyjen taivutustukien eli kannattimien on oletettu toimivan myös täysin jäykkinä vääntötukina.

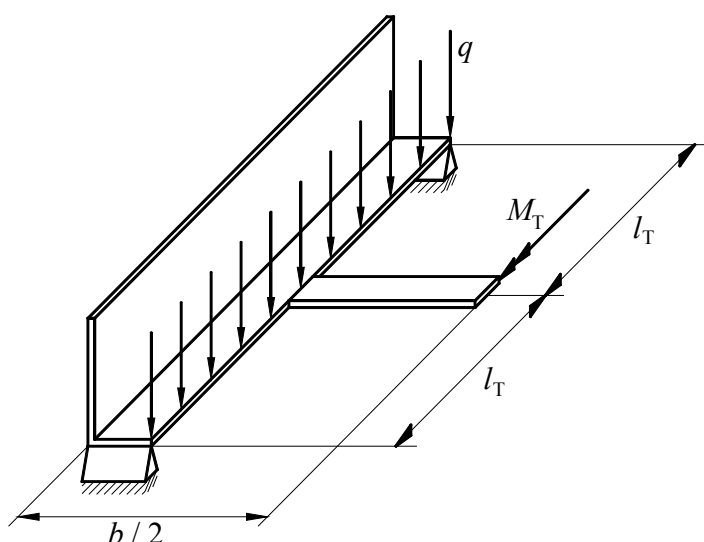
Kun työtason kulkupinnat on valmistettu reikälevystä, levyn tukirivat muodostavat jalkalistojen välisen kytkennän, kuva 31, s. 66. Jalkalistan ja rivan liitos ei välitä merkittävää taivutusmomenttia joten jäykisterivat eivät toimi jalkalistojen vääntöjäykisteinä. Sen sijaan alumiinijalkalistoisiin, kuva 32, s. 66, ei kohdistu merkittävää vääntöä, kun kulkupintaprofiilien ja jalkalistojen välinen liitos on riittävän jäykkä.

Suhteellisen jäykkien poikittaisjäykisteiden käyttöä on mahdollisuuksien mukaan syytä suosia varsinkin, jos sillan jänneväli on pitkä. Jos latat asetetaan ritilöiden leveyksien mukaisella 1,0 m jaolla, ritilän reuna-alueen jousto estyy. Tämä voi olla merkittävä parannus, koska kuormitus saa aiheuttaa vain 4 mm kynnyksen (ks. kohtaa 5.2.3.2, s. 73).

### 5.4.3 Jalkalistan vääntöjäykisteet

Työtasokehikon poikittaisjäykiste voi toimia jalkalistan vääntöjäykisteenä. Tämä edellyttää, että jalkalistan ja jäykisteen välinen liitos pystyy välittämään taivutusmomenttia. Seuraavassa tarkastelussa oletetaan, että kyseisen liitoksen on oltava täysin jäykkä. Tämä oletus on perusteltu ainoastaan, jos liitos konstruoidaan riittävän jäykäksi. Kuvan 36a, s. 78, konstruktio lienee vähimmäisvaatimus, vaikka siinäkin esiintyy paikallista joustoa. Kyseisen jouston vaikutuksen huomioon ottaminen jätetään jatkotutkimusaiheeksi.

Tutkitaan vääntöjäykisteen taivutusjäykkyyden vaikutusta jalkalistan väännössä. Tutkittava perustapaus on kuvan 38 mukainen.



Kuva 38. Päistään nivelellisesti tuettu jalkalista, joka on yhdistetty latalla vastakkaiseen jalkalistaan. Kuvassa on esitetty tapauksen symmetrinen puolikas.

Kuvassa on esitetty jalkalista, joka on tuettu pitkällä nivelillä molemmista päistään. Jalkalistoja yhdistävästä poikittaisjäykisteestä on esitetty vain symmetrinen puolikas. Oikeastaan kuormitus on symmetristä ainoastaan, kun työtaso on tasaisesti kuormitettu. Nyt työtason oletetaan olevan tasaisesti kuormitettu. Kuorman liikkuvuuden vaikutus on tarvittaessa otettava huomioon laskentamenetelmän varmuuskertoimen arvossa.

Kuvassa 38 esitetty taivutusmomentti  $M_T$  on hyperstaattinen tukimomentti, joka pitää jäykisteen kaltevuuden symmetriatason kohdalla nollassa. Ilman tukimomentin  $M_T$  vaikutusta kaltevuus  $\theta$  symmetriatason kohdalla olisi (Young, 1989, s. 377)

$$\theta_{kt1} = \frac{qel^2}{2GI_t} \quad (95)$$

missä  $q$  = jalkalistaan kohdistuva viivakuorma  
 $e$  = viivakuorman etäisyys jalkalistan vääntökeskiöstä, kuva 34, s. 74  
 $l_T$  = poikittaisjäykisteiden välinen etäisyys  
 $I_t$  = jalkalistan vääntöjäyhyys  
 $G$  = jalkalistan liukumoduuli =  $E/2(1+\nu)$   
 $E$  = kimmomoduuli  
 $\nu$  = Poisson'n vakio eli suppeumakerroin

Pelkän hyperstaattisen tukimomentin  $M_T$  vaikuttaessa kyseisen kohdan kaltevuus on

$$\theta_{kt2} = \theta_j + \theta_U \quad (96)$$

missä  $\theta_j$  = jalkalistan vääntymisestä aiheutuva kaltevuus  
 $\theta_U$  = jäykisteen taipumisesta aiheutuva kaltevuus

Jalkalistan vääntymisestä aiheutuva kaltevuus on (Young, 1989, s. 373)

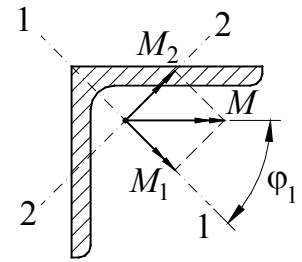
$$\theta_j = \frac{M_T l_T}{2GI_t} \quad (97)$$

missä  $M_T$  = hyperstaattinen tukimomentti jäykisteessä  
 $l_T$  = poikittaisjäykisteiden välinen etäisyys  
 $G$  = jalkalistan liukumoduuli  
 $I_t$  = jalkalistan vääntöjäyhyys

Jalkalistan vääntöjäykisteenä toimiva poikittaisjäykiste on yleensä kulmaprofiili, jolloin kuormitus ei ole pääjäyhyysakseliston suuntaista. Jalkalista ei anna joustavuutensa vuoksi jäykisteelle jäykkää tuentaa suunnassa, joka taivuttaa jalkalistaa sen pystyakselin suhteen. Jäykkä oletus tuottaisi epävarmalla puolella olevan ratkaisun, joten oletetaan kyseisen tuennan olevan nivelöity. Toisessa suunnassa jalkalistan ja poikittaisjäykisteen välisen liitoksen on tässä tarkastelussa jo aikaisemmin oletettu olevan täysin jäykkä.



Hyperstaattinen tukimomentti  $M_T$  jakaantuu kuvan 39 mukaisesti pääjäyhyysakseleille. Kyseiset taivutusmomentit taivuttavat palkkia omiin suuntiinsa. Lopulta jäykisteen pään taivutusmomentin  $M_T$  suuntainen kaltevuus on



Kuva 39. Kulmaprofiilin vino taivutus.

$$\begin{aligned}\theta_U &= \theta_1 \cos \varphi_1 + \theta_2 \sin \varphi_1 \\ &= \frac{M_1 b}{2EI_1} \cos \varphi_1 + \frac{M_2 b}{2EI_2} \sin \varphi_1 \\ &= \frac{M_T b}{2E} \left( \frac{\cos^2 \varphi_1}{I_1} + \frac{\sin^2 \varphi_1}{I_2} \right)\end{aligned}\quad (98)$$

missä  $\theta_1$  = kaltevuus 1-akselin suhteen  
 $\theta_2$  = kaltevuus 2-akselin suhteen  
 $\varphi_1$  = taivutusmomentin  $M$  akselin ja 1-akselin välinen kulma  
 $M_1$  = taivutusmomentti 1-akselin suhteen =  $M \cos \varphi_1$   
 $M_2$  = taivutusmomentti 2-akselin suhteen =  $M \sin \varphi_1$   
 $I_1$  = pääjäyhyysmomentti 1-akselin suhteen  
 $I_2$  = pääjäyhyysmomentti 2-akselin suhteen  
 $b$  = poikittaisjäykisteen pituus = työtason leveys  
 $E$  = poikittaisjäykisteen kimmomoduuli

Työtason leveys  $b$  voidaan mitata jalkalistojen ulkolaidoista, jolloin tulos on hieman varmalla puolella. Yhteensopivuuden vuoksi esitettyjen kuormitustapausten aiheuttamien siirtymien tulee olla yhtä suuret eli  $\theta_{kt1} = \theta_{kt2}$ . Kun tähän yhtälöön sijoitetaan kaavojen (95)...(98) mukaiset lausekkeet, voidaan ratkaista hyperstaattinen tukimomentti  $M$ , jonka lausekkeeksi tulee

$$M_T = k_T \cdot qe l_T, \text{ missä} \quad (99)$$

$$k_T = \frac{1}{1 + \frac{b}{l_T} \frac{GI_v}{E} \left( \frac{\cos^2 \varphi_1}{I_1} + \frac{\sin^2 \varphi_1}{I_2} \right)} \quad (100)$$

Yleensä jalkalista ja poikittaisjäykiste ovat samaa materiaalia, joten kaavaa voidaan sieventää hieman, koska kaavan (14), s. 17, perusteella

$$\frac{G}{E} = \frac{E/2(1+\nu)}{E} = \frac{1}{2(1+\nu)} \quad (101)$$

Mikäli kysymyksessä on päästään vääntöjäykistetty jalkalistan uloke, eli vääntöjäykisteenä toimii työtason päätylista, kaavasta (97) poistuu jakaja 2, ja kaavat (99) ja (100) saavat muodot

$$M_T = \frac{1}{2} k_{Tu} \cdot q e l_u, \text{ missä} \quad (102)$$

$$k_{Tu} = \frac{2}{2 + \frac{b}{l_u} \frac{GI_v}{E} \left( \frac{\cos^2 \varphi_1}{I_1} + \frac{\sin^2 \varphi_1}{I_2} \right)} \quad (103)$$

Määritettyjen lausekkeiden perusteella on helppoa arvioida jalkalistan vääntöjäykistykseen tehollisuus. Kun jäykisteen taivutusjäykkyys kasvaa, kertoimen  $k_T$  arvo lähestyy arvoa  $k_T = 1,0 = 100 \%$ .

Jos poikittaisjäykisteelle määritetyn kertoimen  $k_T$  arvo on lähellä arvoa 100 %, jäykisteiden voidaan hyvällä tarkkuudella olettaa olevan täysin tehollisia. Tässä tilanteessa jalkalistan vääntöjäykkyys on merkityksettömän pieni jäykisteen taivutusjäykkyyteen verrattuna. Tällöin jalkalistan vääntöjännitykset voidaan määrittää helposti käyttämällä tukivälinä jäykisteiden välistä etäisyyttä ja saatuja tuloksia voidaan suoraan soveltaa myös yleisiin tapauksiin, joissa poikittaisjäykisteitä on useita, ks. kuvaa 37, s. 80.

Jalkalistan ulokkeiden tapauksessa työtason päätylistan ja kannattimen välillä ei yleensä ole poikittaisjäykisteitä, jolloin kaavoja (102) ja (103) voidaan käyttää suoraan ilman tulkintoja. Jos kyseisellä välillä kuitenkin on poikittaisjäykisteitä, päätylistan vaikutus voidaan edelleen laskea kyseisillä kaavoilla, mutta laskelmat pätevät vain, jos muut jäykisteet ovat lähes täysin tehollisia, eli niiden kerroin  $k_T = 100 \%$ .

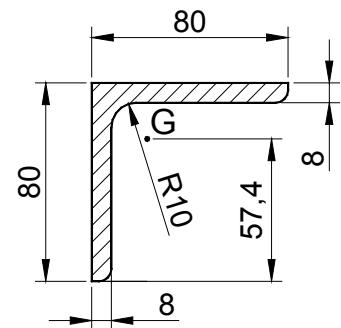
On syytä korostaa, että poikittaisjäykisteen ja jalkalistan välisen liitoksen on kyettävä välittämään taivutusmomenttia, jotta esitetyt tarkastelut olisivat voimassa. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että jäykisteen on liityttävä jalkalistaan kuvan 36a, s. 78, mukaisesti ainakin koko jalkalistan vaakalaipan pituudelta. Jos poikittaisjäykiste sovitetaan vain jalkalistojen väliselle alueelle, jalkalistan alalaipan taivutusjoustavuus laattana on merkittävä ja sen vaikutus olisi otettava huomioon. Myös jännitykset tällä alueella voisivat olla merkittäviä ja nekin pitäisi määrittää.

Poikittaisjäykisteen tuenta jalkalistaan nähden ei todellisuudessa ole sivusuunnassa nivelöity, kuten edellisessä tarkastelussa oletettiin. Tästä syystä vinosti taipuva poikittaisjäykiste aiheuttaa ylimääräistä sivuttaista taivutusmomenttia jalkalistoisiin. Tämä vaikutus poistuisi, jos poikittaisjäykisteenä käytettäisiin profiilia, jonka pääjäyhyyskoordinaatisto on taivutuksen suuntainen eli kulma  $\varphi_1 = 0$ . Tällainen tuenta voitaisiin toteuttaa esimerkiksi T- tai U-profiililla. T-profiilien saatavuus eri materiaaleista valmistettuna on kuitenkin heikko. U-profiilin varjopuoli tässä käyttötarkoituksessa on se, että alaspäin suuntautuvien laippojen korkeus ja näin ollen myös taivutusjäykkyys on pienhkö, usein kuitenkin riittävä.

Vääntöjäykisteen tehollisuuden lisäksi voidaan tarvittaessa määrittää jäykisteen kestävyys. Jäykisteen jokaisessa kohdassa vaikuttava taivutusmomentti on suoraan kaavan (99) tai (102) mukainen. Jalkalistojen vinon taivutuksen estämisestä aiheutuva normaali-jännitys on yleensä pieni.

### Esimerkki 9

Jalkalistan kannatinväli on  $l_0 = 3000$  mm ja työtason leveys on  $b = 1200$  mm. Jalkalistaprofiili on kuvan 28b, s. 64, mukainen. Jalkalistan vääntöjäyhyys saadaan taulukosta 8, s. 94, ja sen arvo on  $I_t = 3,56 \times 10^4$  mm<sup>4</sup>. Vastakkaiset jalkalistat on liitetty keskeltä toisiinsa kulmaprofiililla L80×80×8, kuva 40. Jalkalistan ja jäykisteen materiaalin Poisson'n vakio on 0,3.



Kuva 40. Jalkalistoja yhdistävä kulmaprofiili.

Jäykisteenä toimivan kulmaprofiilin poikkipintasuureet ovat standardin SFS-EN 10056-2 mukaisesti

$$I_y = I_z = 72,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_1 = 115 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 29,6 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_1 = 45^\circ$$

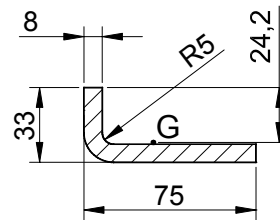
Vääntöjäykisteen tehollisuutta kuvaavalle kertoimelle  $k_T$  saadaan kaavan (100) perusteella arvo

$$k_T = \frac{1}{1 + \frac{1200 \text{ mm}}{1500 \text{ mm}} \frac{3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4}{2(1+0,3)} \left( \frac{\cos^2 45^\circ}{115 \times 10^4 \text{ mm}^4} + \frac{\sin^2 45^\circ}{29,6 \times 10^4} \right)} = 97,7 \%$$

Tässä tapauksessa kyseistä jalkalistan vääntöjäykistettä voidaan käytännössä pitää täysin tehollisena, koska kertoimen  $k_T$  arvo on melkein maksimiarvossaan, joka on 100 %.

### Esimerkki 10

Jalkalistan ulokkeen pituus on  $l_u = 1000 \text{ mm}$  ja työtason leveys on  $b = 1200 \text{ mm}$ . Jalkalistan profiili on kuvan 28b, s. 64, mukainen. Jalkalistan vääntöjäyhyys saadaan taulukosta 8, s. 94, ja sen arvo on  $I_t = 3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4$ . Vastakkaiset jalkalistat on liitetty ulokkeen pään kohdalta toisiinsa matalalla kulmaprofiililla L33×75×8, kuva 41. Jalkalistan ja päätylistan materiaalin Poisson'n vakio on 0,3.



Kuva 41. Jalkalistojen päitä yhdistävä matala kulmaprofiili.

Matalan kulmaprofiilin pääjäyhyysmomentit ja 1. pääjäyhyysakselin asento taivutusmomentin akseliin nähden ovat

$$I_y = 5,298 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_z = 42,43 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_1 = 44,46 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 3,271 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_1 = 77,18^\circ$$

Nämä arvot on laskettu AGIFAP-tietokoneohjelmalla (LTKK, 1986), mutta hyviä tuloksia saataisiin myös kohdissa 5.6 ja 4.3.2 esitetyillä kaavoilla. Ulokkeen vääntöjäykisteen tehollisuutta kuvaavalle kertoimelle  $k_{Tu}$  saadaan kaavan (103) perusteella arvo

$$k_{Tu} = \frac{2}{2 + \frac{1200 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} \frac{3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4}{2(1 + 0,3)} \left( \frac{\cos^2 77,18^\circ}{44,46 \times 10^4 \text{ mm}^4} + \frac{\sin^2 77,18^\circ}{3,271 \times 10^4} \right)} = 80,6\%$$

Jalkalistan ulokkeen vääntöjäykiste olisi täysin tehollinen, jos kertoimen  $k_{Tu}$  arvo olisi 100 %.

## 5.5 Jalkalistan sisäiset voimasuureet

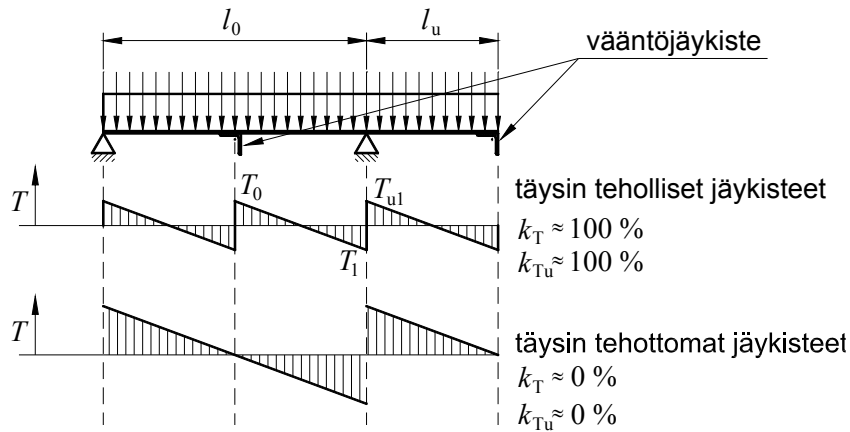
Työtason kuormituksina on otettava huomioon liikkuva pintakuorma tai liikkuva piste-kuorma erillisinä kuormitustapauksina. Pistekuorman tapauksessa kuormitus ei ole lainkaan symmetrinen työtason keskiviivan suhteen, joten vääntöjäykisteiden vaikutuksen määrittäminen olisi yleisellä tasolla työlästä. Tämän vuoksi oletetaan pistekuormien tapauksissa vääntöjäykisteiden olevan tehottomia. Tätä oletusta voidaan perustella sillä, että kriittisille, eli pitkille, jalkalistoille pintakuorma on yleensä mitoituksessa määräävämpi kuin pistekuorma. Pistekuormituksessa jalkalistan vääntömomenteiksi otetaan siis

$$|T_0| = \frac{1}{2} Fe \quad (104)$$

$$|T_1| = Fe \quad (105)$$

missä  $T_0$  = jalkalistan vääntömomentti kannatinvälillä  
 $T_1$  = jalkalistan vääntömomentti ulokeosuuksilla  
 $F$  = liikkuva pistekuorma  
 $e$  = kuorman vaikutustason etäisyys jalkalistan vääntökeskiöstä

Pintakuormasta aiheutuvien vääntömomenttien määrittämiseksi oletetaan aluksi, että kannatinvälillä on vain yksi poikittaisjäykiste keskellä ja ulokeosuuksilla jäykisteinä toimivat vain ulokkeiden päiden päätylistat. Tällainen tilanne on esitetty kuvassa 42. Kaikissa laskelmissa oletetaan, että jalkalistan ja vääntöjäykisteen välinen liitos on riittävän jäykkä, ks. kuvaa 36a, s. 78.



Kuva 42. Vääntömomenttikuviot jalkalistalle, jonka kannatinvälillä on vain yksi vääntöjäykiste keskellä ja ulokeosuudella vääntöjäykiste on vain ulokkeen päässä.

Tällöin kuvan merkinnöin vääntömomenttien itseisarvot ovat

$$|T_0| = \frac{1}{2} k_T q e l_T \quad (106)$$

$$|T_1| = q e \left(1 - \frac{1}{2} k_T\right) l_T \quad (107)$$

$$|T_{u1}| = q e \left(1 - \frac{1}{2} k_{Tu}\right) l_u \quad (108)$$

- missä  $q$  = jalkalistaan kohdistuva viivakuorma  
 $e$  = viivakuorman vaikutustason etäisyys jalkalistan vääntökeskiöstä  
 $l_T$  = vääntöjäykisteiden välinen etäisyys =  $l_0/2$   
 $l_u$  = ulokkeen pituus  
 $k_T$  = kannatinvälin keskellä sijaitsevan vääntöjäykisteiden tehollisuus  
 $k_{Tu}$  = ulokkeen päässä sijaitsevan vääntöjäykisteiden tehollisuus

Tukikohdan eri puolilla voi vallita erisuuret vääntömomentit. Koska tukireaktio ei ole todellisuudessa pistemäinen, on syytä olettaa itseisarvoltaan suuremman vääntömomentin vallitsevan tuen välittömässä läheisyydessä molemmilla puolilla. Tällä perusteella kannattimen kohdalla vääntömomentille otetaan arvo

$$|T| = q e \cdot \max\left[\left(1 - \frac{1}{2} k_T\right) l_T, \left(1 - \frac{1}{2} k_{Tu}\right) l_u\right] \quad (109)$$

Kaksitukisen sivusuunnassa tuetun jalkalistan kriittiset kuormitusyhdistelmät pinta-kuormalle ovat (70) ja (71), s. 55. Kyseisissä kuormitusyhdistelmissä ei ole otettu huomioon pysyviä kuormia. Sovellettaessa näitä kaavoja myös pysyvät kuormat voivat laskelemissa liikkua, joten jalkalistojen tarkastelu on varmallalla puolella. Liikkuva pinta-kuorma ja pistekuorma tulevat tarkistetuksi seuraavilla kuormitusyhdistelmillä:

$$\begin{cases} |Q| = F + q_G l_u \\ M = Fl_u + \frac{1}{2} q_G l_u^2 \\ |T| = Fe \end{cases} \quad (110)$$

$$\begin{cases} |Q| = F/2 \\ M \approx -\frac{1}{2} Fl_0 - q_G \left( \frac{1}{8} l_0^2 - \frac{1}{2} l_{u \min}^2 \right) \\ |T_0| = \frac{1}{2} Fe \end{cases} \quad (111)$$

$$\begin{cases} |Q| = \frac{q}{2} \left( l_0 + \frac{l_u^2}{l_0} \right) \\ M = \frac{1}{2} q l_u^2 \\ |T| = qe \cdot \max \left[ \left( 1 - \frac{1}{2} k_T \right) l_T, \left( 1 - \frac{1}{2} k_{Tu} \right) l_u \right] \end{cases} \quad (112)$$

$$\begin{cases} Q = 0 \\ M = -\frac{1}{8} q l_0^2 \\ |T| = \frac{1}{2} k_T q e l_T \end{cases} \quad (113)$$

missä  $q$  = liikkuvan viivakuorman maksimiarvo  
 $q_G$  = pysyvä viivakuorma (oma paino)  
 $F$  = liikkuva pisteakuorma kuormituksen varmuuskertoimella korotettuna  
 $l_u$  = ulokkeen pituus  
 $l_0$  = kannatinväli

Kaavojen (110) ja (112) mukaiset sisäiset voimasuureet sijaitsevat kannattimen kohdalla. Kaavat (111) ja (113) pätevät kannatinvälin keskikohdassa.

On syytä varoittaa että, jos laskelmissa oletetaan todellisuudessa tehollisia jäykisteitä tehottomiksi, tämä voi johtaa kriittisen kohdan vääntömomentin aliarviointiin. Asia käy ilmi esimerkiksi kuvasta 42 tai kuormitusyhdistelmästä (113). Jos laskelmissa jätettäisiin tukivälin keskellä oleva jäykiste huomioon ottamatta, keskikohdan vääntömomentiksi tulisi nolla. Tämä kohta on kriittinen, koska taivutusmomentti saa maksimiarvonsa tukivälin keskellä. Todellisuudessa vääntöjäykisteen ollessa täysin tehollinen kyseisessä kohdassa vallitseekin koko palkin suurin vääntömomentti, mikä käy ilmi kuvasta. Turvalliselta tuntuva oletus, jonka mukaan jäykiste voidaan jättää tarkastelujen ulkopuolelle, johtaakin täysin päinvastaiseen lopputulokseen.

Alumiinityötasoilla, joiden konstruktion on kuvan 32, s. 66, mukainen, jalkalistaan kohdistuvan vääntömomentin voidaan olettaa olevan nolla kaikkialla, koska jalkalistoihin hitsatut kulkupintapalkit muodostavat jatkuvan vääntöjäykistyksen.

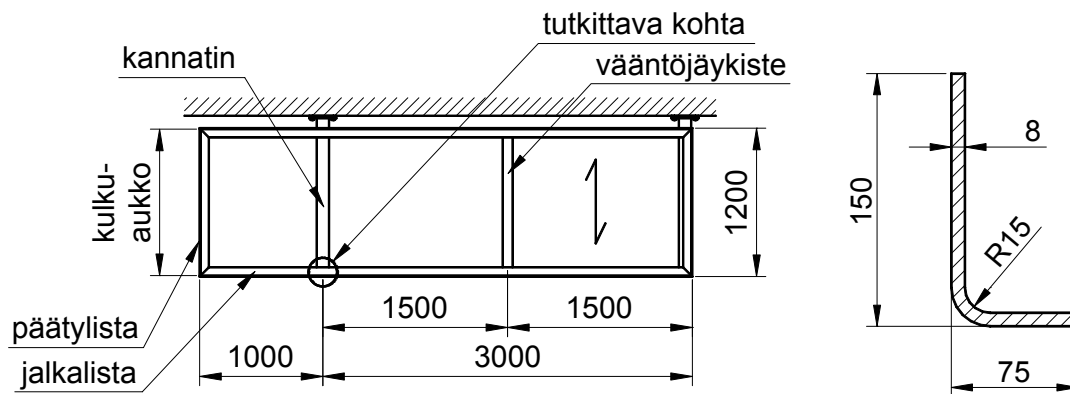
### Esimerkki 11

Määritetään jalkalistan kuormitukset kuvassa 43 esitetystä kohdasta, kun kuormituksenä on tason pintakuorma. Tason kuormitus on esimerkissä 7 esitetyn kuormituksen mukainen eli mitoitusviivakuorma on  $q = 4,99 \text{ N/mm}$ . Kulkuaukon kohdalla jalkalista on yhdistetty päätylistalla, joka on matalaa kulmaprofiilia L33×75×8. Kannatinvälillä oleva vääntöjäykiste on kulmaprofiilia L80×80×8.

Kyseisten profiilien tarkastelut on tehty esimerkeissä 9 ja 10, s. 86, tämän esimerkin mukaisilla työtason mitoilla. Esimerkeissä on laskettu kannatinvälillä olevan vääntöjäykisteen kertoimen  $k_T$  ja ulokkeen vääntöjäykisteen kertoimen  $k_{Tu}$  arvot:

$$k_T = 97,7 \%$$

$$k_{Tu} = 80,6 \%$$



Kuva 43. Tutkittava kohta, työtason mitat ja sijainti kannattimiin nähden sekä käytettävän jalkalistan poikkipinnan mitat.

Jalkalistan viivakuorman vääntövarren pituuden varmalla puolella oleva arvo on kaavan (89) mukaisesti  $e = 75 \text{ mm} - 8 \text{ mm}/2 - 0 = 71 \text{ mm}$ .



Kannatinvälin pituus on  $l_0 = 3000$  mm ja ulokkeen pituus on  $l_u = 1500$  mm. Leikkausvoimalle, taivutusmomentille ja vääntömomentille saadaan yhtälöryhmän (112), s. 89, perusteella arvot

$$|Q| = \frac{4,99 \text{ N/mm}}{2} \left( 3000 \text{ mm} + \frac{(1000 \text{ mm})^2}{3000 \text{ mm}} \right) \approx 8320 \text{ N}$$

$$M = \frac{1}{2} \cdot 4,99 \text{ N/mm} \cdot (1000 \text{ mm})^2 \approx 2495 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} |T| &= 4,99 \text{ N/mm} \cdot 71 \text{ mm} \cdot \max\left[\frac{1}{2}(1 - \frac{1}{2} \cdot 97,7\%) \cdot 3000 \text{ mm}, (1 - \frac{1}{2} \cdot 80,6\%) \cdot 1000 \text{ mm}\right] \\ &= 354 \text{ N} \cdot \max[767 \text{ mm}, 597 \text{ mm}] = 354 \text{ N} \cdot 767 \text{ mm} \\ &= 272 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Jos vääntöjäykisteitä on enemmän kuin em. tapauksessa, on jäykisteen tehollisuutta kuvaavan tekijän on oltava  $k_T \approx 100\%$ , jotta esitetyt tarkastelut olisivat mahdollisia. Jos kaikki vääntöjäykisteet ovat täysin tehollisia, jokaisen poikittaisjäykistevälin päätepisteissä vääntömomentin itseisarvo on

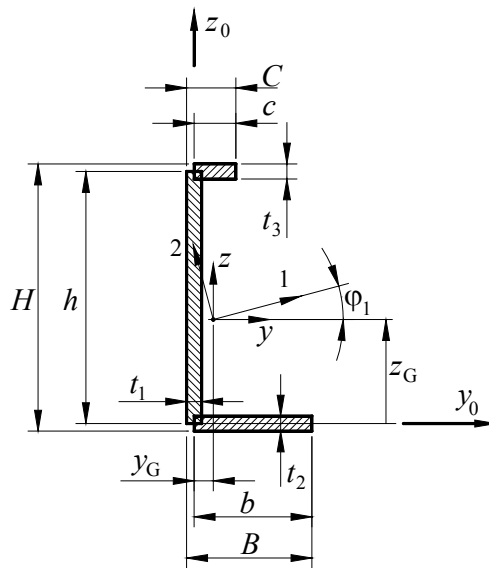
$$|T| = \frac{1}{2} q e l_T \tag{114}$$

missä  $q$  = jalkalistaan kohdistuva viivakuorma  
 $e$  = viivakuorman vaikutustason etäisyys jalkalistan vääntökeskiöstä  
 $l_T$  = tehollisten vääntöjäykisteiden välinen etäisyys

Vääntöjäykistevälin keskikohdassa vääntömomentti on nolla, jos kaikki vääntöjäykisteet ovat täysin tehollisia. Ulokkeiden osalta tilanne on seuraava: Jos ulokkeen pään päätylistaa lukuun ottamatta muut kyseisen ulokkeen puolella olevat jäykisteet ovat täysin tehollisia, käytetään kaavaa (108) vääntömomentin määrittämiseksi ulomman täysin tehollisen vääntöjäykisteen kohdalla siten, että mitta  $l_u$  on ulokkeen pään ja ulomman täysin tehollisen vääntöjäykisteen välinen etäisyys. Tämä määrittely on otettava huomioon myös kerrointa  $k_{Tu}$  määritettäessä. Lisäksi on otettava huomioon myös kaavan (114) mukainen vääntömomentti välittömästi ko. jäykisteen toisella puolella.

## 5.6 Lipallisen kulmaprofiilin poikkipintasuureet

Kuvassa 44 on esitetty lipallisen kulmaprofiilin poikkipintasuureiden laskennassa käytettävä geometria, koordinaatistot ja mitat. Laskentapoikkipinnan seinämät menevät profiilin nurkissa osittain päällekkäin. Näin laskien saadaan hyviä tuloksia, koska pintaa tulee siirrettyä ulkokulmista sisänurkkiin, joissa todellisuudessa on pyöristykset.



Kuva 44. Lipallisen kulmaprofiilin poikkileikkaussuureiden laskennassa käytettävä geometria, koordinaatistot ja mitat.

Profiilin painopisteakselin sijaintikoordinaatit ovat

$$z_G = \frac{S_{y_0}}{A} = \frac{\frac{1}{2}t_1h^2 + hct_3}{A} \quad (115)$$

$$y_G = \frac{S_{z_0}}{A} = \frac{\frac{1}{2}t_2b^2 + \frac{1}{2}t_3c^2}{A} \quad (116)$$

- missä
- $S_{y_0}$  = poikkipinnan staattinen momentti  $y_0$ -akselin suhteen
  - $S_{z_0}$  = poikkipinnan staattinen momentti  $z_0$ -akselin suhteen
  - $A$  = profiilin poikkipinta-ala  
=  $ht_1 + bt_2 + ct_3$
  - $h$  =  $H - t_2/2 - t_3/2$
  - $b$  =  $B - t_1/2$
  - $c$  =  $C - t_1/2$ ,  $c \geq 0$

Poikkipinnan jäyhyysmomentit ja jäyhyystulo  $y$ - ja  $z$ -akselien suhteen ovat

$$I_y = \left[ \frac{t_1 h^3}{12} + t_1 h \left( \frac{h}{2} - z_G \right)^2 \right] + \left[ \frac{bt_2^3}{12} + t_2 b (-z_G)^2 \right] + \left[ \frac{ct_3^3}{12} + t_3 c (h - z_G)^2 \right] \quad (117)$$

$$I_z = \left[ \frac{ht_1^3}{12} + t_1 h (-y_G)^2 \right] + \left[ \frac{t_2 b^3}{12} + t_2 b \left( \frac{b}{2} - y_G \right)^2 \right] + \left[ \frac{t_3 c^3}{12} + t_3 c \left( \frac{c}{2} - y_G \right)^2 \right] \quad (118)$$

$$I_{yz} = t_1 h \left( \frac{h}{2} - z_G \right) (-y_G) + t_2 b (-z_G) \left( \frac{b}{2} - y_G \right) + t_3 c (h - z_G) \left( \frac{c}{2} - y_G \right) \quad (119)$$

Lipattoman kulmaprofiilin poikkipintasuureet voidaan määrittää sijoittamalla  $t_3 = c = 0$ .

Vääntöön liittyvistä poikkipintasuureista on tarvetta määrittää vain vääntöjäyhyysmomentti. Käyristymisjäyhyysmomenttia ei ole tarvetta määrittää, koska tavallisella kulmaprofiililla on vain sekundaarista käyristymisjäyhyyttä. Lipallisen kulmaprofiilin käyristymisjäyhyys on primaarista, mutta lipalliset profiilit eivät sovellustavan vuoksi yleensä kuormitu väännöllä.

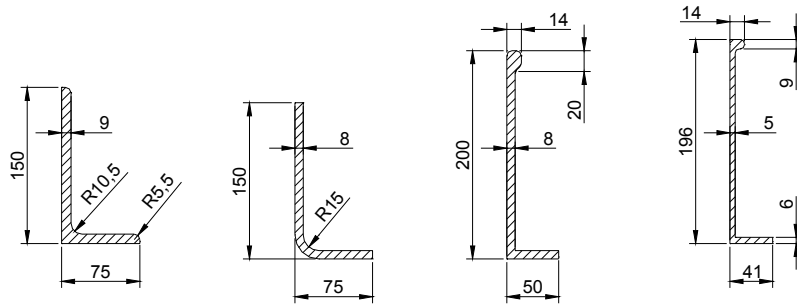
Kulmaprofiilin vääntöjäyhyden likiarvo on (Pennala, 1982, s. 291)

$$I_t \approx \frac{1}{3} (ht_1^3 + bt_2^3) \quad (120)$$

Kirjallisuudessa esitetään usein vääntövastuksen lauseke suurimman vääntöjännityksen määrittämiseksi. Suurin vääntöjännitys ei kuitenkaan välttämättä sijaitse kohdassa, jossa vertailujännitys on suurin. Tästä syystä vääntövastuksen käyttöä on syytä välttää.

Taulukossa 8 on esitetty jalkalistaprofiilien poikkipintasuureet poikkipinnan todellisen muodon mukaisesti laskettuina. Kuumavalssatun profiilin poikkipintasuureet on otettu standardista SFS-EN 10056-2. Muut poikkipintasuureet on määritetty AGIFAP-tietokoneohjelmalla (LTKK, 1986). Vääntöjäyhydet  $I_t$  on laskettu keskiviivojen pituuksien mukaan ottamatta huomioon kohtien, jotka sijaitsevat keskiviivojen alku- ja päätepisteissä, vaikutusta vääntöjäyhyden tarkkaan arvoon.

Taulukko 8. Jalkalistaprofiilien poikkipintasuureet. Koordinaattien  $z_G$  ja  $y_G$  nollapiste sijaitsee laippojen keskiviivojen leikkauspisteessä.

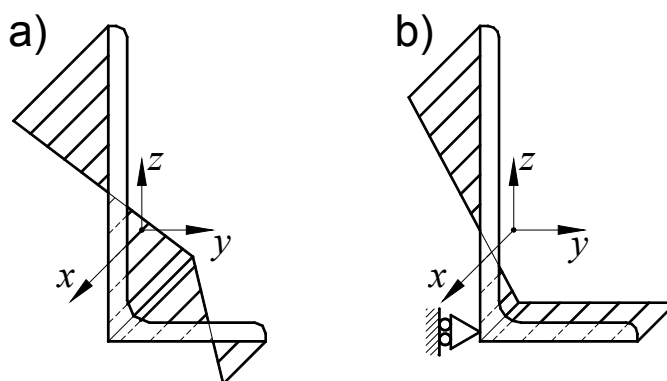


$z_G$	(mm)	48,3	51,2	83,4	84,9
$y_G$	(mm)	11,2	12,2	4,5	3,9
$A$	( $10^2 \text{ mm}^2$ )	19,5	16,7	20,1	12,8
$I_y$	( $10^4 \text{ mm}^4$ )	455,0	393,1	872,5	566,5
$I_z$	( $10^4 \text{ mm}^4$ )	78,3	71,3	23,2	10,1
$I_{yz}$	( $10^4 \text{ mm}^4$ )	-109,8	-103,8	-63,6	-31,7
$I_t$	( $10^4 \text{ mm}^4$ )	5,47	3,56	5,1	1,3
$I_1$	( $10^4 \text{ mm}^4$ )	484,0	423,6	877,2	568,3
$I_2$	( $10^4 \text{ mm}^4$ )	50,0	42,4	18,4	8,3
$\varphi_1$		14,8°	16,2°	4,3°	3,3°
$\alpha_y$		-0,241	-0,260	-0,073	-0,073
$\alpha_z$		-1,402	-1,430	-2,747	-2,747
$\gamma$		1,511	1,590	1,251	1,251

## 5.7 Jalkalistan kestävyys

### 5.7.1 Jännitys jakaumat

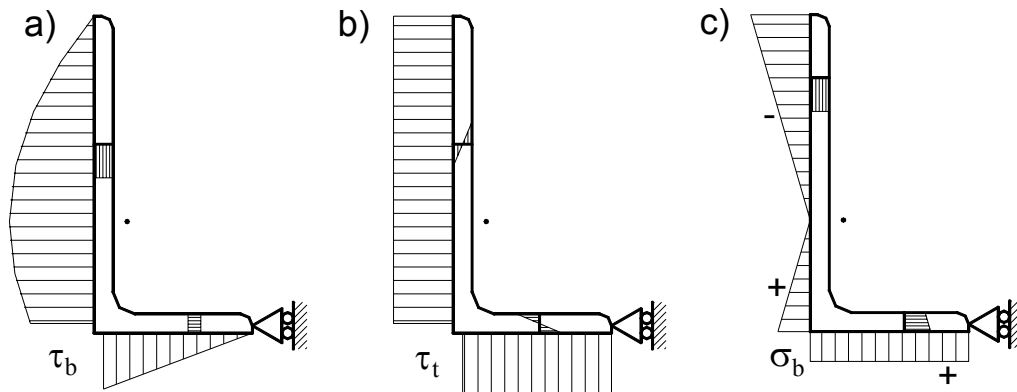
Kuvassa 45 on esitetty taivutusjännitys jakauma sivusuunnassa tukemattomalle ja tuetulle kulmaprofiilille. Jos palkki on sivusuunnassa tuettu, siihen kohdistuu kaavan (94), s. 78, mukainen tukireaktio, jonka ansiosta jännitys jakauma muodostuu kuvan 45b mukaiseksi. Tällöin taivutus on suoraa ja tarvittavat poikkipintasuureet voidaan määrittää suoraan taivutus akselin suhteen. Sivuttaisen tuennan on oltava suhteellisen jatkuva, jotta jäykisteiden välisten osuuksien vino taivutus ei vinouttaisi kuvan 45b mukaista jännitys jakaumaa.



Kuva 45. Taivutusjännitysjaakauma sivusuunnassa tukemattomalle (a) ja tuetulle (b) kulmaprofiilille. Taivutusmomenttivektori on yhdensuuntainen  $y$ -akselin kanssa.

Työtasojen poikittaisjäykisteet muodostavat mitoituksen kannalta kriittisissä tapauksissa yleensä riittävän jatkuvan sivuttaisen tuennan, jos kuormitus on tasaista. Työtason kuormitus on kuitenkin liikkuvaa. Kun työtasolla on kuormaa vain yhdellä laidalla, toisen laidan jalkalista taipuu vähemmän. Tällöin vähemmän taipuvaan jalkalistaan kohdistuu myös pienempi sivuttainen tukireaktio, mikä johtaa myös siihen, että kuormitetun laidan jalkalistan sivuttaistuenta heikkenee. Kriittisimmän kuormitusjakauman määrittäminen olisi työlästä ja myös poikittaisjäykisteiden sijoituksen vaikutus vaatisi tarkempia selvityksiä. Tästä syystä seuraavissa tarkasteluissa jännitysjaakauman oletetaan olevan kuvan 45b mukainen. Tämä on epävarmalla puolella oleva oletus, mikä on otettava huomioon laskentamenetelmän varmuuskertoimen arvossa.

Normaalijännityksiä palkkiin aiheutuu taivutusmomentista ja normaalivoimasta. Jalkalistoisiin ei tule yleensä normaalivoimia. Leikkausjännitykset johtuvat leikkausvoimista ja vääntömomentista. Estetyn väännön jännitykset voidaan jättää huomiotta, koska L-profiililla ei ole primaarista käyritysmisjäyhyyttä. Kuvassa 46 on esitetty taivutuksesta ja väännöstä aiheutuvat leikkausjännitysjaakaumat. Samassa kuvassa on vertailun helpottamiseksi toistettu myös jo kuvassa 45b esitetty normaalijännitysjaakauma (taivutusjännitys). Taivutusjännityksen etumerkit ovat kuvan mukaiset kannatinvälillä (negatiivinen taivutusmomentti).

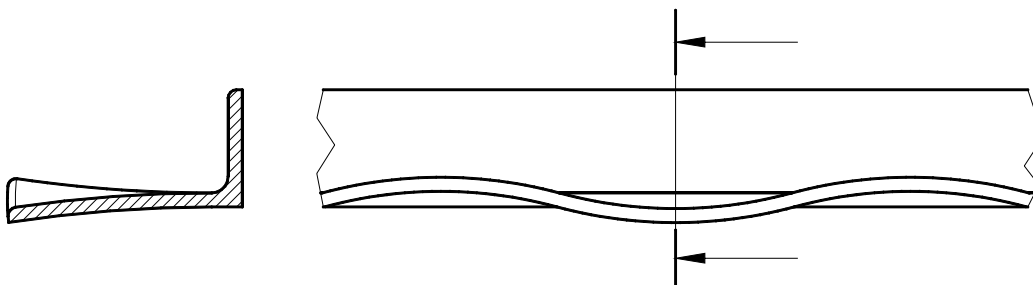


Kuva 46. Sivusuunnassa tuetun kulmaprofiilin taivutuksen aiheuttama leikkausjännitys-jakauma (a), väännön aiheuttama leikkausjännitys-jakauma (b) ja taivutuksen aiheuttama normaalijännitys-jakauma (c).

Ei ole syytä määrittää ehjän poikkipinnan vertailujännityksiä, koska kriittisissä kohdissa jalkalistassa voi olla reikiä. Reikien vaikutusta tarkastellaan tarkemmin kohdassa 5.7.3.1, s. 103.

## 5.7.2 Jalkalistan staattinen stabiilius

Sivusuunnassa tuetun jalkalistan stabiiliuden menetys tapahtuu yleensä kuvassa 47 esitetyllä tavalla, kun jalkalista ylälaippa on puristuksella. Jos puristuksella on alalaippa se voisi lommahtaa samalla tavalla, mutta käytännössä jalkalistan alalaipan hoikkuus on usein niin pieni ja jännitystila alhainen ylälaipan jo myötäessä, että alalaipalle ei tarvitse tehdä lommahdustarkasteluja.



Kuva 47. Sivusuunnassa tuetun jalkalistan lommahdus. Kuvassa ei ole esitetty jalkalistan alalaipassa esiintyviä muodonmuutoksia.

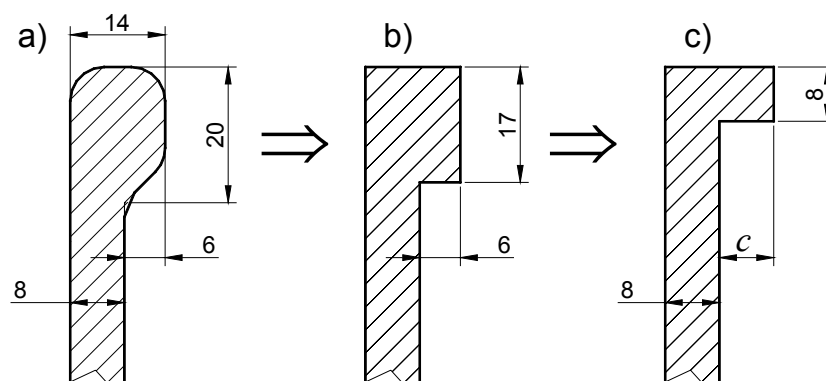
Jalkalistan sivuttaistuennan voidaan olettaa antavan tukea niin, että kiepahdustarkastelua ei yleensä tarvitse tehdä. Tarvittaessa kiepahdustarkastelu voidaan tehdä esimerkiksi-

si tutkimusraportissa Lateral Buckling Strengths of Steel Angle Section Beams (Trahair, 2002) esitetyllä tavalla.

Jalkalistan stabiiliuden menetys voi tapahtua myös pistemäisen tukireaktion aiheuttamana paikallisena pystylaipan lommahduksena. Tätä tapausta ei tässä käsitellä, mutta varsinkin jos jalkalistojen seinämänpaksuutta aiotaan ohentaa merkittävästi, pistevoi-  
makestävyys on syytä ottaa huomioon. Kylmämuovattujen jalkalistojen osalta pistevoi-  
makestävyyttä määritettäessä on otettava huomioon myös kulmapyörityksen vaikutus. Esistandardissa prEN 1993-1-3 (2003, s. 59) on esitetty tähän tilanteeseen soveltuva menetelmä, jossa otetaan huomioon myös se, että kysymyksessä on yksiuumainen palkki.

#### 5.7.2.1 Lipan vaikutus lommahduskestävyyteen

Tutkitaan alumiinijalkalistan yläpään levennyksen eli lipan vaikutusta lommahduskestävyyteen. Alumiinirakenteiden esistandardissa Eurocode 9 (prEN 1999-1-1, 2002) on esitetty menetelmä jäykisteen tuoman jäykkyyden huomioon ottamiseksi. Menetelmässä jäykisteen on oletettu olevan saman paksuinen kuin perusprofiilin. Tästä syystä suoritetaan karkea muunnos, jossa määritetään taivutusjäykkyydeltään kuvassa 28c, s. 64, esitettyä jäykistettä vastaavan 8 mm paksun jäykisteen leveys. Kyseisen muunnoksen vaiheet on esitetty kuvassa 48.



Kuva 48. Alumiinista valmistetun jalkalistan ylälaidan levennyksen analysoinnin vaiheet.

Aluksi korvataan pyöreänurkkainen pinta (a) suorakulmion muotoisella pinnalla (b). Tämän jälkeen kavennetaan kyseinen 17 mm paksu jäykiste 8 mm paksuksi ja samalla pidennetään sitä siten, että jäykisteen taivutusjäykkyys lommahdusta estävässä suunnassa pysyy vakiona. Jäykkyys lasketaan jäykistettävän levyn keskitason suhteen. Tällöin tapauksen (b) ja (c) yhtenevien jäyhyysmomenttien perusteella on

$$I_{(b)} = I_{(c)}$$

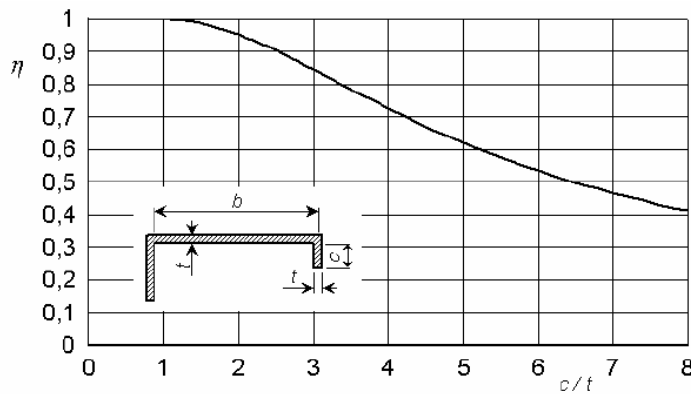
$$\frac{17 \text{ mm} \cdot (6 \text{ mm})^3}{12} + 17 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} \cdot (10 \text{ mm})^2 = \frac{8 \text{ mm} \cdot c^3}{12} + 8 \text{ mm} \cdot c \cdot (4 \text{ mm} + c)^2$$

$$c \approx 8,3 \text{ mm}$$

Jäykisteen laskennallinen leveyden ja paksuuden suhde on siis

$$\frac{c}{t} = \frac{8,3 \text{ mm}}{8 \text{ mm}} \approx 1,04$$

Esitetty muunnos liioittelee hieman jäykisteen vaikutusta, koska alueen pinta-ala suurenee tapauksessa (b) ja jäykisteen sijainti tulee edullisemmaksi vaiheessa (c). Seuraavaksi sovelletaan esistandardin Eurocode 9 tasaisesti puristettujen levyosien mitoituskäyrästä, joka on esitetty kuvassa 49.



Kuva 49. Jäykisteen vahvistavan vaikutuksen tuoma redusointikerroin tasaisesti puristetun levykentän leveydelle (prEN 1999-1-1, 2002, s. 58).

Kuvasta nähdään, että jäykisteen leveyden ja paksuuden suhteen ollessa  $c/t = 1,04$  levykentän leveyden redusointikerroin on 1,0 eli levykenttää ei voida laskelmissa kaventaa. Tämä tarkoittaa sitä, että tutkittu lippa ei anna käytännössä yhtään tukea lommahdusta vastaan ja sen käyttö kyseisessä tarkoituksessa ei ole perusteltua. Lisäksi on muistettava, että esitetty tarkastelu liioitteli lipan edullista vaikutusta.

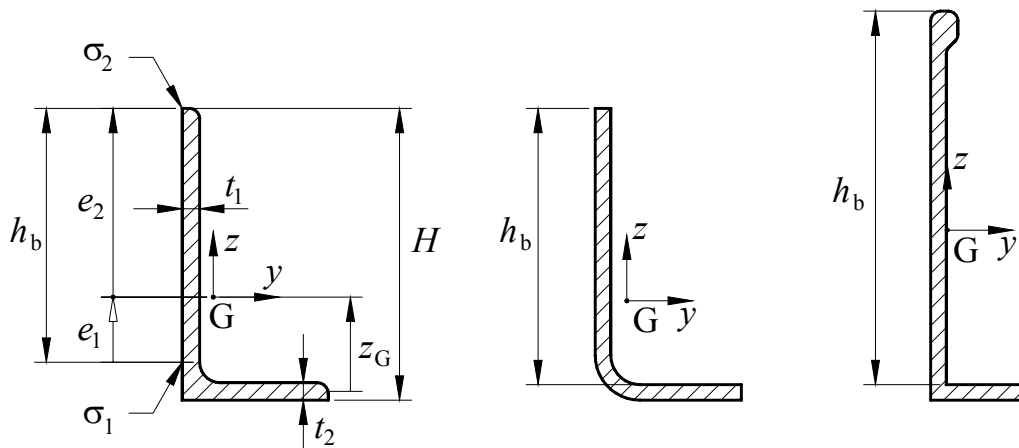


### 5.7.2.2 Lommahdustarkastelu

Pistevoimien vaikutusta lommahduskestävyyteen aksiaalikuormituksessa ei tässä tarkastella, koska pistekuormilla on vaikutusta aksiaaliseen puristuskestävyyteen vasta, kun pistekuorman aiheuttaman poikittaisen jännityksen käyttöaste on vähintään 60 % (Niemi, 2003, s. 26). Jalkalistojen kuormitustapa on viivakuormitus, joten kannatinväliällä ei esiinny pistemäisiä kuormia. Tukireaktioiden aiheuttamien pistevoimien kohdalla jalkalistan ylälaippaan ei kohdistu oleellista puristusrasitusta, joten kyseinen kohta ei ole nyt tutkittavan lommahdustyypin kannalta kriittinen.

Leikkausjännitysten vaikutusta ei oteta huomioon lommahdustarkastelussa aksiaalikuormituksessa, koska tasaisesti kuormitetun jalkalistan ylälaipan puristusjännityksen ja leikkausjännityksen suurimpien arvojen kohdat eivät sijaitse samassa kohdassa. Tuilla, joissa leikkausjännityksellä voisi olla merkitystä, ylälaippaan kohdistuu pääasiallisesti vetorasitusta. Leikkausjännityksillä olisi merkitystä aksiaaliseen puristuskestävyyteen vasta, kun leikkauskestävyyden käyttöaste olisi vähintään 50 % (Niemi, 2003, s. 26). Tällaisiin leikkauskestävyyden käyttöasteisiin ei yleensä päästä edes tuilla puhumattakaan kohdista, joissa jalkalistan ylälaipan puristusjännitys on kriittinen.

Kohdassa 5.7.2.1 esitetyn tarkastelun perusteella nykyisillä jalkalistaprofiileilla jalkalistaa voidaan pitää lommahdustarkastelussa toiselta laidaltaan täysin vapaana. Seuraavaksi esitettävässä lommahdustarkastelussa jalkalistan taipuman oletetaan olevan alalaipasta sivusuunnassa estetty ja taivutusmomentin oletetaan olevan negatiivinen, jolloin pystylaipan laidassa on puristusjännitys. Tarkastelussa käytettävät merkinnät on esitetty kuvassa 50.



Kuva 50. Jalkalistan pystylaipan lommahdustarkastelussa käytettävät merkinnät. Etäisyydet  $e_1$  ja  $e_2$  mitataan poikkileikkauksen painopisteestä G, ks. kuvaa 2, s. 7.

Lommahduksen välttämiseksi ehdon (34), s. 40, on oltava voimassa. Alumiinijalkalistojen tapauksessa on lisäksi otettava huomioon ehto (47), s. 42.

Lujuuden redusointikertoimen määrittämiseksi on selvitettävä levykentän suhteellisen hoikkuuden arvo, kaava (44), s. 41. Jalkalistojen tapauksessa kyseisen kohdan kolmas esitystapa on tarkoituksenmukaisin. Jalkalistan merkinnöin se on

$$\bar{\lambda}_p = \frac{h_b}{t_1} \sqrt{\frac{12\sigma_{Re}(1-\nu^2)}{\pi^2 k_\sigma E}} \quad (121)$$

Mitta  $h_b$  on jalkalistan pystylaipan lommahdukselle altis leveys, joka mitataan kuvassa 50 esitetyllä tavalla. Nyt tarkasteltavassa tapauksessa jännitys saa minimiarvonsa pystylaipan vapaassa laidassa. Tuentatapaus on siis kuvan 12, s. 44, mukainen ja lommahduskertoimen  $k_\sigma$  arvo voidaan ratkaista kaavasta (52), s. 46. Lommahduskertoimen määrittämisessä tarvittava levykentän äärijännitysten  $\sigma_1$  ja  $\sigma_2$  suhde on

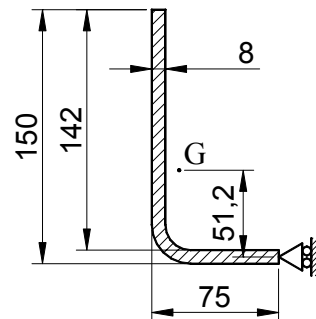
$$\psi = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{\frac{M}{I_y} e_1}{\frac{M}{I_y} e_2} = \frac{e_1}{e_2} \quad (122)$$

Jos kulmaprofiili toimii itsenäisesti, eikä sen alle ole kiinnitetty esimerkiksi samansuuntaista putkipalkkia, koordinaatti  $e_1$  on negatiivinen ja jännityssuhde voidaan esittää muodossa

$$\psi = 1 - \frac{h_b}{H - z_G - t_2/2} \quad (123)$$

### Esimerkki 12

Tutkitaan voidaanko ruostumattomasta teräksestä EN 1.4301 kylmämuovaamalla valmistettua sivusuunnassa tuettua jalkalista, kuva 51, kuormittaa myötörajalalle saakka. Ylälaipan lommahdukselle alttiin levykentän leveys on  $h_b = 142$  mm. Kyseisen teräksen myötölujuus, kimmomoduuli, Poisson'n vakio ja lommahduksen kertoimet toiselta sivulta vapaalle levykentälle ovat



Kuva 51. Jalkalistan poikkileikkaus. G on painopiste.

$$\sigma_{Re} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0,3$$

$$k_1 = 1,000$$

$$k_2 = 0,231$$

Yhtälön (123) mukaan sivusuunnassa tuetun jalkalistan ylälaipan jännityssuhde on

$$\psi = 1 - \frac{142}{150 - 51,2 - 8/2} = -0,50$$

Lommahduskertoimelle  $k_\sigma$  ja suhteelliselle hoikkeudelle  $\bar{\lambda}_\sigma$  saadaan kaavojen (52), s. 46, ja (121), s. 100, perusteella

$$k_\sigma = 0,57 - 0,21 \cdot (-0,50) + 0,07(-0,50)^2 = 0,69$$

$$\bar{\lambda}_\sigma = \frac{142}{8} \sqrt{\frac{12 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 (1 - 0,3^2)}{\pi^2 \cdot 0,69 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2}} = 0,73$$

Kyseinen suhteellisen hoikkeuden arvo on suurempi kuin taulukossa 4, s. 45, ruostumattomasta teräksestä valmistetulle toiselta sivulta vapaalle levykentälle esitetty raja-arvo  $\bar{\lambda}_{\sigma PL3} = 0,638$ , joten ylälaippa lommahtaa ennen kuin jännitys saavuttaa myötölujuuden. Myötölujuuden redusointikerroin lasketaan kaavan (43), s. 41, mu-

kaisesti seuraavasti:

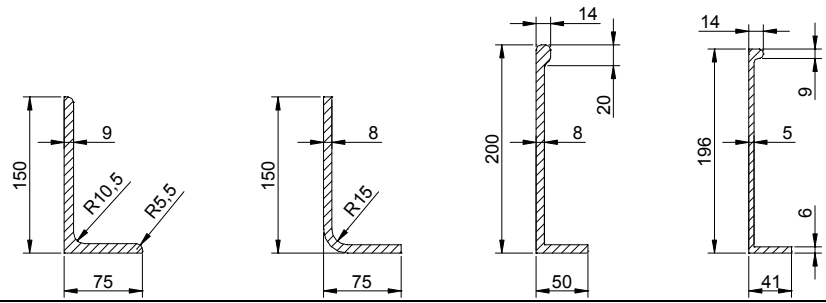
$$\chi_{\sigma} = \frac{1,000}{0,73} - \frac{0,231}{0,73^2} = 0,94$$

Näin ollen pystylaipan laidan jännityksen  $\sigma_2$  on oltava

$$\sigma_2 \geq -0,94 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 = -197 \text{ N/mm}^2$$

Taulukossa 9 on esitetty tyypillisten jalkalistaprofiilien lommahdustarkastelu asianmukaisilla materiaalivakioilla laskettuna.

Taulukko 9. Jalkalistaprofiilien lommahdustarkastelu.  $\sigma_b$  on lommahdusjännitys. Profiilien poikkipintasuuret on esitetty taulukossa 8. Poisson'n vakio  $\nu = 0,3$ .

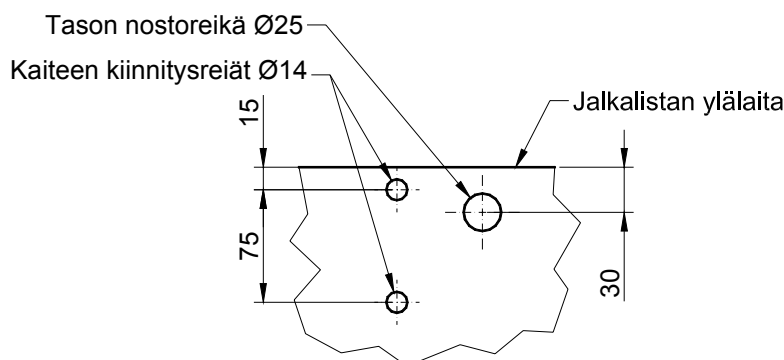


	S355	S235	1.4404	1.4301	6060 T6	6060 T5	6060 T6	6060 T5
$\sigma_{Re}$ (N / mm <sup>2</sup> )	355	235	220	210	140	100	140	100
$E$ (N / mm <sup>2</sup> )	210000	210000	200000	200000	70000	70000	70000	70000
$k_1$	1,000	1,000	1,000	1,000	0,959	0,863	0,959	0,959
$k_2$	0,188	0,188	0,231	0,231	0,221	0,184	0,221	0,221
$c$ (mm)	131	131	142	142	192	192	190	190
$\psi$	-0,34	-0,34	-0,50	-0,50	-0,70	-0,70	-0,76	-0,76
$k_{\sigma}$	0,65	0,65	0,69	0,69	0,75	0,75	0,77	0,77
$\lambda_{\sigma}$	0,78	0,63	0,74	0,73	1,30	1,10	2,04	1,72
$\chi_{\sigma}$	97 %	100 %	93 %	94 %	61 %	63 %	27 %	37 %
$\sigma_b$ (N / mm <sup>2</sup> )	-346	-235	-204	-197	-85	-63	-37	-37

Lujuuden redusointikertoimien  $\chi_{\sigma}$  arvot kertovat kuinka hyvin materiaalin lujuus voidaan hyödyntää. Materiaalin lujuuden hyödyntäminen täysin ei kuitenkaan yleensä ole optimaalista, koska profileja hoikennettaessa redusointikerroin kyllä pienenee, mutta esimerkiksi jäyhyysmomentti ja taivutusvastus kasvavat. Lisäksi on yleistä, että mitoituksen määrää jännitysten asemesta siirtymät.

### 5.7.3 Jalkalistojen reiät

Jalkalistoihin tehdään reikiä esimerkiksi kaiteiden kiinnitystä ja tason nostamista varten. Tyypilliset teräsalkalistojen reikien koot ja sijoitukset ovat kuvan 52 mukaiset. Alumiinijalkalistoilla ylempään kaiteen kiinnitysreiän sijainti on tavallisesti 55 mm kuvan mitan 15 mm asemesta.



Kuva 52. Kaiteen kiinnitysreiät ja tason nostoreikä teräsalkalistassa.

#### 5.7.3.1 Reikien vaikutus lujuteen

Reiät heikentävät jalkalistaa. Useissa lähteissä (esim. prEN 1993-1-1, 2003, s. 42) annetaan ehto, jonka täyttyessä voitaisiin reikien vaikutus jättää ottamatta huomioon profiilin taivutusmomenttikestävyyttä määritettäessä. Vetopuolella se, että reikien vaikutusta ei tarvitsisi ottaa huomioon, perustuu reiän reunan paikallisen myötäämisen aiheuttamaan muokkauslujittumiseen (Niemi, 2003, s. 14). Puristuspuolella selitys olisi se, että ruuvien reunapuristus tai kitkavaikutus ottaisi osan kuormasta vastaan jo ennen nettoleikkausta.

Kummatkaan em. vaikutusperiaatteista eivät ole aina voimassa. Riittävä muokkauslujittuminen edellyttää riittäviä reunaetäisyyksiä ja sopivia aineominaisuuksia. Ruuvien reunapuristusta tai kitkavaikutusta ei ole, jos liitos ei levitä ruuvien kautta osaa voimista pois rasittamasta nettoleikkausta.

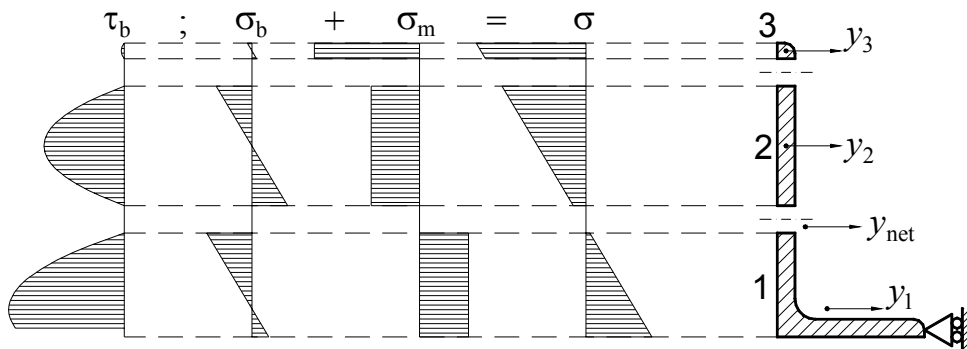
Jalkalistan rasitukset eivät välity siihen tehtävien reikien kautta minnekään, joten em. lähteissä esitettyjä kaavoja ei voida käyttää. Näin ollen jalkalistan taivutusmomenttikestävyyden laskenta on perustettava nettoleikkaukseen. Vaikka esitetyt vaikutuspe-

riaatteet olisivat voimassa, em. lähteiden kaavojen soveltaminen yleisessä tapauksessa voisi olla vaikeaa, koska ne on laadittu vain I- tai kotelopoikkileikkausta ajatellen.

Jalkalistan korkeuteen nähden harvaan sijoitetuilla rei'illä ei liene oleellista merkitystä lommahduskestävyyteen, koska pitkien levykenttien lommahdusmuodossa esiintyy ehjässäkin levykentässä nivelpisteisiin verrattavia aaltomuodon käännekohtia, ks. kuvaa 47, s. 96.

### 5.7.3.2 Jännitykset nettoleikkauksessa

Jalkalistan oletetaan olevan sivusuunnassa tuettu. Leikkausjännitysjakautuman arvioimiseksi jalkalistan pystylaipassa reikärivin kohdalla taivutusnormaalijännitys voidaan ajatella jaetuksi rakenteellisiin jännityksiin kuvassa 53 esitetyllä tavalla jalkalistan pystylaipassa.



Kuva 53. Sivusuunnassa tuetun kulmaprofiilin rakenteelliset jännitykset.

Koska käytännössä palkin käyrityssäde on suuri poikkileikkauksen korkeuteen nähden, niin käyrityssäde voidaan olettaa likimain samaksi kaikille poikkileikkauksen osille, joten

$$\frac{M_1}{EI_1} = \frac{M_2}{EI_2} = \frac{M_3}{EI_3} \Rightarrow \frac{Q_1}{EI_1} = \frac{Q_2}{EI_2} = \frac{Q_3}{EI_3} \quad (124)$$

missä  $I_i$  on osan  $i$  jäyhyysmomentti  $y_i$ -akselin suhteen. Tällöin leikkausvoimat poikkileikkauksen eri osissa ovat

$$Q_i = \frac{I_i}{\sum_{i=1}^n I_i} Q \quad (125)$$

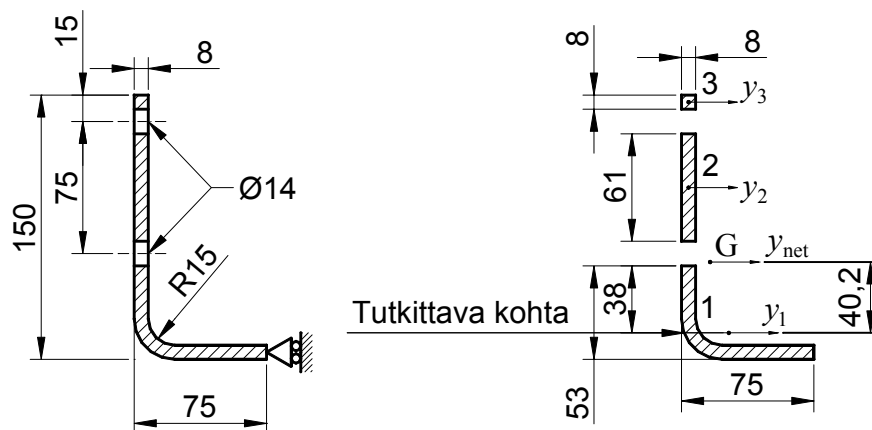
missä  $n$  on poikkileikkausosien lukumäärä. Nyt eri osien rakenteelliseen taivutusjännitykseen liittyvät leikkausjännitykset  $\tau_b$  selviävät soveltamalla kaavaa (28), s. 36, poikkileikkauksen eri osiin. Taivutuksen leikkausjännitys on siten

$$|\tau_b| = \left| \frac{Q_i S_i}{I_i t} \right| \quad (126)$$

missä  $S_i$  on poikkileikkausosan  $i$  osan staattinen momentti  $y_i$ -akselin suhteen ja  $t$  on seinämänpaksuus. Taivutus- ja vääntöjännitykset selviävät yksinkertaisesti käyttämällä nettopoikkileikkauksen poikkipintasuureita ja kaavoja (27) ja (29), s. 36.

### Esimerkki 13

Esimerkin 11, s. 90, tutkittavassa kohdassa on kaidereiät. Määritetään jännitykset poikkileikkauksen kohdassa, jossa taivutuksen leikkausjännitys saa maksimiarvonsa. Sivuttaisten siirtymien oletetaan olevan estetyt.



Kuva 54. Jalkalistan tehtävät kaidereiät ja nettopoikkileikkauksen osien mitat.

Kyseisessä esimerkissä jalkalistan kuormituksiksi saatiin tutkittavassa kohdassa

$$|Q| = 8\,320 \text{ N}$$

$$M = 2\,495 \text{ Nm}$$

$$|T| = 272 \text{ Nm}$$

Taivutuksen leikkausjännitys saa suurimman arvonsa poikkileikkauksen osan 1 paikallisen painopisteen korkeudella. Tämä kohta on merkitty kuvaan 54. Nettoleikkauksen poikkipintasuureet saadaan taulukosta 10, s. 110

$$I = 306 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_t = 3,08 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Eri osien jäyhyysmomentit ovat

$$I_{y1} = 210\,059 \text{ mm}^4$$

$$I_{y2} = 151\,321 \text{ mm}^4$$

$$I_{y3} = 341 \text{ mm}^4$$

Nämä tulokset on määritetty AGIFAP-tietokoneohjelmalla (LTKK, 1986), mutta usein riittävään tarkkuuteen päästään myös kohdassa 5.6, s. 92, esitetyillä kaavoilla. Poikkileikkauksen alin osa kantaa kaavan (125) perusteella leikkausvoiman

$$Q_1 = \frac{210\,059 \text{ mm}^4}{210\,059 \text{ mm}^4 + 151\,321 \text{ mm}^4 + 341 \text{ mm}^4} \cdot Q = 57,8 \% \cdot 8320 \text{ N} = 4805 \text{ N}$$

Tutkittavan kohdan yläpuolisen osan staattisen momentin itseisarvo  $y_1$ -akselin suhteen on  $S_{y1} = \frac{1}{2} \cdot 8 \text{ mm} \cdot (38 \text{ mm})^2 = 5776 \text{ mm}^3$ . Normaalijännitys  $\sigma_b$ , taivutuksen leikkausjännitys  $\tau_b$  ja väännön leikkausjännitys  $\tau_t$  ovat kaavan (126), s. 105, ja kaavojen (27) ja (29), s. 36, mukaisesti

$$\sigma_b = \frac{2\,495 \times 10^3 \text{ Nmm}}{306 \times 10^4 \text{ mm}^4} (-40,2 \text{ mm}) = -32,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_b = \frac{4\,805 \text{ N} \cdot 5\,776 \text{ mm}^3}{210\,059 \text{ mm}^4 \cdot 8 \text{ mm}} = 16,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_t = \frac{272 \times 10^3 \text{ Nmm}}{3,08 \times 10^4 \text{ mm}^4} \cdot 8 \text{ mm} = 70,6 \text{ N/mm}^2$$

Von Mises -vertailujännitys on kyseisessä kohdassa yhtälön (32), s. 38, perusteella

$$\sigma_{\text{vert}} = \sqrt{(-32,8)^2 + 3(16,5 + 70,6)^2} \text{ N/mm}^2 = 154 \text{ N/mm}^2$$

Jos laskentamenetelmän varmuuskertoimelle otetaan arvo  $\gamma_{Cl} = 1,2$  ja materiaalin myötölujuuden varmuuskertoimelle arvo  $\gamma_M = 1,0$ , saadaan myötölujuuden käyttöasteeksi  $\eta_{\sigma_{Re}}$  kaavan (33), s. 38 perusteella



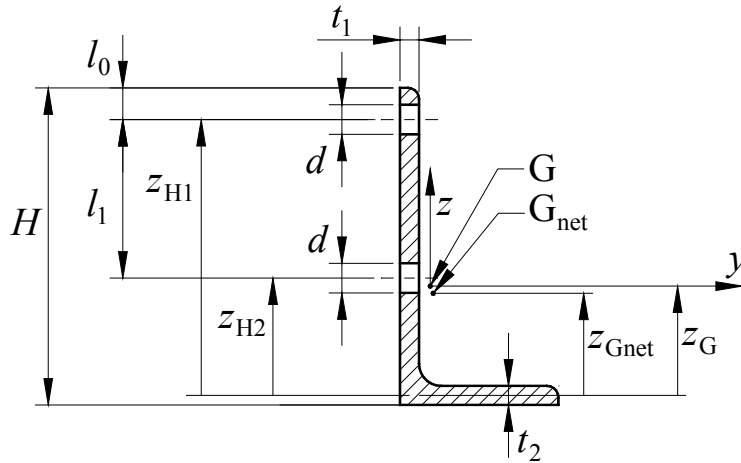
$$\eta_{\sigma_{Re}} = 1,2 \cdot 1,0 \cdot \frac{154 \text{ N/mm}^2}{210 \text{ N/mm}^2} = 88 \%$$

Murtorajatila olisi saavutettu kyseisessä kohdassa, jos käyttöaste saavuttaisi arvon 100 %. Tässä esimerkissä tutkittiin kuitenkin vain jalkalistan yhden poikkileikkauksen yhden kohdan jännitys. Tässä poikkileikkauksessa pitäisi lisäksi tutkia ainakin kohta, jossa taivutusjännitys saa maksimiarvonsa. Lisäksi olisi syytä tutkia jännityksiä kannatinvälin keskikohdassa.

### 5.7.3.3 Nettoleikkauksen poikkipintasuureet

Seuraavaksi esitettävä menetelmä poikkipintasuureiden määrittämiseksi ei yksinkertaisuutensa vuoksi sovellu taivutuksen leikkausjännitysten ratkaisemiseen, koska menetelmä ei sisällä poikkileikkauksen osien erillistä käsittelyä. Menetelmä antaa kuitenkin hyviä tuloksia nettopoikkipinnan jäyhyysmomentin ja vääntöjäyhyden määrittämiseksi ja sitä voidaan soveltaa myös ulkopuolisesta lähteestä saatujen poikkipintasuureiden redusoimisessa, koska menetelmä ei sisällä bruttoleikkauksen poikkipintasuureiden määrittämistä.

Määritetään reikien heikentämän nettopoikkileikkauksen poikkipintasuureet. Laskennassa käytettävät merkinnät on esitetty kuvassa 55. Koska kriittiset eli pitkät jalkalistat ovat sivusuunnassa tuettuja, riittää että määritetään vain  $y$ -akselin suhteen laskettavat poikkipintasuureet.



Kuva 55. Nettoipoikkipinnan suureiden laskennassa käytettävät merkinnät.

Nettopoikkipinnan painopisteakselin sijaintikoordinaatti  $z_{G \text{ net}}$ , jäyhyysmomentti  $I_{y \text{ net}}$ , taivutusvastus  $W_{y \text{ net}}$  ja vääntöjäyhyys  $I_{t \text{ net}}$  ovat

$$z_{G \text{ net}} = z_G - \frac{t_1 d \sum_{i=1}^{n_H} (z_{H_i} - z_G)}{A_{\text{net}}} \quad (127)$$

$$I_{y \text{ net}} = I_y + A \cdot (z_G - z_{G \text{ net}})^2 - n_H \frac{t_1 d^3}{12} - t_1 d \sum_{i=1}^{n_H} (z_{H_i} - z_{G \text{ net}})^2 \quad (128)$$

$$W_{y \text{ net}} = \frac{I_{y \text{ net}}}{H - z_{G \text{ net}} - t_2/2} \quad (129)$$

$$I_{t \text{ net}} = I_t - \frac{1}{3} n_H d t_1^3 \quad (130)$$

missä  $z_G$  = bruttopoikkipinnan painopisteakselin sijaintikoordinaatti  
 $z_{H_i}$  = reiän  $i$   $z$ -koordinaatti:  $z_{H1} = H - t_2/2 - l_0$ ,  $z_{H(i+1)} = z_{H_i} - l_i$   
 $n_H$  = reikien lukumäärä  
 $I_y$  = bruttopoikkipinnan jäyhyysmomentti  
 $A_{\text{net}}$  = nettoipoikkipinta-ala =  $A - n_H d t_1$   
 $A$  = bruttopoikkipinta-ala  
 $I_t$  = bruttopoikkipinnan vääntöjäyhyys

## Esimerkki 14

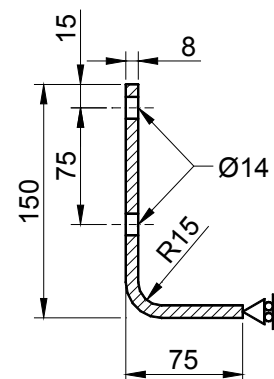
Määritetään kuvassa 56 esitetyn jalkalistan poikkileikkaussuureet kaiteen kiinnitysreikien kohdalla vaaka-akselin ympäri. Bruttoleikkauksen poikkipintasuureet ovat taulukon 8, s. 94, perusteella

$$z_G = 51,2 \text{ mm}$$

$$A = 1671 \text{ mm}^2$$

$$I = 393 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_t = 3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4$$



Kuva 56. Jalkalistan poikkileikkaus kaiteen kiinnitysreikien kohdalla.

Reikien  $z$ -koordinaatit ovat

$$z_{H1} = (150 - 8/2 - 15) \text{ mm} = 131 \text{ mm}$$

$$z_{H2} = 131 \text{ mm} - 75 \text{ mm} = 56 \text{ mm}$$

Nettopinta-ala on

$$A_{\text{net}} = 1671 \text{ mm}^2 - 2 \cdot 14 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm} = 1447 \text{ mm}^2$$

Nettopoikkipinnan painopisteen  $z$ -koordinaatti, jäyhyysmomentti, taivutusvastus ja vääntöjäyhyys ovat

$$z_{G_{\text{net}}} = 51,2 \text{ mm} - \frac{8 \cdot 14 \cdot (131 - 51,2 + 56 - 47,1)}{1447} \text{ mm} = 44,3 \text{ mm}$$

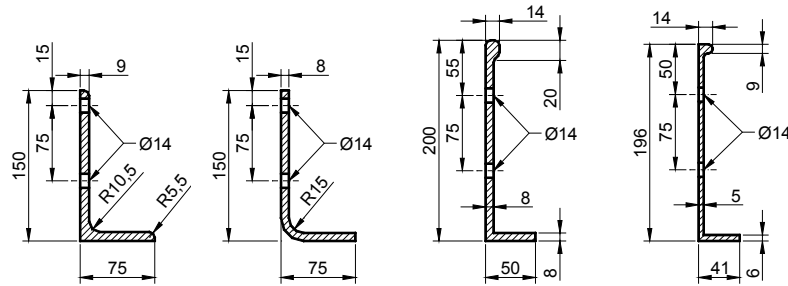
$$\begin{aligned} I_{\text{net}} &= 393 \times 10^4 \text{ mm}^4 + 1671 \text{ mm}^2 \cdot (51,2 \text{ mm} - 44,3 \text{ mm})^2 \\ &\quad - 2 \cdot \frac{8 \text{ mm} \cdot (14 \text{ mm})^3}{12} - 8 \text{ mm} \cdot 14 \text{ mm} \cdot [(131 - 44,3)^2 + (56 - 44,3)^2] \text{ mm}^2 \\ &= 315 \times 10^4 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$W_{\text{net}} = \frac{315 \times 10^4 \text{ mm}^4}{(150 - 44,3 - 8/2) \text{ mm}} = 31,0 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$I_{t_{\text{net}}} = 3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4 - \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot 14 \text{ mm} \cdot (8 \text{ mm})^3 = 3,08 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Taulukossa 10 on esitetty yleisimpien jalkalistatyyppien poikkipintasuureita kaiteen kiinnitysreikien kohdalla. Taulukosta käy ilmi myös, kuinka suuri prosenttiosuus bruttoleikkauksen poikkileikkaussuureista on jäljellä nettoleikkauksessa. Taulukossa 11 on esitetty vastaavat suuret tason nostoreiän heikentämille jalkalistaleikkauksille.

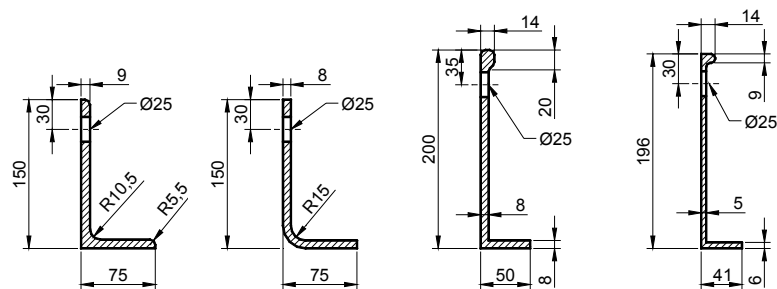
Taulukko 10. Jalkalistan poikkipintasuureet kaiteen kiinnitysreikien kohdalla. Prosenttiluvut ilmoittavat nettopoikkileikkauksen suureen arvon suhteen bruttopoikkileikkauksen vastaavaan arvoon.



$A$	(mm <sup>2</sup> )	1698	87 %	1447	87 %	1789	89 %	1137	89 %
$I_y$	(10 <sup>4</sup> mm <sup>4</sup> )	361	79 %	315	80 %	830	95 %	540	95 %
$W_y$	(10 <sup>3</sup> mm <sup>4</sup> )	34,8	74 %	31,1	75 %	72,1	93 %	48,8	93 %
$I_t$	(10 <sup>4</sup> mm <sup>4</sup> )	4,79	88 %	3,08	87 %	4,6	91 %	1,2	91 %

Taivutusvastusten arvoista nähdään, että kaiteen kiinnitysreiät heikentävät käytössä olevien kuumavalssattujen ja kylmämuovattujen jalkalistojen taivutusvastusta vajaa 30 %. Alumiinipursotteille vastaava alenema on vajaa 10 %.

Taulukko 11. Jalkalistan poikkipintasuureet tason nostoreiän kohdalla. Prosenttiluvut ilmoittavat nettopoikkileikkauksen suureen arvon suhteen bruttopoikkileikkauksen vastaavaan arvoon.

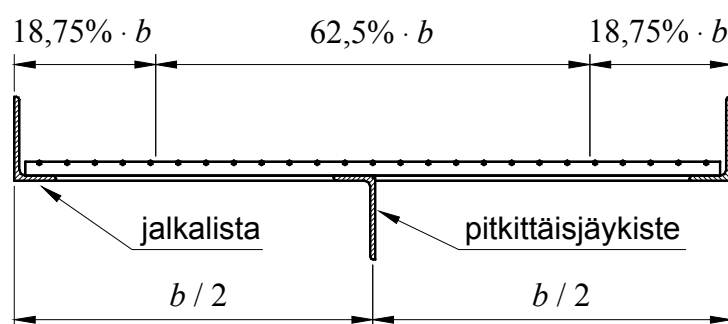


$A$	(mm <sup>2</sup> )	1725	88 %	1471	88 %	1813	90 %	1152	90 %
$I_y$	(10 <sup>4</sup> mm <sup>4</sup> )	339	74 %	297	75 %	738	85 %	481	85 %
$W_y$	(10 <sup>3</sup> mm <sup>4</sup> )	32,0	68 %	28,7	69 %	60,9	79 %	41,3	79 %
$I_t$	(10 <sup>4</sup> mm <sup>4</sup> )	4,86	89 %	3,13	88 %	4,7	92 %	1,2	92 %

Nostoreiän vaikutus kuumavalssattujen ja kylmämuovattujen jalkalistojen taivutusvastukseen on yli 30 % ja alumiinijalkalistojen taivutusvastukseen yli 20 %.

## 5.8 Pitkittäisjäykisteet

Jos työtaso on niin leveä, että jalkalistat eivät yksistään tarjoa riittävää tuentaa työtasojen kulkupinnalle, tasorakenteeseen tarvitaan pitkittäisjäykiste, kuva 57. Pitkittäisjäykisteitä tarvitaan yleensä enintään yksi, koska työtasojen leveys on yleensä pienempi kuin kysymykseen tulevan kulkupinnan kaksinkertainen jänneväli. Pitkittäisjäykisteenä käytetään tyypillisesti L-profiilia, jonka pystylaippa tulee alaspäin. Jäykistettä voidaan pitää sivusuunnassa tuettuna samoista syistä kuin jalkalistoja, ks. kohtaa 5.7.1, s. 94.



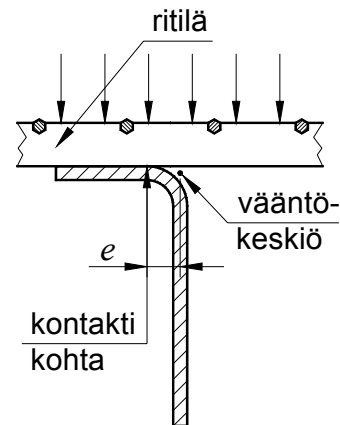
Kuva 57. Poikkileikkaus leveästä työtasosta, jossa on pitkittäisjäykiste.

Kuvassa 57 on esitetty prosenttiosuuksina kuinka tasainen kuormitus jakaantuu jalkalistoille ja pitkittäisjäykisteelle, kun nämä kantavat osat on oletettu jäykiksi ja tason kulkupinta jatkuvaksi. Tällainen jakauma on kaavan (84), s. 62, mukainen. Pitkittäisjäykisteiden suuri kuormitusleveysosuus on otettava huomioon itse profiilin mitoituksen lisäksi myös pitkittäisjäykisteen tuennassa. Yleensä jäykisteen molemmat päät on tuettava vähintään yhtä hyvin kuin jalkalistat yleensä tuetaan.

Tilasyistä pitkittäisjäykisteen pystylaippa ei voi olla kannattimen kohdalla jatkuva. Pitkittäisjäykisteessä ei siis voi olla ulokeosuutta. Yleensä työtason ulokeosuudella on pitkittäisjäykisteen tilalla käytettävä kannattimen haaraa. Koska pitkittäisjäykisteessä ei ole ulokeosuutta, se kuormittuu niin, että pystylaippaan kohdistuu vetoa. Vaakalaipan jännitystaso on tyypillisesti alhainen pystylaipan jo myötäessä. Näistä syistä pitkittäisjäykisteen lommahdustarkastelu on yleensä tarpeeton.

Oletetaan, että pitkittäisjäykisteiden kuormitus ei aiheuta poikittaisjäykisteisiin oleellisia vääntöjännityksiä. Tämä oletus voidaan tehdä, kun poikittaisjäykisteet ovat avoimia profiileja, joiden vääntöjäykkyys on pieni verrattuna pitkittäisjäykisteiden taivutusjäykkyteen. Poikittaisjäykisteet tukevat pitkittäisjäykistettä taivutuksessa, mutta tämän vaikutuksen suuruus riippuu mm. jalkalistojen, pitkittäisjäykisteiden ja poikittaisjäykisteiden jäykkyysuhteista sekä jäykisteiden sijainneista. Tässä yhteydessä sivuutetaan ko. tukivaikutus olettamalla, että poikittaisjäykisteet tukevat pitkittäisjäykisteiden taivutusta ainoastaan sivusuunnassa.

Työtason pintakuorma välittyy pitkittäisjäykisteeseen tason kulkupinnan ja jäykisteiden välisen kontaktin kautta, jolloin esimerkiksi kuvan 57, s. 111, mukaiseen kuumavalssattuun pitkittäisjäykisteeseen ei tule merkittävää vääntöä. Sen sijaan kylmämuovatuissa kulmapyörityksen vuoksi kuormitus aiheuttaa vääntöä kuvan 58 mukaisesti.



Kuva 58. Kulmapyörityksen vaikutus.

Pitkittäisjäykisteelle tuleva viivakuorma saadaan kaavoja (90) ja (93), s. 76, soveltaen. Pitkittäisjäykisteiden keskikohdan sisäiset voimasuureet saadaan ryhmästä (113), s. 89. Jos poikittaisjäykisteiden vaikutusta pitkittäisjäykisteiden vääntömomentteihin ei tutkita tarkemmin, voidaan vääntömomentin  $T$  kaavaan sijoittaa  $l_T = l_0$ , jolloin  $k_T = 1,0$ , jolloin tulos on varmalla puolella.

### Esimerkki 15

Työtason leveys on 1400 mm. Jalkalistojen keskellä oleva pitkittäisjäykiste on profiilia L80×80×8, jonka jäyhyysmomentti vaaka-akselin suhteen on standardin SFS-EN 10056-2 mukaisesti  $I = 72,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$ . Tason kannattimien väli on 2000 mm. Tason murtopintakuorma on  $5 \text{ kN/m}^2$  ja kuormituksen varmuuskerroin on 1,5. Omaa massaa ei oteta huomioon. Laskelmissa pitkittäisjäykisteen oletetaan olevan sivusuunnassa tuettu.

Esimerkin 9, s. 85, mukaisesti pitkittäisjäykisteen jäyhyysmomentti vaaka-akselin ympäri ja itseisarvoltaan suurempi reunaetäisyys ovat

$$I_y = 72,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$z_2 = -57,4 \text{ mm}$$

Kaavaa (93), s. 76, soveltaen pitkittäisjäykisteen viivakuormaksi saadaan

$$q = 62,5 \% \cdot 1,4 \text{ m} \cdot (1,5 \cdot 5 \text{ kN/m}^2) = 6,56 \text{ kN/m} = 6,56 \text{ N/mm}$$

Tutkittava profiili on kuumavalssattu, joten kuvan 58 mukaista vääntötilannetta ei ole. Kaavan (113), s. 89, mukaisesti taivutusmomentti on

$$M = -\frac{6,56 \text{ N/mm}}{8} (2000 \text{ mm})^2 = -3280 \text{ Nm}$$

Pitkittäisjäykisteen suurin jännitys on

$$\sigma = \frac{-3280 \times 10^3 \text{ Nmm}}{72,3 \times 10^4 \text{ mm}^4} \cdot (-57,4 \text{ mm}) = 260 \text{ N/mm}^2$$

Jännitys on liian suuri, koska ruostumattoman teräksen lujuus on  $210 \text{ N/mm}^2$ . Pitkittäisjäykistekseksi täytyy ottaa vahvempi profiili. Esimerkiksi jalkalistaprofiili L150×75×8 voisi olla sopiva.

Edellinen esimerkki osoitti, että jo varsin pienen tason jäykistäminen usein käytetyllä profiililla johtaa usein epätydyttävään tulokseen.

## 5.9 Siirtymät

Sivusuunnassa tuetun palkin taivutuksessa voidaan taipuma- ja jännityslaskenta suorittaa suoraan vapaan suunnan poikki-pintasuureilla ja kuormituksilla. Siis kun jalkalistan siirtymät ovat sivusuunnassa estetyt, laskenta voidaan tehdä kuvan 44, s. 92,  $yz$ -koordinaatistossa välittämättä pääjyhyyskoordinaatistosta. Näin ollen siirtymätarkastelu pintakuormalle voidaan tehdä soveltamalla suoraan kohdassa 4.5.2, s. 55, esitettyjä periaatteita. Varsinkin jalkalistan ulokeosuudella on tarvittaessa tarkistettava myös pistekuorman aiheuttamat siirtymät.

Vääntökulma voidaan ratkaista ottamatta huomioon estetyn väännön vaikutusta, koska kulmaprofiililla ei ole primaarista käyristymisjäykkyyttä. Pintakuormasta aiheutuva jalkalistan vääntyminen aiheutuu siitä, että viivakuorman vaikutustaso ei kulje profiilin vääntökeskiön kautta, kuva 34, s. 74. Poikittaisjäykisteet estävät jalkalistan vääntymistä, jos niiden taivutusjäykkyys on oleellinen. Näiden vääntöjäykisteiden vaikutus voitaisiin ottaa huomioon siten, että määritettäisiin jäykisteiden päiden kaltevuuskulmat. Tämän jälkeen superponoitaisiin näiden kaltevuuksien vaikutuksen lausekkeeseen jäykistevälin paikallisesta vääntymisestä aiheutuvan vääntökulman lauseke. Tämän jälkeen etsittäisiin summalausekkeen maksimi-arvo ääriarvotarkasteluna.

Nyt tyydytään kuitenkin seuraavaan likiratkaisuun: Määritetään vierekkäisten poikittaisjäykisteiden päiden kaltevuudet, ja otetaan laskelmissa näistä kaltevuuksista suurempi arvo molempien jäykisteiden päiden kaltevuuksiksi. Tämän jälkeen superponoidaan kyseiseen kaltevuuteen jäykistevälin paikallisesta vääntymisestä aiheutua vääntökulma jäykistevälin keskikohdassa. Pistekuorman osalta oletetaan, että kyseinen kuormitustapaus ei ole vääntökulman osalta mitoituksessa määräävä.



Poikittaisjäykisteen pään kaltevuus voidaan ratkaista suoraan kaavasta (98), s. 83, kun on ensin ratkaistu jäykisteessä vallitseva taivutusmomentti kaavasta (99) tai (102), s. 84. Paikallisesta vääntymisestä aiheutuvan vääntökulman lauseke on (Young, 1989, s. 377)

$$\phi = \frac{qe l_T^2}{8GI_t} \quad (131)$$

missä  $q$  = viivakuorma  
 $e$  = kuorman vääntövarsi  
 $l_T$  = poikittaisjäykisteiden välinen etäisyys  
 $G$  = liukumoduuli  
 $I_t$  = vääntöjäyhyys

Vääntökulmalle tarkistetaan ehto (13), s. 16. Esimerkiksi muodossa  $l/200$  ilmoitettu taipumarajoite sallii vääntökulman  $3,2/200 = 1,6\%$ . Vääntökulmien tarkastus on yhtä tärkeää kuin taipumien tai kaltevuuksien tarkastus, koska jalkalista vääntyminen vaikuttaa merkittävästi työtason ulkonäköön mm. kaiteiden kallistumisena.

### Esimerkki 16

Määritetään jalkalistan siirtymät esimerkin 11, s. 90, työtason ulokkeessa. Työtason kannattimien oletetaan olevan jäykkiä ja materiaalin jännitys-venymäkäyttäytymisen oletetaan olevan lineaarista. Kimmomoduulille käytetään arvoa  $E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$ .

Esimerkin 11 mukaan kyseisillä mitoilla päätylistan tehollisuutta kuvaava kerroin on  $k_{Tu} = 80,6\%$ . Kyseisen tapauksen jalkalistaan kohdistuva käyttöviivakuorma on määritetty esimerkissä 7, s. 76, ja sen arvoksi on saatu  $q_{Q0} = 1,20 \text{ N/mm}$ . Jalkalistan viivakuorman vääntövarren pituuden varmalla puolella oleva arvo on  $e = 71 \text{ mm}$ . Tarvittavat päätylistan poikkipintasuureet on määritetty esimerkissä 10, s. 86, ja ne ovat

$$I_1 = 44,46 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 3,271 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_1 = 77,18^\circ$$

Jalkalistan jäyhyysmomentti ja vääntöjäyhyys saadaan taulukosta 8, s. 94:

$$I = 394 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_t = 3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Päätylistassa vallitseva taivutusmomentti käyttökuormalla on yhtälön (102), s. 84, mukaisesti

$$M_T = \frac{1}{2} \cdot 80,6 \% \cdot 1,20 \text{ N/mm} \cdot 71 \text{ mm} \cdot 1000 \text{ mm} = 34\,336 \text{ Nmm}$$

Päätylistan pään kaltevuus saadaan kaavasta (98), s. 83:

$$\theta_U = \frac{34\,336 \text{ Nmm} \cdot 1\,200 \text{ mm}}{2 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2} \left( \frac{\cos^2 77,18^\circ}{44,46 \times 10^4 \text{ mm}^4} + \frac{\sin^2 77,18^\circ}{3,271 \times 10^4} \right) = 0,30 \%$$

Ulokkeen paikallisesta vääntymisestä aiheutuva vääntökulma on yhtälön (131), s. 115, perusteella

$$\phi = \frac{1,20 \text{ N/mm} \cdot 71 \text{ mm} \cdot (1000 \text{ mm})^2}{8 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2 / 2(1 + 0,3) \cdot 3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4} = 0,39 \%$$

Likimääräinen maksimivääntökulma saadaan laskemalla yhteen edellä määritellyt todellisuudessa eri kohdissa vallitsevat kulmat:

$$\phi_{\max} = 0,30 \% + 0,39 \% = 0,69 \%$$

Ulokkeen pään taipuma ja kaltevuus saadaan kaavoista (72) ja (73), s. 56:

$$f_{u1} = \frac{1,2 \text{ N/mm}}{24 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 394 \times 10^4 \text{ mm}^4} [1000^3 (4 \cdot 3000 + 3 \cdot 1000) + 0] \text{ mm}^4$$

$$= 0,95 \text{ mm}$$

$$\theta_{u1} = \frac{1,2 \text{ N/mm}}{12 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 394 \times 10^4 \text{ mm}^4} [2 \cdot 1000^2 (3000 + 1000) + 0] \text{ mm}^3$$

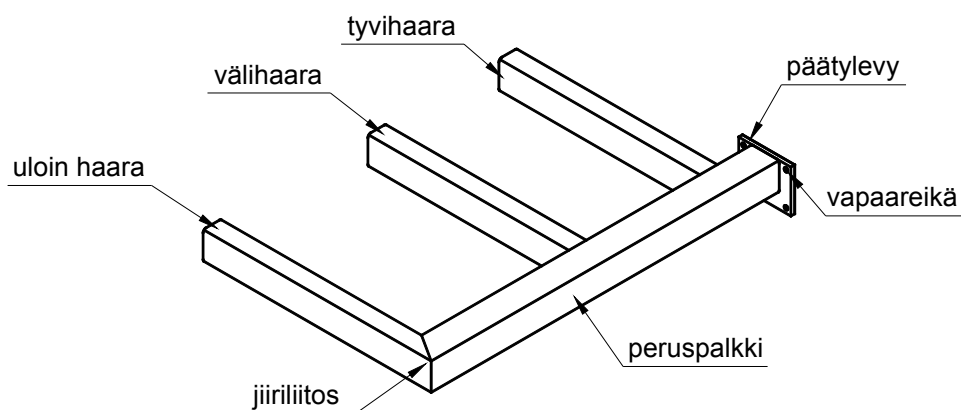
$$= 0,10 \%$$

Edellisessä esimerkissä kannattimien oletettiin olevan jäykkiä. Jos kannattimien joustolla on merkitystä työtason siirtymiin, kyseiset joustot on otettava huomioon. Joustavien tukien huomioon ottamiseen liittyviä näkökohtia on esitelty kohdassa 4.5.3, s. 56.

## 6 KANNATTIMET

Paperikoneiden työtasojen kannakointi tapahtuu siten, että yksittäistä tasokehikkoa tukee yksi tai useampi kannatin. Kannatintyyppi voi olla nouseva tai laskeva ja siinä voi olla haaroja eli ”oksia”. Jos kannattimessa on haaroja, niitä on yleensä kaksi tai kolme yhdellä puolella. Palkit liitetään toisiinsa hitsaamalla.

Kuvassa 59 on esitetty tyypillinen kannatin, jolla kannatellaan yksi työtaso. Työtaso tuetaan peruspalkista erkanevien haarojen avulla. Toinen yleinen tapa on asentaa työtason alle kaksi suoraa kannatinta. Tasokehikko on kiinnitetty kannattimeen pienillä kuusiokoloruuveilla.

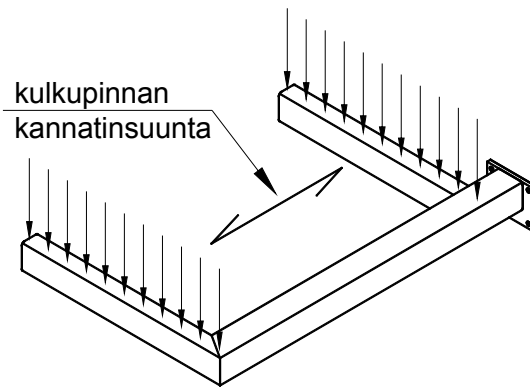


Kuva 59. Tyypillinen kannatin. Taso tuetaan peruspalkista erkanevien haarojen avulla.

Kannattimet on yleensä valmistettu poikkileikkaukseltaan suorakaiteen muotoisesta putkipalkista ja kiinnitetty päätylevyn avulla paperikoneen runkoon kuusioruuveilla. Ruuveja varten kannattimen päätylevyssä on vapaareiät ja koneen rungossa kierrereiät.

Putkipalkit ovat tyypillisesti olleet 100, 150 tai 200 mm korkeita. Ruostumattomasta tai haponkestävästä teräksestä valmistettujen kannattimien seinämänpaksuus on tyypillisesti ollut 6 mm ja yleisen rakenneteräksen tapauksessa 8 mm.

Kannattimen hyötykuorma aiheutuu työta-  
son kulkupinnan henkilökuormasta. Esi-  
merkiksi ritilän pintakuorma aiheuttaa  
kannattimen haaroille kuvassa 60 esitetyt  
viivakuormat, jos työtason jalkalistat tu-  
keutuvat ainoastaan kyseiseen kannatti-  
meen. Tällöin jalkalistojen ei katsota välit-  
tävän taivutusmomenttia.



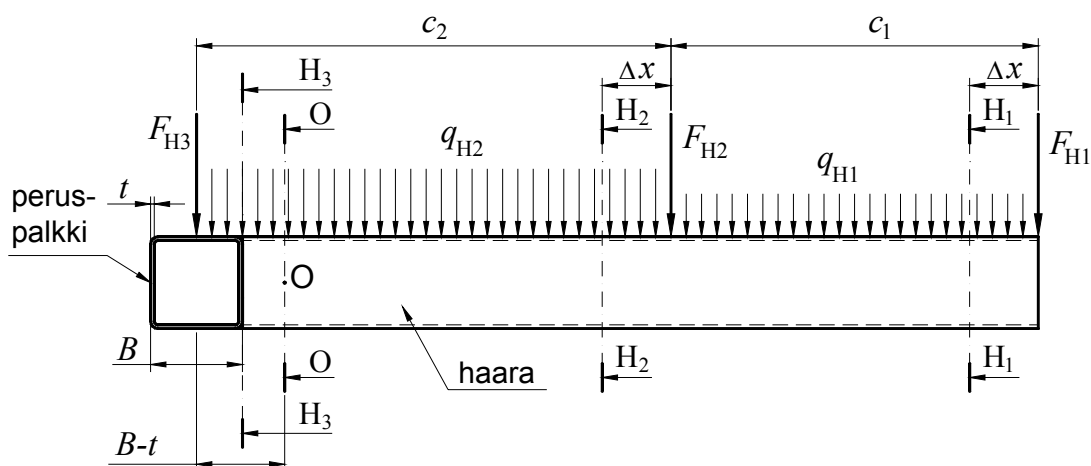
Kuva 60. Haarallisen kannattimen hyö-  
tykuorma.

Kannattimen haaroille tulevat kuormat aiheuttavat selvää vääntöä peruspalkkiin, joten putkipalkki on hyvän vääntölujuutensa ansiosta haarallisen kannattimen peruspalkkina erittäin hyvä valinta. Sen sijaan haarattomiin kannattimiin ja itse haaroihin ei kohdistu kovin suuria vääntäviä kuormia. Näissä tapauksissa myös avoimien profiilien käyttö on perusteltua, mutta avoprofiileja käytettäessä on otettava huomioon, että kuorman vaikutustason vähäinenkin poikkeama vääntökeskiöstä aiheuttaa avoprofiileissa selviä vääntöjännityksiä ja vääntymiä.

## 6.1 Kannattimen haarat

### 6.1.1 Haaran kuormitus

Kuvassa 61 on esitetty haaran kuormitusmalli, joka soveltuu useimpien haarojen analysointiin.



Kuva 61. Kannattimen haaran kuormitukset ja mitat.  $\Delta x \rightarrow 0$ .

Viivakuormat  $q_{Hi}$  aiheutuvat työtason kulkupinnan, esimerkiksi ritilän, pintakuormasta. Nämä kuormat vastaavat kantavien jalkalistojen kuormia, jotka on määritelty lausekkeilla (90)...(93), s. 76. Nyt pysyviin kuormiin on sisällytettävä lisäksi haaran oma paino. Siirtymäanalyyseissa käytetään käyttökuormia ja kestävyysanalyyseissä mitoituskauormia. Kuvan 61 pistekuormat  $F_{Hi}$  voivat johtua esimerkiksi haaraan tukeutuvan portaan tai viereisen työtason tukireaktioista. Kuvan 61 mukaisissa leikkauksissa leikkauvoimat ovat

$$\begin{aligned}
 Q_{H1} &= -F_{H1} \\
 Q_{H2} &= Q_{H1} - q_{H1}c_1 - F_{H2} \\
 Q_{H3} &= Q_{H2} - q_{H2}(c_2 - B/2) \\
 Q_O &= Q_{H2} - q_{H2}(c_2 - B + t)
 \end{aligned} \tag{132}$$

Leikkauksien sijainnit ovat kuvan 61 mukaiset siten, että  $\Delta x \rightarrow 0$ . Taivutusmomentit leikkauksissa ovat

$$\begin{aligned}
M_{H1} &= 0 \\
M_{H2} &= M_{H1} - Q_{H1}c_1 + \frac{1}{2}q_{H1}c_1^2 \\
M_{H3} &= M_{H2} - Q_{H2}(c_2 - B/2) + \frac{1}{2}q_{H2}(c_2 - B/2)^2 \\
M_O &= M_{H2} - Q_{H2}(c_2 - B + t) + \frac{1}{2}q_{H2}(c_2 - B + t)^2
\end{aligned} \tag{133}$$

Haaran kuormituksen aiheuttamat rasitukset kannattimen peruspalkissa ovat

$$\begin{aligned}
F_p &= -Q_{H3} + q_{H2} \cdot B/2 + F_{H3} \\
T &= \pm \left[ M_{H3} - Q_{H3} \cdot B/2 + \frac{1}{2}q_{H2}(B/2)^2 \right] \\
M_d &= \pm \left[ M_O - \frac{1}{2}q_{H2}(B/2)^2 \right]
\end{aligned} \tag{134}$$

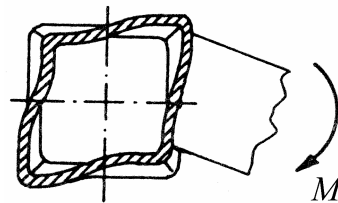
missä  $F_p$  = peruspalkkia kuormittava voima  
 $T$  = peruspalkkia kuormittava vääntömomentti  
 $M_d$  = peruspalkin poikkileikkausta vinouttava momentti

Vääntömomentin  $T$  ja vinouttavan momentin  $M_d$  etumerkki riippuu siitä, kummalla-ko puolella kannattimen peruspalkkia haara sijaitsee. Kun haara on negatiivisen  $x$ -akselin suunnassa, etumerkit ovat positiivisia.

Peruspalkin poikkileikkausta vinouttavan vääntömomentin perusteita ja seurauksia käsitellään seuraavissa kohdissa.

### 6.1.2 Peruspalkin vinoutuminen

Haaran taivutus aiheuttaa peruspalkissa poikkileikkauksen vinoutumista, josta seuraa merkittäviä muodonmuutoksia ja rasituksia. Putkipalkin poikkileikkauksen vinoutuminen on esitetty kuvassa 62.

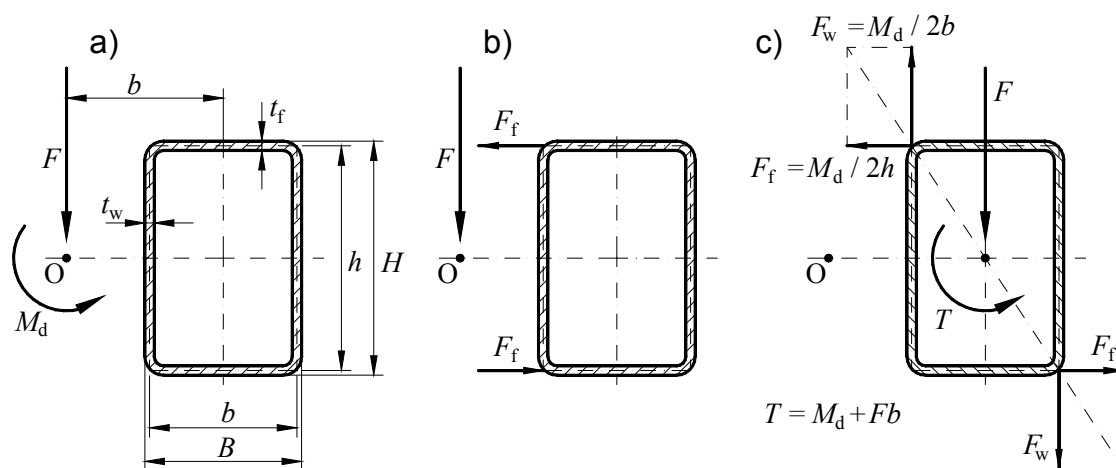


Kuva 62. Putkipalkin vinoutuminen (Kähönen, 1986).

Vinoutuminen ja siihen liittyvät rasitukset voidaan tarvittaessa välttää peruspalkin sisä- tai ulkopuolisella poikittaisella jäykisteellä. Jos tällaista jäykistystä ei toteuteta, on vinoutuminen ehdottomasti otettava huomioon ulokehaarallisen kannattimen mitoituksessa.

Seuraavassa tarkastelussa haaran ja peruspalkin oletetaan olevan tasakorkeita. Jos haara on matalampi kuin peruspalkki, peruspalkin vinoutumisen lisäksi on otettava huomioon peruspalkin uuman primaari taivutus, josta aiheutuu hyvin suuria siirtymiä ja jännityksiä.

Kuvassa 63 on esitetty haarapalkilta tuleva kuormitus redusoituna kolmella eri tavalla. Menettelyn tarkempi perustelu löytyy esimerkiksi julkaisusta Hitsausliitosten suunnitteluohjeita sauva- ja palkkirakenteita varten (Niemi, 1980, s. 56).



Kuva 63. Haaralta tulevat kuormat eri tavoin redusoituina.

Kuvan voimakonfiguraatiossa (a) ulkoinen kuorma on esitetty redusoituna pisteeseen O. Piste O pysyy paikallaan poikkileikkauksen vinoutuessa (Niemi, 1980, s. 58). Tapauksessa (b) on esitetty voimasysteemi, jossa vaakavoimat on sijoitettu luonnolliseen vaikutuspisteeseensä. Tapauksessa (c) voimasysteemi on muutettu muotoon, jossa taivuttava, vääntävä ja vinouttava kuormitus on esitetty erotettuina. Vinouttava voimasysteemi on sisäisessä tasapainossa ja se koostuu laippaa taivuttavasta voimasta  $F_f$  ja uumaa taivuttavasta voimasta  $F_w$ , joiden lausekkeet ovat

$$\begin{aligned} F_f &= M_d / 2h \\ F_w &= M_d / 2b \end{aligned} \quad (135)$$

missä  $M_d$  on peruspalkkia vinouttava momentti.

Poikkileikkauksen vinoutuessa peruspalkin laippa ja uuma taipuvat. Esimerkiksi laipan taipuessa voiman  $F_f$  suunnassa myös uumat taipuvat laattoina samassa suunnassa. Tässä tilanteessa uumat muodostavat laipan taivutukselle elastisen alustan. Ilmiö on

samankaltainen myös voiman  $F_w$  suunnassa. Ongelma voidaan ratkaista elastisella alustalla olevan palkin taivutusproblemana (Kähönen & Niemi, 1986).

Haaran pään siirtymä  $f_d$  liitoksen vinoutumisen vuoksi on

$$f_d = \frac{M_d}{k_d}(l_H - b) = \phi \cdot (l_H - b) \quad (136)$$

missä  $M_d$  = peruspalkkia vinouttava momentti  
 $k_d$  = liitoksen vinoutumisjousivakio  
 $\phi$  = peruspalkin vinoutumiskulma  
 $l_H$  = haaran pituus peruspalkin keskeltä mitattuna  
 $b$  = peruspalkin keskileveys

Liitoksen vinoutumisjousivakio  $k_d$ , peruspalkin vinoutumiskulma  $\phi$  ja laipan taipuma  $w$  ovat

$$k_d = \frac{M_d}{\phi} = \frac{2hF_f}{\phi} \quad (137)$$

$$\phi = 2w/h \quad (138)$$

$$w = F_f/k_f \quad (139)$$

missä  $w$  = peruspalkin laipan taipuma voiman  $F_f$  suunnassa  
 $h$  = peruspalkin keskikorkeus  
 $F_f$  = laippaa taivuttava voima  
 $k_f$  = laipan taivutusjousivakio alustoineen (alusta  $\hat{=}$  uumien puolikkaat)

Kun yhdistetään kaavat (137)...(139), saadaan vinoutumisjousivakion lausekkeeksi

$$k_d = h^2k_f \quad (140)$$

Laipan taivutusjousivakio  $k_f$  riippuu mittasuhteiden ja materiaalin jäykkyyden lisäksi peruspalkkien laippojen ja uumien välisestä kytkennästä eli tässä tapauksessa poikittaisjäykisteiden lukumäärästä ja sijainneista. Jos peruspalkissa ei ole poikittaisjäykisteitä liitoksen läheisyydessä, peruspalkin laipan taipuma on (Young, 1989, s. 151)



$$w = \frac{F_f}{8EI_f\beta^3} \quad (141)$$

missä  $F_f$  = laippaa taivuttava voima (N)  
 $E$  = kimmomoduuli (N / mm<sup>2</sup>)  
 $I_f$  = laippaosion sivuttainen jäyhyysmomentti (mm<sup>4</sup>)  
 $\beta$  = BEF-parametri (1 / mm)

Kaavoja (139) ja (141) vertaamalla nähdään, että tarkasteltavassa tapauksessa laipan jousivakio  $k_f$  on  $k_f = 8EI_f\beta^3$ . Kaavan (140) perusteella poikittaisjäykisteettömän peruspalkin vinoutumisjousivakio on

$$k_d = 8EI_f\beta^3h^2 \quad (142)$$

Peruspalkin laipan taipumaviivan differentiaaliyhtälön ratkaisemisessa käytettävä BEF-parametri  $\beta$  (BEF = Beam on Elastic Foundation = palkki elastisella alustalla) on (Timoshenko, 1958, s. 2)

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{k_{ff}}{4EI_f}} \quad (143)$$

missä  $k_{ff}$  on laipan alustan jäykkyys (N / mm<sup>2</sup>). Laipan alustan jäykkyys  $k_{ff}$  ja laippaosion sivuttainen jäyhyysmomentti  $I_f$  sekä toisissa yhteyksissä tarvittava uumaosion pystysuuntainen jäyhyysmomentti  $I_w$  ovat kuvan 63, s. 121, merkinnöin (Kähönen & Niemi, 1986, s. 8, 14)

$$k_{ff} = \frac{8}{\frac{h^3}{t_w^3} + \frac{bh^2}{t_f^3}} \cdot \frac{E}{1-\nu^2} \quad (144)$$

$$I_f = \frac{1}{24}(t_f b^3 + t_w h b^2) \quad (145)$$

$$I_w = \frac{h^2}{b^2} I_f \quad (146)$$

missä  $\nu$  on materiaalin Poisson'n vakio eli suppeumakerroin.

Kimmomoduuli ei vaikuta kertoimen  $\beta$  arvoon, mikä nähdään kun sijoitetaan kertoimen  $\beta$  kaavaan (143) tekijöiden  $k_{ff}$  ja  $I_f$  lausekkeet (144) ja (145). Kaavasta (142) nähdään, että käyristymisjousivakio  $k_d$  on suoraan verrannollinen kimmomoduuliin  $E$ .

Kun yhdistetään kaavat (142)...(145), jäykistämättömän liitoksen vinoutumisjousivakiolle saadaan lauseke

$$k_d = 8h^2 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{3}(t_f b^3 + t_w h b^2) \left( \frac{1}{\frac{h^3}{t_w^3} + \frac{b h^2}{t_f^3}} \cdot \frac{1}{1-\nu^2} \right)^3} \cdot E = EI_d \quad (147)$$

Jotta tulosten soveltaminen eri materiaaleille, joille Poisson'n vakio tämän työn puitteissa on aina 0,3, olisi yksinkertaista, kaavan alkuosa kootaan tekijäksi  $I_d$ . Tämä tekijä on siten materiaalin kimmomoduulista riippumaton liitosvakio jäykisteettömälle liitokselle, joten kutsuttakoon sitä liitoksen vinoutumisjäyhydeksi. Alumiinista valmistettuja RHS-palkkeja lukuun ottamatta laipan ja uuman seinämänpaksuudet ovat samat. Kun seinämänpaksuudet ovat samat, kaavan (147) perusteella jäykistämättömän liitoksen vinoutumisjäyhyden  $I_d$  lausekkeeksi tulee

$$I_d = 8 \cdot t^{2,5} \cdot \sqrt[4]{\frac{h^8(b^3 + h b^2)}{3(h^3 + b h^2)^3(1-\nu^2)^3}} \quad (148)$$

Tästä kaavasta nähdään, että ohutseinäisillä profiileilla, joilla mitat  $h$  ja  $b$  eivät oleellisesti muutu seinämänpaksuuden muuttuessa, liitoksen vinoutumisjäyhyys on verrallinen seinämänpaksuuden potenssiin 2,5. Edellä esitettyjä merkintöjä käyttäen haaran pään vinoutumisesta aiheutuvan siirtymän kaava (136) saa muodon

$$f_d = \frac{M_d}{EI_d} (l_H - b) \quad (149)$$

$\beta$ -kertoimen arvon perusteella voidaan arvioida, kuinka kaukana haarasta sijaitsevat poikittaiset jäykisteet tai palkin päätyminen vielä vaikuttavat haarakohdan vinoutumiseen. Peruspalkin voidaan hyvällä tarkkuudella katsoa olevan liitoksen molemmiin puolin äärettömän pitkä, jos häiriötekijöitä ei ole etäisyyttä  $2,5/\beta$  lähempänä haarakohtaa (Timoshenko, 1958, s. 20). Kaavat (142), (147) ja (148) eivät ole siis tarkasti voimassa, jos peruspalkissa on häiriötekijöitä enintään  $2,5/\beta$  etäisyydellä liitoksesta.

Taulukossa 12 on esitetty tyypillisten peruspalkkien laippojen vinoutumisparametrit, jäykisteettömien liitosten vinoutumisjousivakiot ja vinoutumisjäyhydet. Taulukossa on esitetty laskennassa käytettyjen kimmomoduulien  $E$  arvot, koska ne vaikuttavat

tekijöiden  $k_{ff}$  ja  $k_d$  arvoihin. Kuitenkin taulukon tärkeimmät tulokset eli suureiden  $\beta$ ,  $2,5/\beta$  ja  $I_d$  arvot, eivät riipu kimmomoduulin arvosta.

Taulukko 12. Kannattimien tyypillisten peruspalkkien laippojen vinoutumisparametrit  $k_{ff}$ ,  $I_f$  ja  $\beta$  sekä jäykisteettömien liitosten vinoutumisjousivakiot  $k_d$  ja vinoutumisjäyhyydet  $I_d$ . Poisson'n vakio on kaikissa tapauksissa 0,3. Kimmomoduuli  $E$  vaikuttaa vain tekijöiden  $k_{ff}$  ja  $k_d$  arvoihin.

$E$ (N / mm <sup>2</sup> )	$H$ (mm)	$B$ (mm)	$t$ (mm)	$k_{ff}$ (N / mm <sup>2</sup> )	$I_f$ (mm <sup>4</sup> )	$\beta$ (1/mm)	$2,5/\beta$ (mm)	$k_d$ (kNm / rad)	$I_d$ (mm <sup>3</sup> )
200000	100	100	6	229	415292	0,00512	488	789	3944
200000	150	100	6	77	525742	0,00368	680	868	4339
200000	150	150	6	64	1492992	0,00270	925	976	4882
200000	200	100	6	35	636192	0,00288	868	916	4578
200000	200	200	6	26	3650692	0,00173	1447	1133	5666
210000	100	100	8	607	519125	0,00611	409	1682	8010
210000	150	100	8	200	660192	0,00436	573	1853	8824
210000	150	150	8	165	1908859	0,00319	785	2090	9951
210000	200	100	8	90	801259	0,00340	735	1956	9314
210000	200	200	8	67	4718592	0,00203	1234	2430	11571

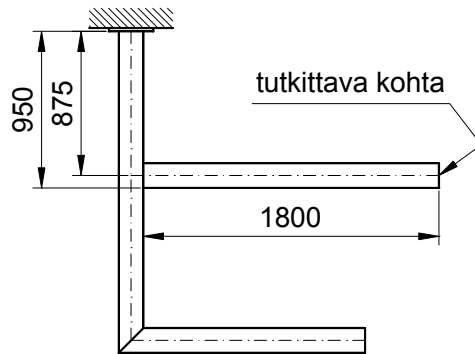
Taulukosta nähdään, että etäisyydet  $2,5/\beta$  ovat yleensä sen verran suuria, että näillä etäisyyksillä haarasta peruspalkissa yleensä on häiriötekijöitä. Jos häiriötekijällä on jäykistävä vaikutus, ts. enintään etäisyydellä  $2,5/\beta$  haarasta on esimerkiksi päätylevy tai vinoutumisjäykiste, häiriötekijän jättäminen huomioon ottamatta tuottaa haaran kannalta varmallalla puolella olevan ratkaisun. Sen sijaan, jos palkki päättyy jäykisteettömästi tai esimerkiksi jäykistämättömään jiiriliitokseen enintään etäisyydellä  $2,5/\beta$ , häiriötekijä on otettava huomioon, koska muuten ratkaisu olisi epävarmalla puolella.

## Esimerkki 17

Kuvassa 64 esitetty, ruostumattomasta putkipalkista  $150 \times 150 \times 6$  valmistettu kannatin on erään yrityksen mitoituskäyrästä mukainen. Tutkitaan tyvihaaran pään siirtymää. Päätylevyliitos oletetaan täysin jäykäksi ja kuormitukseksi otetaan asiakkaan käyttämä liikkuva  $3 \text{ kN}$  pistekuorma. Materiaaliominaisuuksien oletetaan olevan

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0,3$$



Kuva 64. Tutkittava kannatin yläpuolelta nähtynä.

Materiaalin liukumoduuli on kaavan (14), s. 17, perusteella

$$G = \frac{200\,000 \text{ N/mm}^2}{2(1+0,3)} = 76\,923 \text{ N/mm}^2$$

Taulukosta 12 ja profiilitaulukoista (Vainio, 2000, s. 237) saadaan  $150 \times 150 \times 6$ -profiilille seuraavat tiedot:

$$2,5/\beta = 925 \text{ mm}$$

$$I_d = 4882 \text{ mm}^3$$

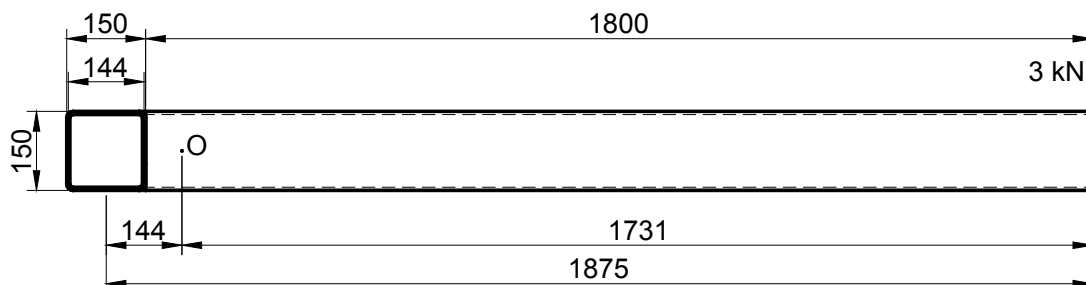
$$I = 1146 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_t = 1833 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

missä  $2,5/\beta$  = liitoksen suurin häiriöetäisyys  
 $I_d$  = liitoksen vinoutumisjäyhyys  
 $I$  = palkin jäyhyysmomentti  
 $I_t$  = palkin vääntöjäyhyys

Päätylevy sijaitsee etäisyydellä  $875 \text{ mm}$  tyvihaarasta. Tämä arvo on niin lähellä arvoa  $2,5/\beta = 925 \text{ mm}$ , että päätylevy ei vaikuta käytännössä lainkaan peruspalkin ja tyvihaaran välisen liitoksen joustavuuteen. Myöskään toisella puolella tyvihaaran läheisyydessä ei ole häiriötekijöitä, joten liitosta voidaan hyvällä tarkkuudella pitää täysin jäykistämättömänä.

Tyvihaaran pituus  $l_H$  peruspalkin keskeltä mitattuna on  $l_H = 1875$  mm ja peruspalkin keskileveys on  $b = 144$  mm. Tyvihaaran taivutukseen liittyvät mitat on esitetty kuvassa 65.



Kuva 65. Tyvihaaran taivutukseen liittyvät mitat.

Tyvihaaran päässä vaikuttavaa voimaa vastaava, kuvassa 63, s. 121, esitettyyn pisteeseen O redusoitu vinouttava momentti  $M_d$  ja peruspalkkiin kohdistuva vääntömomentti  $T$  ovat

$$M_d = 3 \text{ kN} \cdot 1731 \text{ mm} = 5193 \text{ Nm}$$

$$T = 3 \text{ kN} \cdot 1875 \text{ mm} = 5625 \text{ Nm}$$

Kaavan (149), s. 124, perusteella peruspalkin vinoutumisesta aiheutuva siirtymä haaran päässä on

$$f_d = \frac{5193 \times 10^3 \text{ Nmm}}{200\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 4882 \text{ mm}^3} \cdot 1731 \text{ mm} = 9,21 \text{ mm}$$

Haaran pään haaran taipumisesta aiheutuva siirtymä  $f_1$ , peruspalkin vääntymisestä aiheutuva siirtymä  $f_2$  ja peruspalkin taipumisesta aiheutuva siirtymä  $f_3$  ovat

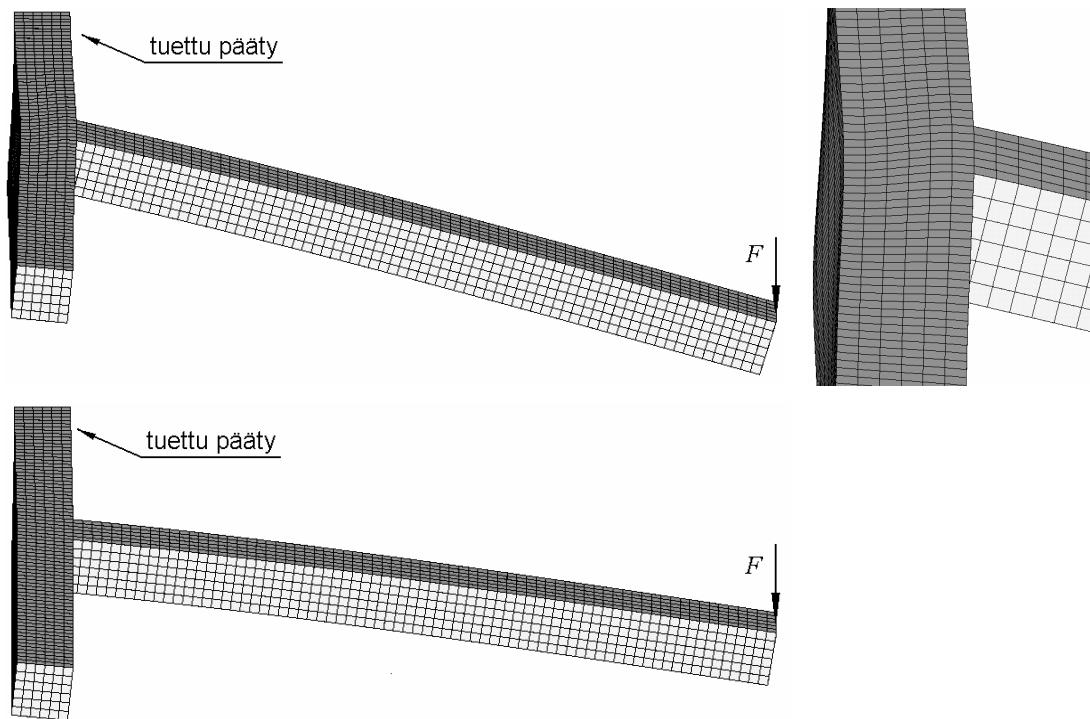
$$f_1 = \frac{3000 \text{ N} \cdot (1800 \text{ mm})^3}{3 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 1146 \times 10^4 \text{ mm}^4} = 2,55 \text{ mm}$$

$$f_2 = \frac{5625 \times 10^3 \text{ Nmm} \cdot 825 \text{ mm}}{76923 \text{ N/mm}^2 \cdot 1833 \times 10^4 \text{ mm}^4} \cdot 1875 \text{ mm} = 6,17 \text{ mm}$$

$$f_3 = \frac{3000 \text{ N} \cdot (875 \text{ mm})^3}{3 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 1146 \times 10^4 \text{ mm}^4} = 0,29 \text{ mm}$$

Kokonaissiirtymä haaran päässä on siis 18,2 mm ja siitä 51 % aiheutuu liitoksen vinoutumisjoustavuudesta, jota yleensä ei ole kannattimen mitoituksessa otettu huomioon.

Verifioidaan laskelma vielä kuorielementtianalyysillä. Vertailun helpottamiseksi analyysi suoritetaan myös tapauksessa, jossa vinoutuminen on estetty peruspalkin sisällä haaran uumien kohdilla asetettujen 10 mm paksujen jäykisteiden avulla. Tämä menettely ei ole muotoiluehdotus. Elementtimallit ja samassa suhteessa skaalatut muodonmuutokset on esitetty kuvassa 66.



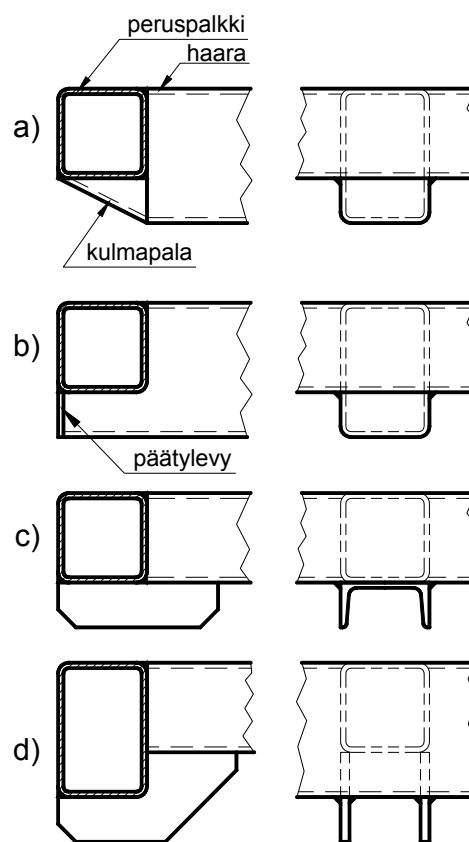
Kuva 66. Muodonmuutokset, kun liitosta ei ole jäykistetty (ylh.) ja kun peruspalkin sisällä on haaran uumien kohdilla poikittaisjäykisteet (alh.). Muodonmuutosten skaalaus on molemmissa tapauksissa sama.

Kuvasta nähdään selvästi vinoutumisen vaikutus haaran pään siirtymään. Analyysien tuloksena saadaan haaran pään siirtymäksi 17,7 mm jäykistämättömässä tapauksessa ja 9,4 mm jäykistetyssä tapauksessa. Tulokset vastaavat varsin hyvällä tarkkuudella edellä saatuja tuloksia. Erot johtuvat mm. siitä, että kuorielementtilaskennassa palkkien poikkipinnat olivat kulmapyöristeettämiä, ja FE-analyysissä vinoutumisjoustavuus on hieman pienempi haarapalkin peruspalkin uumaa jäykistävän vaikutuksen vuoksi.

Edellinen esimerkki osoitti, että vinoutumisjoustavuus voi olla kannattimen tärkein siirtymiä aiheuttava tekijä. Näin ollen voidaan sanoa, että vinoutumisjousto on ehdottomasti otettava huomioon ulokehaarojen mitoituksessa. Edellinen esimerkki osoitti myös sen, että kyseisen yrityksen mitoituskäyrästä ei sovellu kannattimien mitoitukseen. Eri-tyisesti on huomattava, että edellisessä esimerkissä ei ollut mukana peruspalkin uuman taivutusta, koska haarapalkki valittiin tasakorkeaksi peruspalkin kanssa. Kyseisen yrityksen mitoituskäyrästä mahdollistaa myös vajaakorkuisten haarojen käytön, jolloin liitoksessa esiintyy sekä vinoutumista että uuman primaarista taivutusta.

Lisäksi mainittakoon, että vaikka liitos olisi ollut jäykistetty, tyvihaaran pään siirtymä olisi ollut 9,0 mm. Tämä siirtymä ei jätä juuri varaa ritilöiden tai muiden joustavien elementtien joustavuudelle, koska työskentelytasojen suurin sallittu jousto on 10 mm. Myös esimerkissä käytetty asiakkaan tapa olettaa kuorman olevan 3 kN pistekuorma ei täytä työtasostandardin SFS-EN ISO 14122-2 vaatimuksia.

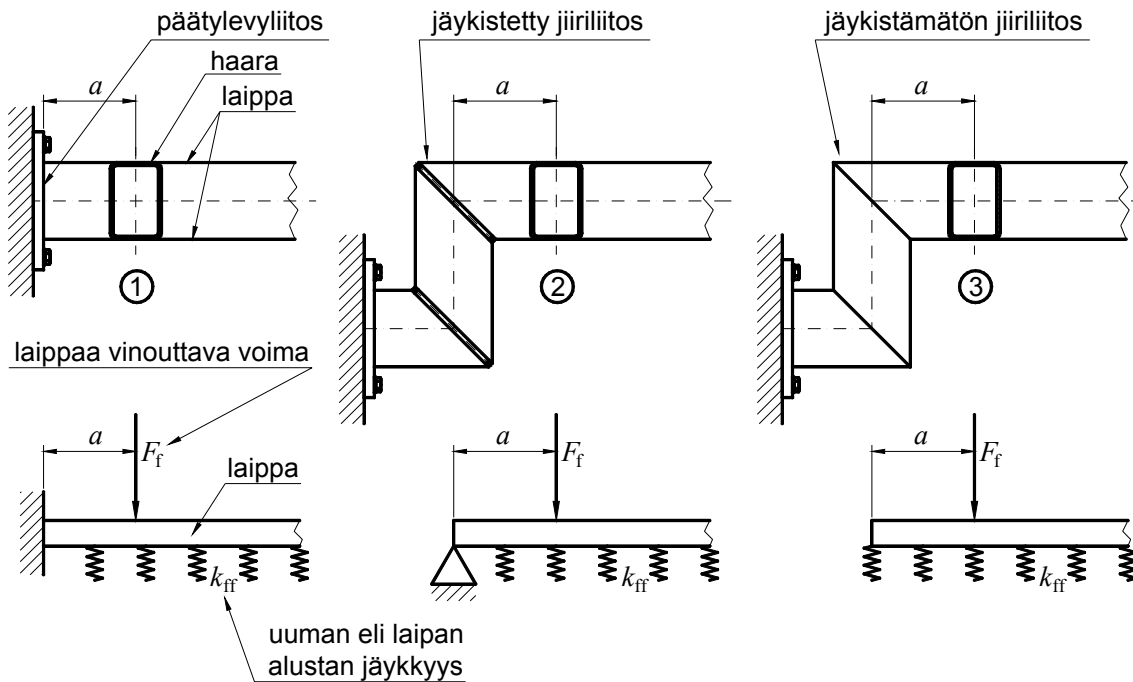
Vinoutuminen ja siihen liittyvien siirtymien ja jännitysten syntyminen on mahdollista estää peruspalkin jäykistämällä. Väli- ja tyvihaarojen kohdalla peruspalkin sisäpuolisten jäykisteiden käyttö on työlästä. Sen sijaan ulkopuolinen jäykistys on mahdollista. Kuvassa 67 on esitetty konstruktiota jäykistykseen toteuttamiseksi. Konstruktiioihin (a) ja (b) liittyy se ongelma, että peruspalkkia kevyemmin kuormitettu haara on tehtävä peruspalkkia korkeammaksi. Ennen jäykistämisen suorittamista on muistettava, että kannattimen uloimman haaran pään siirtymä on yleensä kriittisempi kuin tyvi- tai välihaaran pään siirtymä. Tästä syystä kuvassa 67 esitettyjä konstruktiota tulee käyttää vain erityisen pitkien tai raskaasti kuormitettujen väli- tai tyvihaarojen tapauksessa. Toisaalta peruspalkin kestävyys, johon vinoutuminen



Kuva 67. Konstruktiota vinoutumisen estämiseksi.

vaikuttaa, voi olla mitoittava tekijä.

Varsinkin tyvihaaran tapauksessa liitoksen läheisyydessä on usein epäjatkuuustekijöitä, jotka vaikuttavat oleellisesti liitoksen vinoutumiseen. Näitä tilanteita, ja niihin liittyviä peruspalkin laipan taivutuksen laskentamalleja on esitetty kuvassa 68.



Kuva 68. Kannattimen peruspalkin vinoutumiseen vaikuttavia epäjatkuuustekijöitä ja niihin liittyviä laipan taivutuksen laskentamalleja.

Selvitetään seuraavaksi miten kuvassa esitetyt häiriötekijät vaikuttavat liitoksen vinoutumiseen. Esitettävässä tarkastelussa ei oteta huomioon haaran sivusuuntaisen taipuman esteitä, jotka johtuvat mm. kannattimen päälle asetettavasta työtasokehikosta. Ilman kyseisiä esteitä haaran epäsymmetrinen tuenta aiheuttaa haaran taipumista sivulle. Tätä sivutaipumaa ei myöskään tarkastella.

Peruspalkin ulommaista päätä pidetään seuraavassa vinoutumistarkastelussa väli- tai tyvihaaran kannalta äärettömän pitkänä. Tämä oletus on varmallalla puolella, jos kyseisellä alueella on vinoutumisjäykiste. Jos palkki päättyisi enintään etäisyydellä  $2,5/\beta$  jäykisteettömästi, heikennys olisi otettava erikseen huomioon.



Kuvassa 68 esitetyissä tapauksissa 1, 2 ja 3 peruspalkin laipan taipuma saadaan kaavoista (Young, 1989, s. 148)

$$\begin{aligned}
 w_1 &= \frac{F_f}{8EI_f\beta^3}(-8D_3E_3 - 4D_4E_4) \\
 w_2 &= \frac{F_f}{8EI_f\beta^3}(-4D_3E_2 - 4D_1E_4) \\
 w_3 &= \frac{F_f}{8EI_f\beta^3}(8D_1E_1 + 4D_2E_2)
 \end{aligned} \tag{150}$$

missä  $w_1$  = laipan taipuma jäykän tuen läheisyydessä (päätylevyliitos)  
 $w_2$  = laipan taipuma niveltuen läheisyydessä (jäykistetty jiiriliitos)  
 $w_3$  = laipan taipuma vapaan pään läheisyydessä (jäykistämätön jiiriliitos)  
 $F_f$  = laippaa taivuttava voima (N)  
 $E$  = kimmomoduuli (N / mm<sup>2</sup>)  
 $I_f$  = laippaosion sivuttainen jäyhyysmomentti (mm<sup>4</sup>)  
 $\beta$  = BEF-parametri (1 / mm)  
 $D_i$  = mitasta  $a$  ja tuentatavasta riippuva parametri  
 $E_i$  = mitasta  $a$  ja tuentatavasta riippuva parametri

Parametrit  $D_i$  ja  $E_i$  saadaan lausekkeista (Young, 1989, s. 148, 149)

$$\begin{aligned}
 D_1 &= 0,5e^{-\beta a} \cos \beta a \\
 D_2 &= 0,5e^{-\beta a}(\sin \beta a - \cos \beta a) \\
 D_3 &= -0,5e^{-\beta a} \sin \beta a \\
 D_4 &= 0,5e^{-\beta a}(\sin \beta a + \cos \beta a) \\
 E_1 &= \cosh \beta a \cos \beta a \\
 E_2 &= \cosh \beta a \sin \beta a + \sinh \beta a \cos \beta a \\
 E_3 &= \sinh \beta a \sin \beta a \\
 E_4 &= \cosh \beta a \sin \beta a - \sinh \beta a \cos \beta a
 \end{aligned} \tag{151}$$

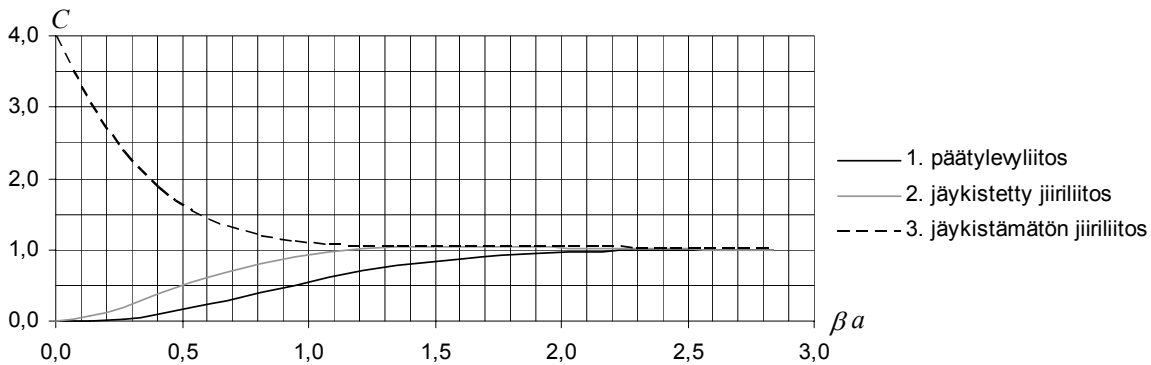
missä  $a$  on liitoksen etäisyys häiriötekijästä.

Kun lausekkeita (150) verrataan kaavoihin (139)...(141), nähdään, että häiriötekijöiden vaikutus tulee otettua huomioon, kun liitoksen vinoutumisjäykkyyden  $I_d$  lauseke (148) täydennetään muotoon

$$I_d = \frac{8}{C_i} \cdot t^{2,5} \cdot \sqrt[4]{\frac{h^8(b^3 + hb^2)}{3(h^3 + bh^2)^3(1-\nu^2)^3}} \quad (152)$$

missä  $C_1 = -8D_3E_3 - 4D_4E_4$  ( laipan jäykkä tuenta  $\hat{=}$  päätylevyliitos )  
 $C_2 = -4D_3E_2 - 4D_1E_4$  ( laipan niveltuenta  $\hat{=}$  jäykistetty jiiriliitos )  
 $C_3 = +8D_1E_1 + 4D_2E_2$  ( laipan vapaa pää  $\hat{=}$  jäykistämätön jiiriliitos )

Kuvassa 69 on esitetty vinoutumisjäykkyyden  $I_d$  lausekkeen jakajien  $C_i$  kuvaajat häiriötekijän etäisyydestä riippuvan mitan  $\beta a$  funktiona.



Kuva 69. Vinoutumisjäykkyyden  $I_d$  jakajat  $C_i$  häiriötekijän etäisyydestä riippuvan mitan  $\beta a$  funktiona.

Kuvasta nähdään selvästi jo aikaisemmin todettu asia: Kun häiriötekijän etäisyydestä riippuva mitta on vähintään  $\beta a = 2,5$  eli  $a = 2,5/\beta$ , kerroin  $C_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) lähestyy ykköstä eikä häiriöllä ole enää vaikutusta liitoksen vinoutumiseen. Kuvaajasta nähdään myös se, että kertoimet  $C_2$  (laipan niveltuenta  $\hat{=}$  poikittaisjäykiste) ja  $C_3$  (laipan vapaa pää  $\hat{=}$  jäykistämätön jiiriliitos) lähestyvät arvoa 1,0 vielä nopeammin kuin kerroin  $C_1$  (laipan jäykkä tuenta  $\hat{=}$  päätylevyliitos). Tämä tarkoittaa sitä, että poikittaisjäykisteen tai jäykisteettömän jiiriliitoksen täytyy olla melko lähellä liitosta ennen kuin kyseisellä häiriöllä on merkitystä. Toisaalta käyrästä nähdään myös että, jos liitos sijaitsee jiiriliitoksen kohdalla tai palkin jäykistämättömässä päädyssä, kerroin  $C_3$  saa arvon 4,0. Tällöin vinoutumisjäykkyys on siis vain 25 % jatkuvan palkin tarjoamasta vinoutumisjäykyydestä.

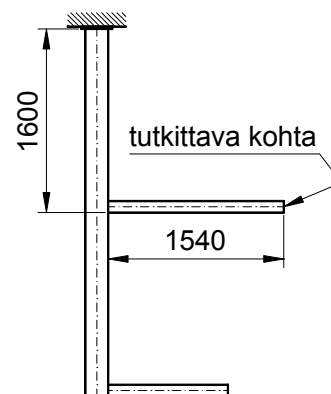
### 6.1.3 Matalat haarat

Haarapalkit ovat usein olleet matalampia kuin kannattimen peruspalkki. Tällöin haaran kuormitukset välittyvät peruspalkille tämän uumaa taivuttaen. Tällainen konstruktio on epäedullinen, koska uumassa tapahtuvat pienetkin muodonmuutokset aiheuttavat suuria siirtymiä haaran päässä. Hoikan uuman taivutusjäykkyys on huomattavasti pienempi kuin palkkien taivutusjäykkyys, joten kyseistä muodonmuutosta ja siihen liittyviä jännityksiä ei voida jättää huomioon ottamatta.

#### Esimerkki 18

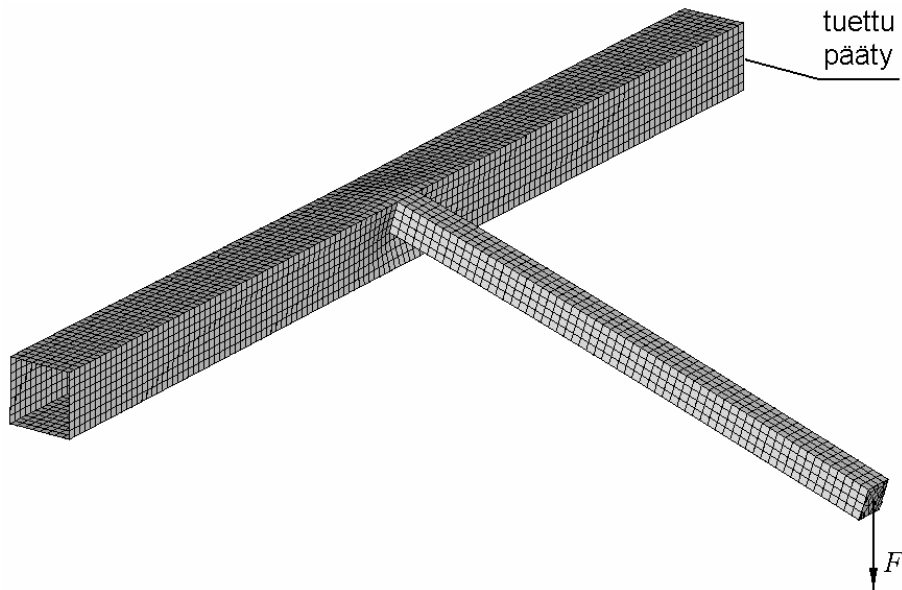
Kuvassa 64 esitetty ruostumattomasta RHS-profiilista valmistettu kannatin. Kannattimen peruspalkki on koteloprofiilia  $200 \times 200 \times 6$  ja haarat ovat profiilia  $100 \times 100 \times 6$ . Kannatin on erään yrityksen mitoituskäyrästä mukainen. Tutkitaan tyvihaaran pään siirtymää. Päätylevyliitos oletetaan täysin jäykäksi ja kuormitukseksi otetaan asiakkaan käyttämä liikkuva  $3 \text{ kN}$  pistekuorma. Materiaalin kimmomoduulin oletetaan olevan

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$



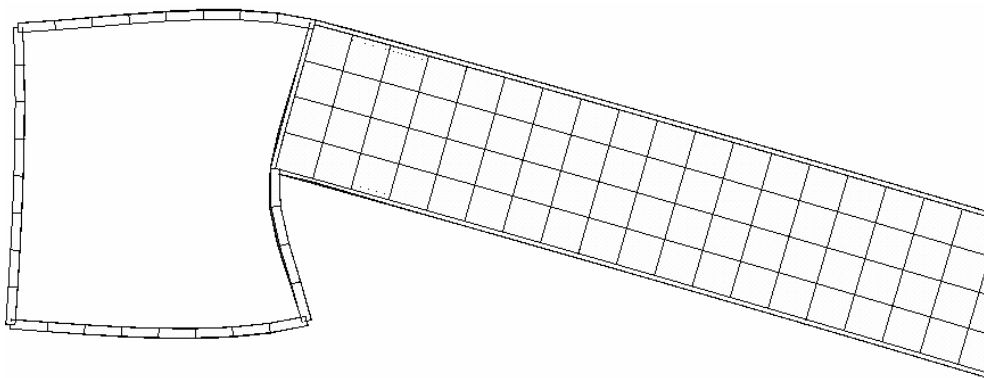
Kuva 70. Tutkittava kannatin yläpuolelta nähtynä.

Tutkitaan kuorielementeillä uuman jouston vaikutusta haaran pään siirtymään. Elementtimalli on kuvan 71 mukainen. Voiman vaikutuskohtaan on sijoitettu  $20 \text{ mm}$  paksu jäykiste kyseisen kohdan paikallisten deformaatioiden välttämiseksi. Samassa kuvassa on esitetty myös 8-kertaiset muodonmuutokset.



Kuva 71. Elementtimalli ja 8-kertaiset siirtymät.

Siirtymä haaran päässä on 66,7 mm. Suurin osa haaran pään siirtymästä aiheutuu peruspalkin uuman taipumasta, mikä nähdään selvästi kuvasta 71. Kuvassa 72 on esitetty liitoksen alueella esiintyvät muodonmuutokset – liioiteltuina, mutta tietysti keskenään vertailukelpoisina.



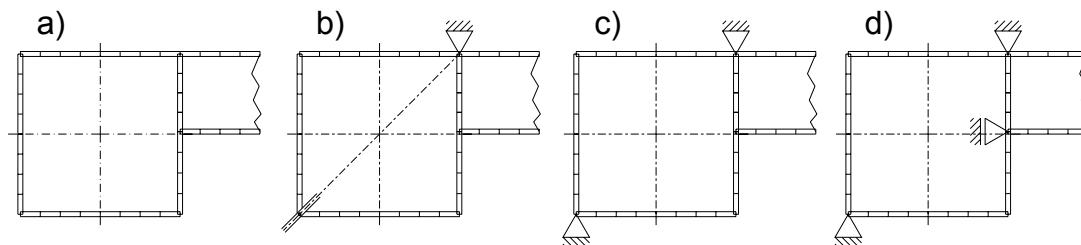
Kuva 72. Liitosalueen liioitellut muodonmuutokset.

Erotetaan seuraavat haaran pään siirtymää aiheuttavat tekijät:

1. peruspalkin vääntyminen ja taipuminen
2. liitoksen vinoutuminen
3. peruspalkin uuman taipuminen
4. haaran taipuminen

Erottelen likimääräiseksi toteuttamiseksi analyysi suoritetaan kuvan 73 mukaisilla

lisätuilla. Kaikissa tapauksissa vaikuttaa lisäksi päätylevyliitokseen liittyvä tuenta. Kyseiset lisätuet asetetaan peruspalkin kaikkiin poikkileikkauksiin.



Kuva 73. Vertailtavat tuentatapaukset.

Tapaus (a) vastaa luonnollista tuentaa, joka tuotti siirtymän 66,7 mm. Tuenta (b) estää peruspalkin taipumisen ja vääntymisen, mutta poikkileikkauksen vinoutuminen on mahdollista. Tapauksessa (c) vääntymisen lisäksi myös vinoutuminen on estetty. Tuentatavalla (d) selvitetään pelkän haaran taipuman vaikutus. Näillä tuennoilla saadaan FE-analyysillä seuraavat siirtymät haaran päässä:

$$\begin{aligned} f_a &= 66,7 \text{ mm} \\ f_b &= 61,7 \text{ mm} \\ f_c &= 56,1 \text{ mm} \\ f_d &= 5,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Näiden siirtymien avulla voidaan määrittää eri syistä aiheutuvat siirtymät seuraavalla tavalla:

$$\begin{aligned} f_1 = f_a - f_b &= 5,0 \text{ mm} && (7,5 \% \text{ peruspalkin taipuminen ja vääntyminen}) \\ f_2 = f_b - f_c &= 5,6 \text{ mm} && (8,4 \% \text{ liitoksen vinoutuminen}) \\ f_3 = f_c - f_d &= 50,4 \text{ mm} && (75,6 \% \text{ peruspalkin uuman taipuminen}) \\ f_4 = f_d &= 5,7 \text{ mm} && (8,5 \% \text{ haaran taipuminen}) \end{aligned}$$

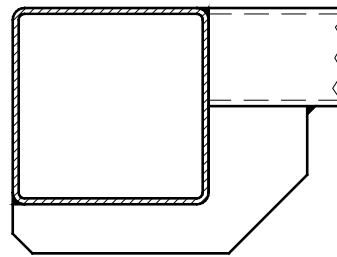
Sulkuihin on merkitty kyseisestä syystä aiheutuvan siirtymän osuus kokonaissiirtymästä 66,7 mm. Siirtymäarvoista nähdään, että tässä tapauksessa haaran pään siirtymä aiheutuu hyvin suurelta osin peruspalkin uuman taipumisesta. Lisäksi on huomattava erityisesti, että myös vinoutumisesta aiheutuva siirtymä on oleellinen verrattuna palkkielementeillä saataviin siirtymiin.

Edellinen esimerkki osoitti, että peruspalkin uuman taipuma voi olla kannattimen tärkein siirtymiä aiheuttava tekijä. Esimerkki osoitti samalla myös sen, että kyseisen yri-

tyksen mitoituskäyrästä ei sovellu kannattimien mitoitukseen, koska työskentelytasojen suurin sallittu jousto on 10 mm.

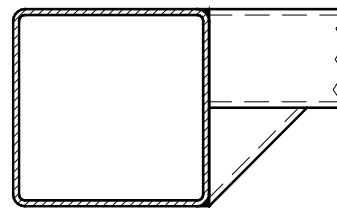
Myös esimerkissä käytetty asiakkaan tapa olettaa kuorman olevan 3 kN pistekuorma ei täytä työtasostandardin SFS-EN ISO 14122-2 vaatimuksia, joten standardin mukaisessa kuormitustilanteessa siirtymä haaran pään kohdalla voisi tilanteesta riippuen hyvin olla suurempi kuin edellisen esimerkin siirtymä 67 mm.

Lisäksi mainittakoon, että vaikka liitos olisi ollut jäykistetty peruspalkin vinoutumisen ja uuman taipumisen estävällä, kuvassa 74 esitetyllä tavalla, tyvihaaran pään siirtymä olisi ollut 10,7 mm.



Kuva 74. Peruspalkin vinoutumisen ja uuman taipumisen estävä jäykistys.

Jos liitos olisi ollut jäykistetty kuvassa 75 esitetyllä tavalla, uuman jousto olisi estynyt, ja haaran pään siirtymä olisi ollut 75,6 % pienempi kuin esimerkin tapauksessa. Mutta silti siirtymä olisi ollut 16,3 mm, ja siitä 5,6 mm eli 34 % olisi aiheutunut peruspalkin poikkileikkauksen vinoutumisesta.

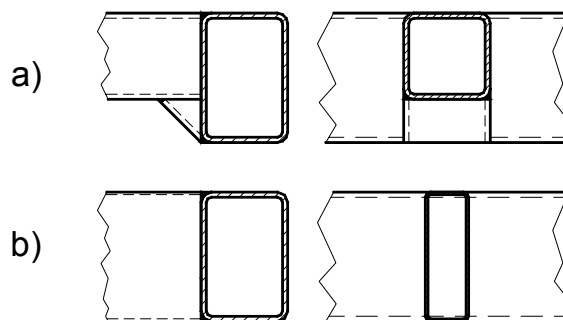


Kuva 75. Peruspalkin uuman taipumisen estävä jäykistys.

Koska esimerkki osoitti, että konstruktio, joka mahdollistaa peruspalkin uuman primäärin taivutuksen on ulokehaarakäytössä erittäin huono, tapausta ei ole syytä tutkia tarkemmin.

#### 6.1.4 Tasakorkeita haararatkaisuja

Kannattimen peruspalkin uuman taipuminen voidaan välttää korottamalla haara peruspalkin korkuiseksi tai jäykistämällä liitos. Nämä mahdollisuudet on esitetty kuvassa 76.



Kuva 76. Konstruktioita, joilla vältetään kannattimen peruspalkin uuman taipuminen liitoksen kohdalla: a) jäykistepala matalan haaran alla, b) peruspalkin korkuinen haara.

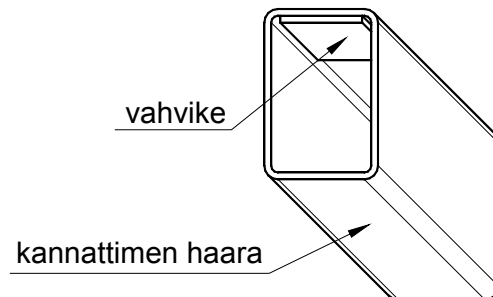
Haarapalkin korottamisen aiheuttama materiaalimenekki voidaan kompensoida palkkia kaventamalla tai seinämää ohentamalla. Esimerkiksi ruostumattomasta tai haponkestävästä teräksestä valmistetut profiilit  $150 \times 100 \times 4$  sekä profiili  $150 \times 50$  seinämänpaksuuksilla 3, 4 ja 5 mm kuuluvat Stalatable Oy:n normaaliin tuotanto-ohjelmaan ja niiden saatavuus on hyvä (Häme Maire, Kärkkäinen Onni, 26.2.2004). Yleisestä rakenneteräksestä valmistettuja  $150 \times 50$  profiileja on Asva Oy:n varastomittoina saatavilla seinämänpaksuuksilla 5 ja 6 mm (Sorvali Kari, 27.2.2004). Kontino Oy:llä on varastoprofiilina esimerkiksi  $150 \times 75 \times 6$  (Piironen Kaarina, 27.2.2004).

Seinämänpaksuutta ei voida juuri ohentaa nykyisistä paksuuksista ilman erityistoimenpiteitä, jos tasojen kiinnitys kannattimiin halutaan tehdä tavallisena ruuvi – kierrereikä -liitoksena. Nykyisin kierrereikä porataan asennusvaiheessa ja vapaareikä porataan asiakkaasta riippuen tason valmistuksen yhteydessä tai asennuksessa. Tällä menetelmällä yksi kiinnitys vaatii kolme porausta:

- reiän  $\phi 6,8$  mm poraus kierrettä varten kannattimeen
- vapaareiän  $\phi 9$  mm poraus työtasokehikkoon
- kannattimeen esiporatun reiän kierteitys M8

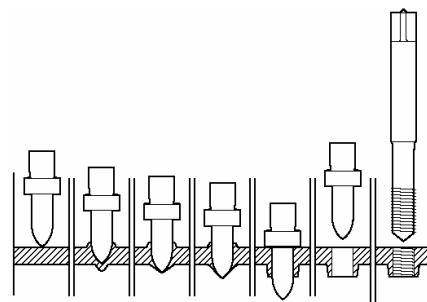
Reikälevytason reikälevyyn on lisäksi porattava reikä ruuvien sijoitusta ja kiristämistä varten. Tämän reiän halkaisija on tyypillisesti ollut 16 mm ja se on porattu suurentamalla reikälevyn vesireikää.

Kannattimen haaraan kiinnitettävä tason kiinnitysruuvi sijaitsee yleensä aina haaran päässä. Näin ollen ohueen seinämään liittyvä ongelma voidaan ratkaista hitsaamalla putken päähän vahvike kuvan 77 mukaisesti ennen haaran pään ummistusta.

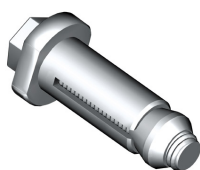


Kuva 77. Ohutseinäisen kannattimen haaran pään ylälaipan vahvistus kierrereikää varten.

Muita ratkaisuja ruuviliitoksen valmistamiseksi ohueen seinämään yhdeltä puolelta työskennel- len olisivat kiila-ankkureiden käyttö, kuva 79, tai kierteitystä edeltävä kitkaporaus, kuva 78. Kitkaporaus ei tule tässä tapauksessa kysymykseen, koska menetelmä ei käytännössä sovellu käsityökaluille, ja lisäksi tasokehikko ei voisi olla paikallaan reiän valmistuksen aikana (Ingman Jukka, 25.2.2004).



Kuva 78. Kitkaporaus ja kierteitys. (British Steel Tubes & Pipes, 1997)



Kuva 79. Hollo-bolt -kiila-ankkuri ja sen käyttö yhdeltä puolelta valmistettavassa liitok- sessa. <http://www.lindapter.com/> .

Lindapter Internationalin (<http://www.lindapter.com/>) Hollo-bolt -kiila-ankkurin, jonka asennus vaatii vain vapaareiät ja kiristyksen, käyttöön liittyy seuraavat näkökohdat:

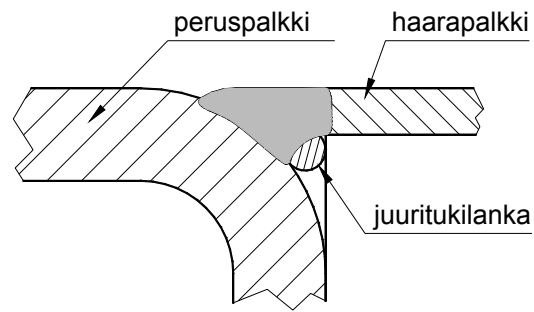


- Pienin Hollo-bolt on M8, joka vaatii  $\phi 15$  mm vapaareiän. Tämä on suuri vapaa-reikä porattavaksi asennuksessa ruostumattomaan teräkseen. Paperikoneiden asennusympäristössä asia ei kuitenkaan aiheuta merkittäviä ongelmia.
- Pienimmän Hollo-boltin kannan tasopintojen väli on 19 mm. Kanta ei mahdu asiakkaan usein valitseman ritilän  $16 \times 75 / 25 \times 2$  kannatinlattojen väliin. Sen sijaan yleistyväle  $21 \times 75 / 25 \times 2$  ritilälle M8 Hollo-boltin kanta olisi juuri sopiva. Ritilän kannatinlatat pitäisivät Hollo-boltin kannan paikallaan.
- Hollo-boltin asennus reikälevytasoon vaatisi erikoistyökalun ja nykyistä asennusreikää  $\phi 16$  mm suuremman reiän työkaluille.
- Hollo-boltia ei voi irrottaa ehjänä. Näin ollen esikokoonpanossa olisi tarvittaessa käytettävä väliaikaisesti jotakin muuta kiinnitystä. Tämä kiinnitys voitaisiin tehdä esimerkiksi levyruuveilla Hollo-boltin vapaareiän porauksen aloitusreikään.

Työtason kiinnittäminen niiteillä, jotka voitaisiin myös asentaa yhdeltä puolelta, ei tule kysymykseen, koska esimerkiksi tärinän vuoksi löystynyttä niittiliitosta ei voida kiristää. Lisäksi riittävän suurten niittipistoolien kärjet eivät mahdu ritilän kannatinlattojen väliin. Sen sijaan levyruuvien käyttöä voitaisiin harkita varsinkin tapauksissa, joissa ruuviin ei voi kohdistua vetorasitusta. Ulkoinen vetorasitus ruuvissa on mahdollista esimerkiksi tapauksessa, jossa työtasokehikossa on ulokeosuuksia (liikkuva kuorma).

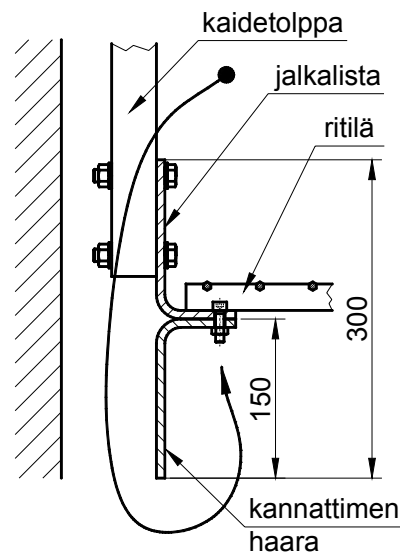
Ohutseinäisen tasakorkean haarapalkin laippojen ja kannattimen peruspalkin kulmapyörästysalueen väliin jää yleensä melko suuri ilmarako. Tämä ilmarako vaikeuttaa hitausta.

Ilmarakoa on mahdollista pienentää haaran päätä muotoilemalla, mikä on työläs ratkaisu. Toinen vaihtoehto on sopivan juurituen käyttö. Juuritukilatta voidaan kiinnittää haaran laippojen sisäpuolille ennen hitsausta. Kuvassa 80 on esitetty toinen ratkaisu juurituennan toteuttamiseksi (Packer, 1997, s. 282). Tässä menetelmässä juuritukena toimii ennen hitsausta ilmarakoon asetettava lanka.



Kuva 80. Seinämänpaksuusilta erisuurien tasakorkeiden putkipalkkien välisen ilmarakon tukkiminen juuritukilangalla.

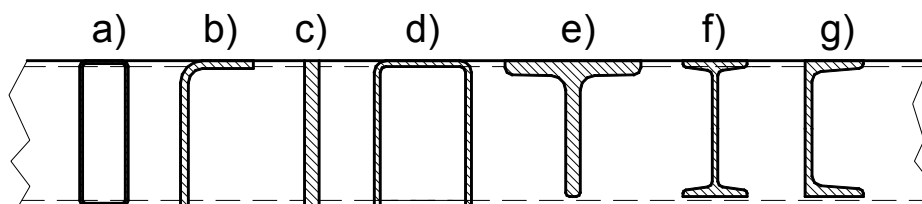
Työtason kiinnitys avoprofiiliin olisi periaatteessa mahdollista tehdä ruuvi-mutteri-liitoksena, mutta käytännössä tällainen menettely on hankala, koska mutterin pitäminen paikallaan haaran alla työtasolta käsin ritilän paikallaan ollessa kirstyksen ajan, on työergonomian ja -turvallisuuden kannalta epäedullista. Tilanne on esitetty kuvassa 81. Seinämän tilalla ja välikössä yleensäkin voi olla myös esimerkiksi putkia tai hengenvaarallinen putoamiskorkeus. Näistä syistä tason kiinnityksen on tapahduttava työtason yläpuolella työskennellen yhdeltä puolelta.



Kuva 81. Mutterin sijoittaminen työtason alle on työergonomisesti epäedullista.

Edellä esitettyjen näkökohtien perusteella on syytä tyytyä alkuperäiseen kierrereikä-vapaareikä-ruuvi-liitokseen. Palkin seinämänpaksuus voidaan silti minimoida, jos käytetään työtason kiinnityksen kohdalla lisäosia. Usein lisäosien aiheuttama kustannus on häviävän pieni palkkien seinämien ohennukseen liittyvään materiaalisäästöön verrattuna.

Kuvassa 82 on esitetty muutamia profiilivaihtoehtoja kannattimien haaroiksi. Hitsattuja profiileja ei oteta tässä vaihtoehtoiksi lainkaan, koska haarojen tapauksessa kysymyksessä ovat pienet kuormat.



Kuva 82. Profiilivaihtoehtoja kannattimien haaroiksi.

Kuvassa esitettyjen vaihtoehtojen (d), (f) ja (g) käyttö vaatii melko paljon hitsaustyötä, koska mm. korroosiosyistä katkositsejä ei ole syytä käyttää haaran ja kannattimen peruspalkin välisessä liitoksessa. Kuumavalssatut T-profiilit (e) ovat varsin paksuseinäisiä profiilin korkeuteen verrattuna, joten niiden käyttö aiheuttaisi ylimääräisiä materiaalikustannuksia. Kaikkien em. muotoprofiilien saatavuus varsinkin austeniittisista ruostumattomista teräksistä valmistettuna on erittäin huono. Näiden näkökohtien perusteella hylätään vaihtoehdot (d)...(g).

Työtasokehikon irrotettavissa oleva kiinnittäminen lattatankoon (c) ei oikein onnistu ilman lisäosia. Sen sijaan kohdissa, joissa kiinnittämistä ei tarvita, lattatankon käyttö kannattimen haarana voisi olla perusteltua. Lattatanko olisi myös helppo muotoilla suippenevaksi, jolloin materiaalia olisi mahdollista edelleen säästää. Varjopuolena mainittakoon, että lattatankon kiinnittäminen kannattimen peruspalkin kylkeen ei ole mitoituksen kannalta ongelmaton, koska haara tukeutuu pääasiassa putkipalkin laippoihin ja haaran tyvileikkauksen teholliseen yläosaan voi olla vaikeaa saada riittävän kestävää hitsiä.

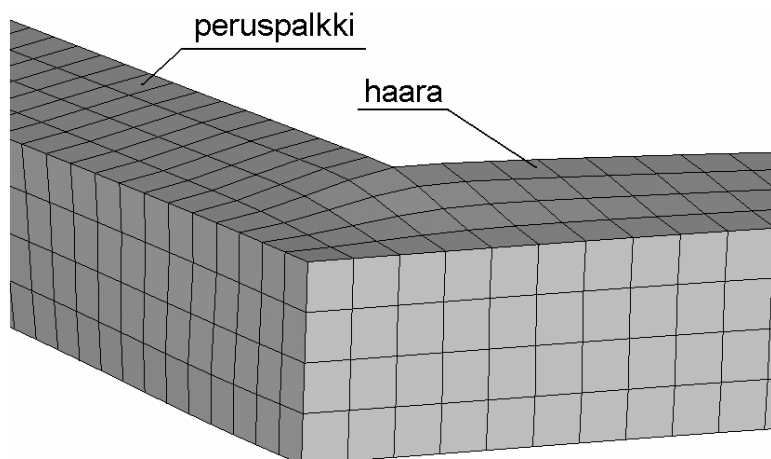
Kannattimen haaran valmistaminen kulmaprofiilista (b) on siinä mielessä hyvä ratkaisu, että silloin kannattimen haaroissa voidaan hyödyntää työtasojen jalkalistoista jääneet hukkatangot ja lisäksi vältetään putkipalkkihaaran pään ummistukselta. Kulmaprofiilihaaran negatiivisia piirteitä ovat profiilin epäsymmetrisyys, vääntökeskiön ja kuormitustason välinen eksentrisyys sekä pystylaipan alaosaan tuleva rasituskeskittymä haaran tyvikohdan alueella. Näitä epäkohtia ei ole putkipalkkihaarassa, mutta putkipalkkihaaran pää on ummistettava. Lisäksi ulomman putkipalkkihaaran ja kannattimen peruspalkin välisen liitoksen jäykistäminen vinoutumisen välttämiseksi kuvassa 84, s. 143, esitetyllä tavalla vaatii ylimääräistä työtä varsinkin ruostumattomien terästen tapauk-

nessa, koska peittauksessa jäykiste muodostaa esteen peittaushapon poistumiselle putkipalkin sisältä. Kulmaprofiilihaaraa käytettäessä haaran pystylaippa voidaan ulottaa peruspalkin pään jäykisteeksi.

Koska kulmaprofiilihaara ja putkipalkkihaara vaikuttavat edellisen tarkastelun perusteella suunnilleen yhtä hyviltä vaihtoehdoilta, jatkossa analysoidaan molempia.

### 6.1.5 Putkipalkkien jiiriliitos

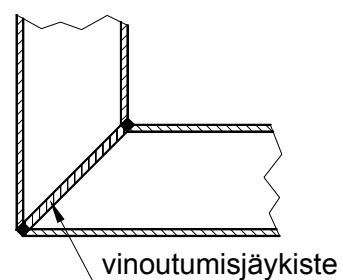
Kuvassa 83 on esitetty kannattimen peruspalkin ja putkipalkkihaaran jäykistämättömässä jiiriliitoksessa esiintyvä vinoutuminen.



Kuva 83. Kannattimen peruspalkin ja putkipalkkihaaran jäykistämättömän jiiriliitoksen vinoutuminen. Muoto on määritetty ohutkuorielementeillä kuvassa nähtävällä elementtijaolla.

Kuvasta nähdään, että jäykistämättömässä jiiriliitoksessa tapahtuu selvää poikkileikkauksen vinoutumista sekä kannattimen peruspalkissa että haarassa. Kuvasta on nähtävissä myös se, että vinoutumisesta aiheutuvat muodonmuutokset ovat huomattavia, vaikka haarapalkissa ei kuvassa esitetyllä muodonmuutosten skaalauksella erotu vielä kaltevuutta.

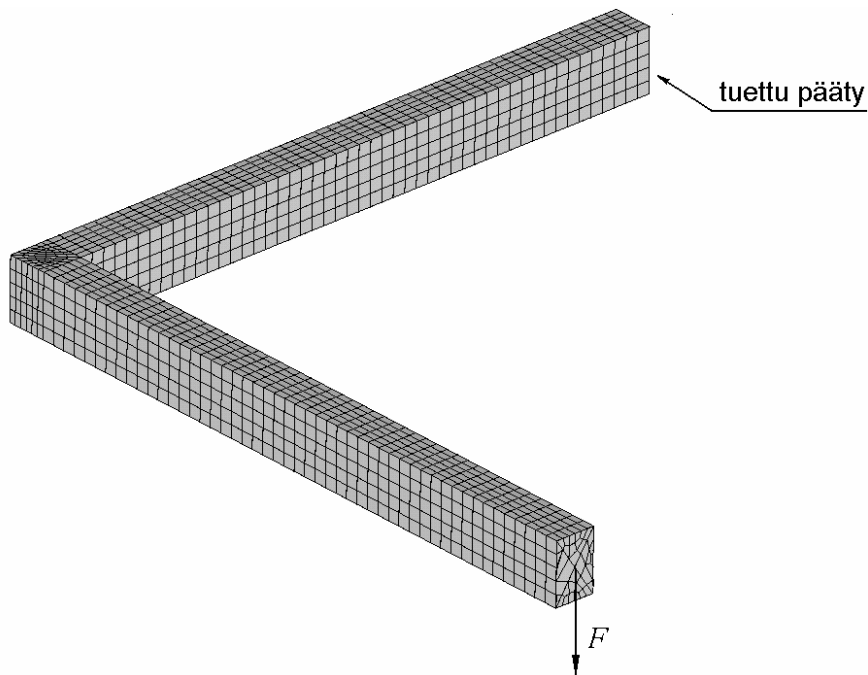
Kuvissa 62 ja 83 nähtävää vinoutumista ja siihen liittyviä siirtymiä ja rasituksia ei esiinny, jos poikkileikkauksen vinoutuminen estetään sisä- tai ulkopuolisella jäykisteellä. Jiiriliitoksen tapauksessa sisäpuolinen jäykistys on mahdollista tehdä kuvassa 84 esitetyllä tavalla.



Kuva 84. Kannattimen peruspalkin ja haaran välisen liitoksen jäykiste.

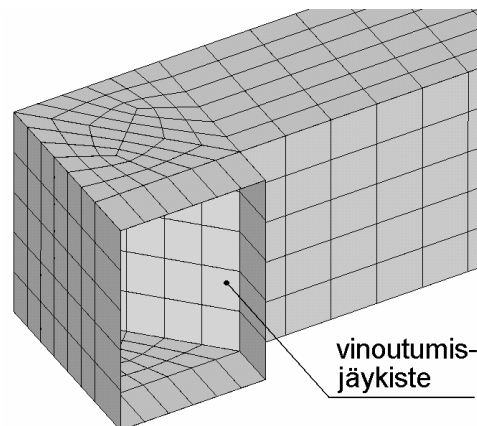
Kannattimen mitoituksessa määräävin siirtymä on yleensä ulomman haaran pään siirtymä, koska kannattimen peruspalkin vääntökulma on ulomman haaran kohdalla suurimmillaan. Tästä syystä on syytä tarkastella ulomman haaran ja kannattimen peruspalkin välisen liitoksen joustavuutta. Sen sijaan tyvi- ja välihaarojen kohdilla peruspalkin vääntökulma on pienempi, joten näiden haarojen kiinnityskohdassa voi esiintyä joustoa eikä silti kyseisten haarojen päiden siirtymät välttämättä saa yhtä suuria arvoja kuin ulomman, liitokseltaan jäykistetyt, haaran pään siirtymä.

Jiiriliitoksen joustavuuden selvittämiseksi määritetään kuorielementtianalyysillä jiiriliitokseltaan jäykistetyt ja jäykistämättömät kannattimen haaran pään siirtymät. Näiden siirtymien ero johtuu liitoksen joustosta. Käytettävä elementtimalli on kuvan 85 mukainen.



Kuva 85. Jiiriliitoksen joustavuuden määrittämiseksi käytettävä elementtimalli.

Vinoutumisjäykiste näkyy kuvassa 86, jossa haarapalkista on näkyvillä vain pieni osa. Jäykisteen paksuudella ei ole liitoksen joustavuuden kannalta juuri merkitystä, mutta analyyseissä jäykisteen paksuudeksi otetaan liitettävien palkkien seinämänpaksuuksien keskiarvo puolitoistakertaisena.



Kuva 86. Jiiiriliitoksen jäykiste. Haarapalkki on pääosin poistettu näkyvistä.

Kuorielementtejä käytettäessä seinämät mallinnetaan keskitasojensa mukaan. Putkipalkin ulkomitat pysyvät vakioina seinämänpaksuuden muuttuessa, joten seinämiltään eri paksuisten palkkien liitoksessa on epäkeskeisyyttä. Tätä pientä epäkeskeisyyttä ei nyt oteta huomioon, vaan molempien palkkien seinämien keskitasojen oletetaan sijaitsevan peruspalkin seinämien keskitasojen määräämissä asemissa. Peruspalkin ja haaran pituuksien on oltava riittävän suuria, jotta palkkien päätyminen ei vaikuttaisi liitoksen vinoutumiseen. Taulukossa 12, s. 125, esitetyt etäisyydet  $2,5/\beta$  sopivat pituuksien alarajoiksi. Nyt palkkien pituuksiksi otetaan palkkien korkeus kymmenkertaisena, mikä täyttää tutkittavissa tapauksissa em. vaatimuksen.

Haarapalkin molemmat uumat pysyvät sivulta katsottuna suorakulmion muotoisina vaikka laipoissa on tapahtunut jo huomattavia siirtymiä. Tästä syystä haaran molemmat uumat kiertyvät liitoksen vinoutuessa eri pisteiden ympäri. Sisimmäisen uuman kyseinen piste sijaitsee haaran puolella, mutta ulomman uuman kiertymispiste on peruspalkin toisella puolella. Tästä syystä koko jiiiriliitoksen kiertymiskeskion oletetaan sijaitsevan peruspalkin keskiakselin kohdalla. Tämän oletuksen mukaisesti vinoutumista aiheutuva haaran alkukulma on

$$\phi = \frac{f_1 - f_2}{l_H} \quad (153)$$

missä  $f_1$  = haaran pään pystysiirtymä, kun liitosta ei ole jäykistetty  
 $f_2$  = haaran pään pystysiirtymä, kun liitos on jäykistetty  
 $l_H$  = haaran pituus peruspalkin keskiakselilta mitattuna

Vinoutumisjousivakio  $k_d$  on

$$k_d = \frac{M_d}{\phi} = EI_d \quad (154)$$

missä  $M_d$  = vinouttava momentti  
 $\phi$  = vinoutumisesta aiheutuva haaran alkukulma  
 $E$  = kimmomoduuli  
 $I_d$  = vinoutumisjäyhyys

Kun yhtälöiden (153) ja (154) lisäksi otetaan huomioon, että vinouttava momentti on tässä tapauksessa  $M_d = Fl_H$ , missä  $F$  on analyysissä käytettävä voima, saadaan vinoutumisjäyhyyden  $I_d$  lausekkeeksi

$$I_d = \frac{Fl_H^2}{E(f_1 - f_2)} \quad (155)$$

Siirtymät  $f_1$  ja  $f_2$  määritetään voimalla  $F = 1000$  N ja kimmomoduulin arvolla  $E = 210\,000$  N/mm<sup>2</sup>. Nämä vakiot eivät vaikuta lopputulokseen eli vinoutumisjäyhyyden  $I_d$  arvoon. Analyysissä käytettävä Poisson'n vakio on  $\nu = 0,3$ . Taulukossa 13 on esitetty vinoutumisjäyhyydet useimmille työtasojen kannattimina esiintyville tapauksille. Samassa taulukossa on esitetty myös myöhemmin määritettävän sovitussyhtälön tulokset vinoutumisjäyhyyden määrittämiseksi.

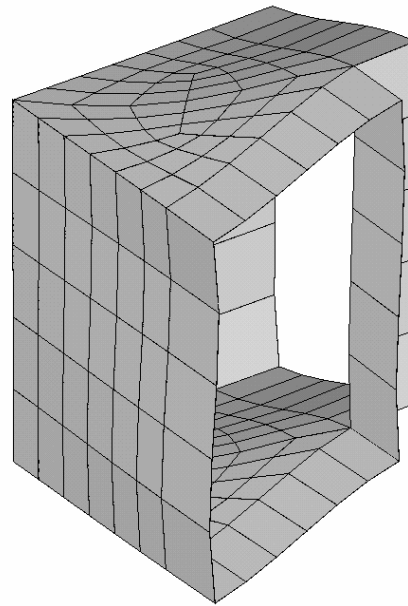


Taulukko 13. Jäykistämättömien jiiriliitosten vinoutumisjäyhydet  $I_d$  ja niiden määrittämissä käytetyt siirtymät  $f_1$  ja  $f_2$ . Suure  $\hat{I}_d$  on sovitussyhtälön tulos ja sen virhe on ilmoitettu verrattuna suureeseen  $I_d$ .

$H$ (mm)	$B_P$ (mm)	$B_H$ (mm)	$t_P$ (mm)	$t_H$ (mm)	$f_1$ (mm)	$f_2$ (mm)	$I_d$ (mm <sup>3</sup> )	$\hat{I}_d$ (mm <sup>3</sup> )	virhe
100	100	50	6	6	4,2034	3,7359	10186	10251	1 %
100	100	50	6	3	5,9218	4,5222	3402	3425	1 %
100	100	50	8	8	3,2037	2,9803	21316	21345	0 %
100	100	50	8	4	4,2703	3,6153	7270	6964	-4 %
100	100	100	6	6	4,4613	3,4328	4630	4552	-2 %
100	100	100	6	3	6,2645	3,9405	2049	2066	1 %
100	100	100	8	8	3,2093	2,7268	9869	9245	-6 %
100	100	100	8	4	4,2462	3,1313	4271	4165	-2 %
150	100	50	6	6	7,0452	6,0672	10955	10955	0 %
150	100	50	6	3	9,9997	7,0170	3592	3719	4 %
150	100	50	8	8	5,2505	4,7815	22845	22812	0 %
150	100	50	8	4	6,9469	5,5343	7585	7571	0 %
150	100	100	6	6	7,8907	5,7475	4999	5008	0 %
150	100	100	6	3	11,101	6,3984	2278	2273	0 %
150	100	100	8	8	5,5378	4,5205	10532	10185	-3 %
150	100	100	8	4	7,3074	5,0317	4708	4591	-2 %
150	150	100	6	6	4,6655	3,3945	8430	9005	7 %
150	150	100	6	3	7,4352	4,0127	3131	3388	8 %
150	150	100	8	8	3,2534	2,6478	17692	18503	5 %
150	150	100	8	4	4,7661	3,1324	6558	6895	5 %
150	150	150	6	6	5,198	3,2428	5480	5634	3 %
150	150	150	6	3	8,0425	3,7213	2479	2518	2 %
150	150	150	8	8	3,4576	2,5261	11502	11486	0 %
150	150	150	8	4	4,9882	2,8995	5130	5110	0 %
200	100	100	6	6	12,191	8,5861	5284	5284	0 %
200	100	100	6	3	17,125	9,3543	2451	2399	-2 %
200	100	100	8	8	8,4459	6,7265	11078	10750	-3 %
200	100	100	8	4	11,094	7,3255	5054	4847	-4 %
200	200	100	6	6	4,7884	3,412	13839	14181	2 %
200	200	100	6	3	8,3607	4,118	4490	4718	5 %
200	200	100	8	8	3,297	2,6369	28856	29285	1 %
200	200	100	8	4	5,2025	3,1856	9444	9642	2 %
200	200	200	6	6	6,2101	3,1523	6229	6540	5 %
200	200	200	6	3	10,316	3,6172	2843	2886	2 %
200	200	200	8	8	3,8986	2,4322	12989	13356	3 %
200	200	200	8	4	6,0334	2,7912	5875	5875	0 %

$H$  = peruspalkin ja haaran ulkokorkeus  
 $B_P$  = peruspalkin ulkoleveys  
 $B_H$  = haaran ulkoleveys  
 $t_P$  = peruspalkin seinämänpaksuus  
 $t_H$  = haaran seinämänpaksuus

Kuvasta 87 nähdään jäykistämättömän jiiriliitoksen alueella tapahtuvat vinoutumismuodonmuutokset liitoksen alueella. Kuvasta nähdään selvästi, että poikkileikkauksen vinoutuminen tapahtuu täysimääräisesti molemmissa liittyvissä palkeissa. Tästä päätellen liitoksen vinoutumisjäyhyys on oletettavasti molempien palkkien itsenäisten vinoutumisjäyhyysien funktio. Koska haaran laipan joustavuuteen liitoksessa vaikuttaa peruspalkin leveys ja päinvastoin, on luultavaa, että liitoksen vinoutumisjäyhyteen vaikuttaa näiden leveyksien mukaisesti määräytyvien painotusten mukainen keskiarvo palkkien itsenäisistä vinoutumisjäyhyksistä.



Kuva 87. Jäykistämättömän jiiriliitoksen vinoutumismuodonmuutos.

Jiiriliitoksen vinoutumisjäyhyden  $I_d$  arvo on yleensä riittävällä tarkkuudella

$$\hat{I}_d = 1,154 \left( \frac{b_1}{b_2} \right)^{1,309} \frac{b_2^{1,233} I_{d1} + b_1^{1,370} I_{d2}}{b_2^{1,233} + b_1^{1,370}} \quad (156)$$

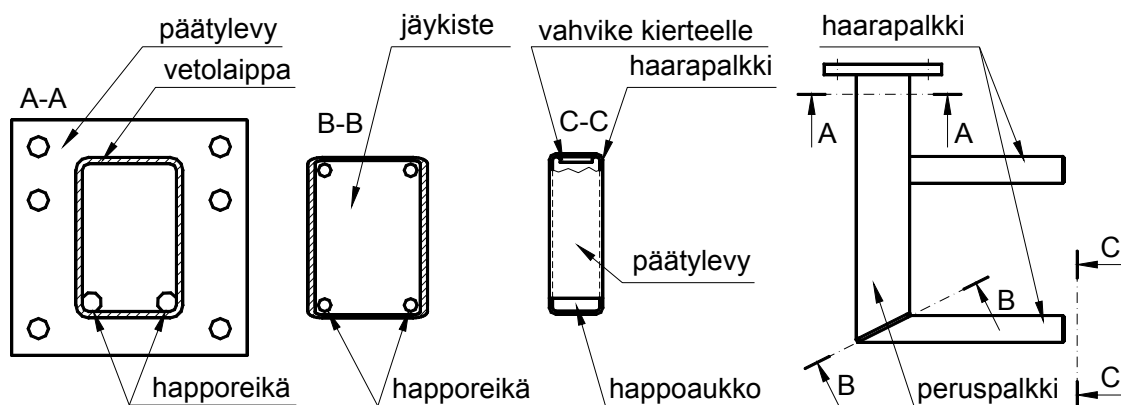
missä  $b_1$  = peruspalkin keskileveys  
 $b_2$  = haarapalkin keskileveys  
 $I_{d1}$  = peruspalkin vinoutumisjäyhyys, kaava (148), s. 124, tai taulukko 12  
 $I_{d2}$  = haarapalkin vinoutumisjäyhyys, kaava (148), s. 124, tai taulukko 12

Tämän sovitussyhtälön vakiot on määritetty minimoimalla taulukossa 13 esiintyvien tapausten suhteellisen virheen neliöjuurisummaa. Taulukossa 13 on nähtävillä myös em. sovitussyhtälön tuottaman tuloksen virhe elementtianalyysien perusteella määritettyihin vinoutumisjäyhyksien arvoihin verrattuna. Virheprosentteista nähdään, että tavallisimmissa tapauksissa sovitussyhtälöllä saavutetaan muutaman prosentin tarkkuus, mitä voidaan pitää riittävänä tarkkuutena työtasojen siirtymäanalyyseissä. Sovitussyhtälö (156) perustuu kuitenkin ainoastaan taulukossa 13 esitettyihin tapauksiin, joten sen soveltaminen selvästi taulukon tapauksista poikkeavaan tilanteeseen voi tuottaa selvästi virheellisiä tuloksia. Tarvittaessa on siis tehtävä uusia elementtianalyysejä tai määritet-

tävä jiiriliitoksen joustavuus jollakin muulla hyväksyttävissä olevalla tavalla, ellei liitosta jäykistetä.

Ruostumattomista teräksistä valmistetuissa kannattimissa on otettava huomioon peittaushapon poistuminen kannattimen sisältä. Jiiriliitoksen mahdollinen jäykiste estää peruspalkin sisälle esimerkiksi pienen hitsausvirheen kautta päässeän hapon poistumisen. Lähtökohtana ruostumattomista teräksistä valmistettaville kannattimille on pyrittävä ottamaan vapaan tyhjenemisen, täyttymisen ja pesun mahdollistava rakenne. Rakenne, joka ei täytä näitä vaatimuksia, joudutaan peittaamaan ruiskuttamalla.

Jäykisteen reunan loveaminen ei tule kysymykseen, koska kyseisen kohdan hitsaamisen pitäisi tapahtua jäykisteen paksuuden mukaiseen I-railoon ilman juuritukea. Vinoutumisjäykisteeseen on sen sijaan mahdollista tehdä reikiä. Tällöin perusputki tyhjenisi melkein täydellisesti kannatinta peittaushaposta nostettaessa. Hapojäämien huuhteluvuuden mahdollistamiseksi päätylevyyn voitaisiin tehdä muutamia reikiä. Nämä ehdotukset on esitetty kuvassa 88.



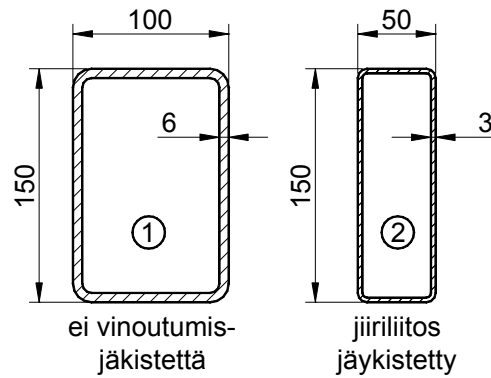
Kuva 88. Peittaushapon poistumisen ja pesun mahdollistava kannatinrakenne.

Tarkastellaan esimerkin avulla kapeaan haaraan liittyviä mekaanisia ominaisuuksia, säästöjä ja kustannuksia.

## Esimerkki 19

Tutkitaan kannattimen ulommaista haaraa. Tämän haaran pään siirtymä määrää usein koko kannattimen mitoituksen. Haara on sovitettu kannattimen peruspalkkiin jiiriliitoksella. Peruspalkki on profiilia 150×100×6. Kannatin valmistetaan ruostumattomasta teräksestä, jonka kimmomoduulin oletetaan olevan

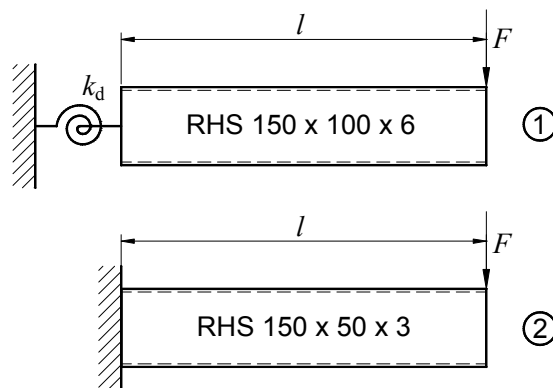
$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$



Kuva 89. Vertailtavat haarapalkki-profiilit.

Verrataan kuvassa 89 esitetyjä haarapalkkivaihtoehtoja 150×100×6 ja 150×50×3. Isomman haarapalkin tapauksessa ei käytetä vinoutumisjäykistettä jiiriliitoksessa ja pienemmän haarapalkin tapauksessa liitos jäykistetään 6 mm paksulla vinoutumisjäykisteellä. Kuorman oletetaan kohdistuvan haaran päähän. Kuorman suuruudella ei ole merkitystä siirtymävertailussa, mutta havainnollisuuden vuoksi laskelmat suoritetaan asiakkaan mitoituskäyrästöjen kuormalla 3 kN. Ohutseinäisen haaran pään vahvike kierrereikä varten on kooltaan 5×30×50. Putkipalkkien materiaalikustannusten oletetaan olevan 3,4 €/kg ja muun materiaalin kustannuksen 2,8 €/kg.

Vertailtavien tapausten laskentamallit on esitetty kuvassa 90.



Kuva 90. Vertailtavien tapausten laskentamallit.

Tapaukseen 1 liittyvä jousi kuvaa jäykistämättömän liitoksen joustavuutta. Jousi-

vuuden suuruuden ilmaisee liitoksen jousivakio  $k_d = EI_d$ , missä  $I_d$  on liitoksen vinoutumisjäyhyys. Haaran pään siirtymiksi ilman kannattimen peruspalkin globaalien siirtymien vaikutusta saadaan likimäärin

$$f_1 = \frac{Fl^3}{3EI_1} + \frac{M}{EI_d}l = \frac{Fl^3}{3EI_1} + \frac{Fl^2}{EI_d}$$

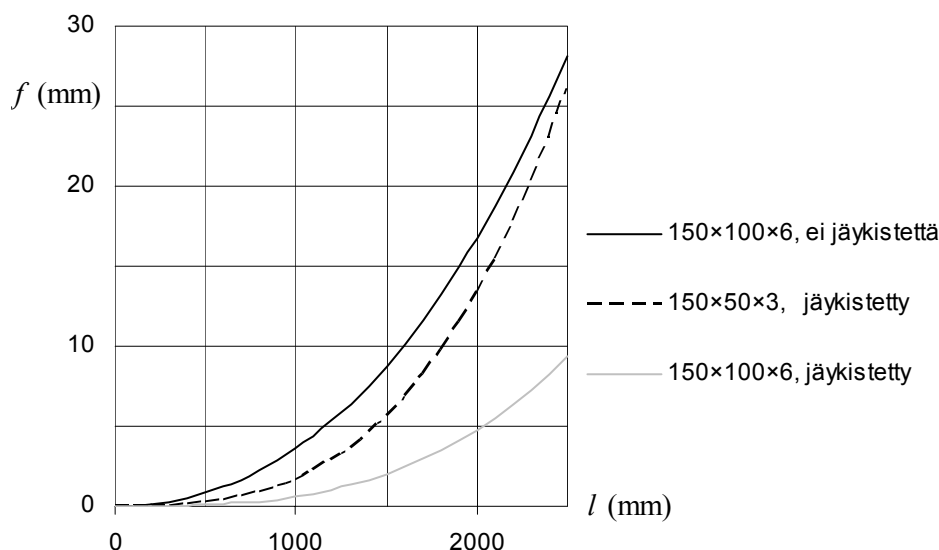
$$f_2 = \frac{Fl^3}{3EI_2}$$

Tutkittavien profiilien jäyhyysmomentit ovat

$$I_1 = 834,7 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 298,6 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Kun perus- ja haarapalkki ovat profiilia  $150 \times 100 \times 6$ , taulukon 13, s. 147, perusteella palkkien välisen jäykistämättömän jiiriliitoksen vinoutumisjäyhyys on  $I_d = 4999 \text{ mm}^3$ . Kuvassa 91 on esitetty em. kaavojen mukaisesti laskettuna haaran pään siirtymä  $f$  haaran pituuden  $l$  funktiona vertailtavissa haaratapauksissa.



Kuva 91. Haaran pään siirtymä  $f$  haaran pituuden  $l$  funktiona vertailtavissa haaratapauksissa.

Kuvaajista nähdään, että kysymykseen tulevilla haarapituuksilla kevyt haarapalkki  $150 \times 50 \times 3$  jäykistetyllä liitoksella varustettuna tuottaa aina pienemmän siirtymän haaran päässä kuin liitokseltaan jäykistämätön haarapalkki  $150 \times 100 \times 6$ . Tilanne

muuttuisi päinvastaiseksi vasta, kun haaran pituus olisi yli 2500 mm. Näin pitkiä haaroja ei kuitenkaan voida käytännössä käyttää, koska siirtymät tulisivat haaran päässä hyvin suuriksi.

Tarkastetaan vielä, että jännitykset eivät tule määräävämmiksi kuin siirtymät. Oletetaan varman päälle, että koko työtasorakenteen ainoa joustava osa on kannattimen haara, ja siirtymäraja on 10 mm. Tällä siirtymällä kuvan 91 kuvaajan perusteella haaran  $150 \times 50 \times 3$  pituudeksi saadaan 1815 mm. Jos haaran päähän kohdistuvan kuorman oletetaan olevan  $1,5 \cdot 3 \text{ kN} = 4,5 \text{ kN}$ , haaran tyvessä taivutusmomentti on  $M = 8,2 \text{ kNm}$ . Tämä taivutusmomentti on pienempi kuin esimerkissä 21, s. 184, määritettävä taivutusmomenttikestävyys  $M_R = 8,4 \text{ kNm}$ . Todellisuudessa työtasorakenteessa on tietysti muitakin joustavia elementtejä, jolloin taipumarajoitteen vuoksi on käytettävä lyhyempiä haaroja. Tällöin taivutusmomentti jää vielä alhaisemmalle tasolle. Esimerkin 21 perusteella lommahdus tai pistevoimakestävyys ei ole mitoittava tekijä haaraprofiilille  $150 \times 50 \times 3$ . Seuraavaksi vertaillaan eri tapauksiin liittyviä kustannuksia.

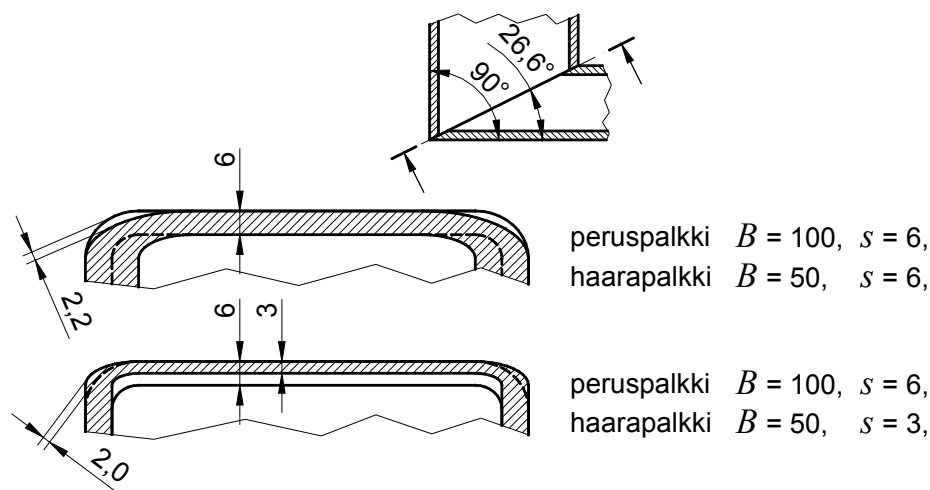
Jäykistämättömän ja jäykistetyn liitoksen valmistusaikaero aiheuttaa noin 6 € lisäkustannuksen, kun liitos jäykistetään (Mäkelä Jani, 11.3.2003, Premekon Oy:n hitsaaja). Päätylevyn ruuvien vapaareikien koneistuksen kustannus on noin 4 €. Jos samalla asetuksella porataan muutama ylimääräinen reikä, niiden kustannus on noin 1 €. Otetaan jäykisteseen lävistettävien reikien kustannukseksi 2 €. Jäykisteen ja kierre-reikävahvikkeen yhteismassa on noin 0,75 kg. Näiden kappaleiden materiaalikustannus on siis noin 2,1 €. Otetaan kyseisten kappaleiden sahauskustannukseksi 2 € ja kierre-reikävahvikkeen hitsauskustannukseksi 1 €. Näin ollen jäykistämisen, ylimääräisten reikien ja kierre-reikävahvikkeen aiheuttamat kustannukset ovat noin 15 € yksittäistapauksessa. Sarjatuotannossa kustannus olisi selvästi pienempi.

Vertailtavien palkkien pituusmassat ovat 21,7 kg/m ja 8,96 kg/m, joten kevyemmän profiilin käytöstä saatava säästö on 12,7 kg/m eli 43,8 €/m. Siis, jos haaran pituus on yli 340 mm, säästö materiaalikustannuksissa on suurempi kuin kapean haaran käyttöön liittyvät erilliskustannukset. Toisaalta pituudeltaan alle 340 mm haara

150×50×3 ei todennäköisesti tarvitse jäykistettä lainkaan.

Edellinen esimerkki osoitti, että ainakin ruostumattomista ja haponkestävistä teräksistä valmistettavissa kannattimissa ulommaisena haarapalkkina kannattaa käyttää palkkia 150×50×3 tavanomaisen palkin 150×100×6 asemesta. Tarvittaessa peruspalkin ja haarapalkin välinen liitos on jäykistettävä, mutta lisääntyneestä työstä huolimatta kapean ja ohutseinäisen haaran käyttö on kannattavaa. Tarvittaessa on käytettävä jäykistettä ja järeämpää palkkia, mutta esimerkki osoitti, että palkin 150×100×6 käyttö ilman vinoutusmisjäykistettä ei ole kannattavaa.

Putkipalkin kulmapyöristyksen suuruus riippuu palkin seinämänpaksuudesta. Yleisesti arvellaan, että seinämältään eripaksuisten putkipalkkien kulmapyöristysten erot vaikeuttavat jiiriliitoksen valmistusta. Asia ei kuitenkaan yleensä ole näin, jos haarapalkki on kapeampi kuin kannattimen peruspalkki. Kuvassa 92 on esitetty suorakulmaisen jiiriliitoksen jiirileikkauksessa esiintyviä muotoja, kun haarapalkki on puolta kapeampi kuin kannattimen peruspalkki.



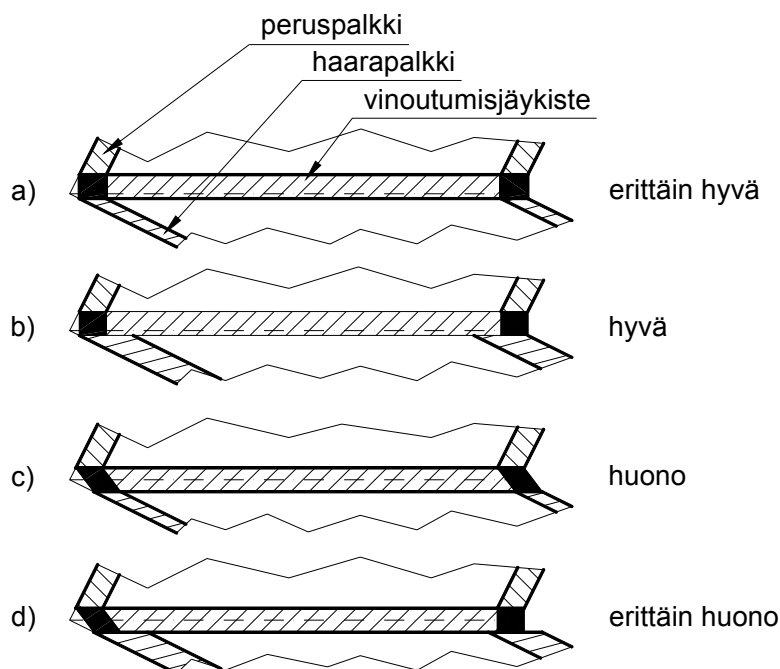
Kuva 92. Suorakulmaisen jiiriliitoksen jiirileikkauksessa esiintyviä muotoja, kun haarapalkki on kapeampi kuin peruspalkki.

Kuvasta nähdään, että ainakin tarkasteluun valituilla mitoilla kulmapyöristyksestä aiheutuva sahauspintojen ulkosärmien erimuotoisuus jopa vähenee, kun haarapalkin seinämä ohenee. Siis kun haara on kapea ja sen seinämä on ohut, jiiriliitos on sahauspintojen yhteensopivuuden kannalta edullinen. Sen sijaan, jos haara on saman levyinen kuin pe-

ruspalkki, sahauspintojen yhteensopivuuden kannalta peruspalkin ja haarapalkin seinämänpaksuuksien tulisi olla samat.

Kun palkkien leveyksien suhde on 1:2, jyrkempään jiirin sahattavaan palkkiin tulee kulma  $63,4^\circ$ . Tämä kulma on juuri ja juuri mahdollista sahata Premekon Oy:n sahalla (Kitunen Sami, 16.3.2004, Premekon Oy:n sahaaja), joten katkaisua ei tarvitse suorittaa käsityökaluilla.

Kuvassa 93 on esitetty jiiriliitoksen jäykistämiseen liittyvää geometriaa, kun haaran leveys on pienempi kuin peruspalkin leveys.

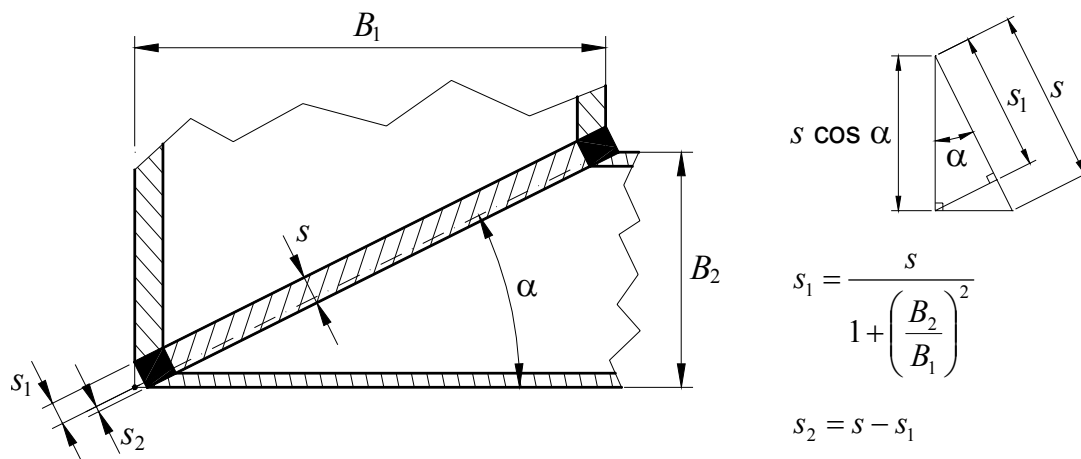


Kuva 93. Jiiriliitoksen jäykistykseen liittyviä konstruktioita, kun haarapalkin ja peruspalkin leveyksien suhde on 1:2.

Tapauksissa (a) ja (b) jäykiste on epäkeskeinen liitoksen keskiviivaan nähden ja tapauksissa (c) ja (d) jäykiste on keskeinen. Tapauksissa (a) ja (c) haaran seinämä on ohuempi kuin peruspalkin seinämä ja tapauksissa (b) ja (d) seinämät ovat saman paksuiset. Konstruktioita vertaamalla nähdään jo ilman kuvan 92 kaltaisten leikkausmuotojen tarkastelua, että jäykiste kannattaa ehdottomasti suunnitella epäkeskeiseksi. Tapauksessa (b), jossa haaran seinämänpaksuus on sama kuin peruspalkin seinämän paksuus, vasemmalla nähtävä hitsi jää ilman jäykisteen viistämistä vajaaksi haaran seinä-



mään verrattuna. Kysymyksessä on kuitenkin uuman hitsi, joten epäkohta ei ole kovin vakava. Tapauksessa (a), jossa haara on kapea ja ohutseinäinen, liitos on erittäin hyvä. Tarkastellaan seuraavaksi epäkeskeisen liitoksen konstruointia. Kuvassa 94 on esitetty tapaukseen liittyvät mitat.



Kuva 94. Epäkeskeisen jiriliitoksen jäykisteen sijainti.

Kuvassa esitetyn geometrian perusteella voidaan kirjoittaa

$$\tan \alpha = \frac{B_2}{B_1} \Rightarrow \cos^2 \alpha = \frac{1}{1 + \tan^2 \alpha} = \frac{1}{1 + \left(\frac{B_2}{B_1}\right)^2} \quad (157)$$

$$s_1 = s \cdot \cos^2 \alpha = \frac{s}{1 + \left(\frac{B_2}{B_1}\right)^2}$$

Konstruointi tapahtuu yksinkertaisesti siten, että piirretään kuvassa pistekatkoviivalla merkitty liitoksen keskiviiva palkkien ulkopintojen määräämään asemaan. Tämän jälkeen määritetään jäykisteen sijainti kuvan mittojen  $s_1$  ja  $s_2$  mukaisesti. Jos palkkien leveyksien suhde on 1:2, mitat  $s_1$  ja  $s_2$  ovat yksinkertaisesti

$$\begin{aligned} s_1 &= 0,8 \cdot s \\ s_2 &= 0,2 \cdot s \end{aligned} \quad (158)$$

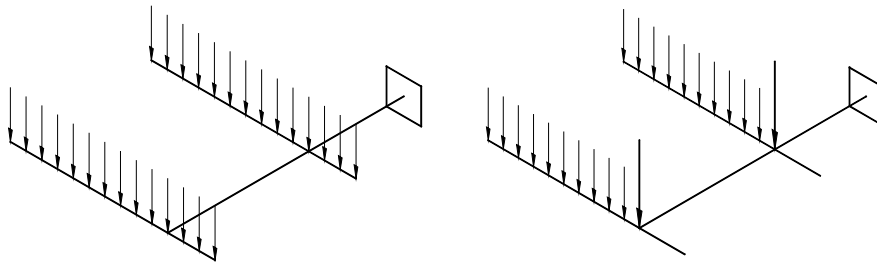
## 6.2 Peruspalkin kestävyys

Kannatin kuormittuu aina taivutusmomentilla ja usein myös vääntömomentilla. Koska hoitotasojen primaari kuormitus on painovoiman aiheuttamaa ja kannattimen asento on työtason vaakasuoran pinnan mukaan määrätty, kannattimien taivutus on yleensä suoraa. Vinon taivutuksen tapausta ei tässä yhteydessä käsitellä. Sen sijaan haaran kuormituksesta aiheutuva peruspalkin vinoutuminen on otettava huomioon.

Normaalien myötöehtojen ja lommahdustarkastelujen lisäksi nousevatyyppisessä kannattimessa on kiinnitettävä huomiota myös jiiriliitosten kestävyuteen. Tyvi- ja välihaarojen kohdalla peruspalkin kestävyystarkastelu on tarpeellinen, kun peruspalkin poikkileikkausta ei ole jäykistetty poikkileikkauksen vinoutumiselle.

### 6.2.1 Liikkuva kuorma

Työtasojen kuorman liikkuvuus on otettava huomioon kannattimien mitoituksessa. Kuvassa 95 on esitetty kannattimen lankamallin kaksi eri kuormitustapausta.



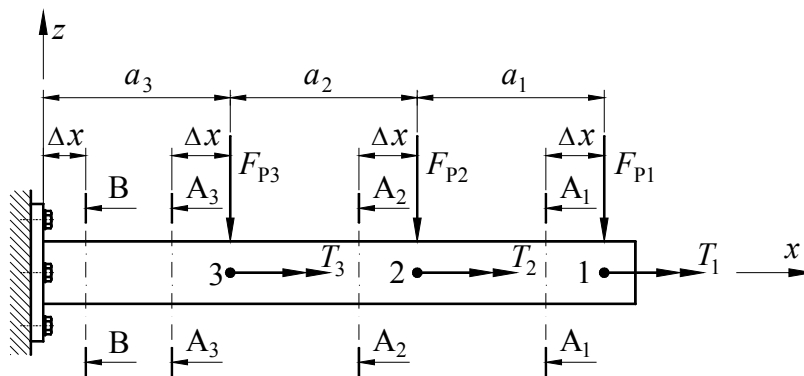
Kuva 95. Kuormitetun kannattimen kaksi eri kuormitustapausta.

Kuvan vasemman puoleisessa tapauksessa lyhyiden haarojen kuormitus pienentää peruspalkkiin kohdistuvaa vääntöä ja vinoutumista, mutta lisää taivutusmomenttia. Samaa voidaan sanoa myös vastaavien siirtymien osalta. Kriittisen kuormitusjakauman määrittäminen olisi työlästä ja pitäisi tehdä jokaiselle tutkittavalle suurelle erikseen.



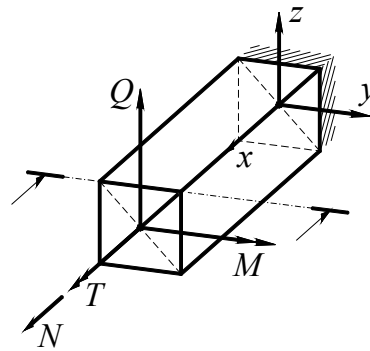
Yleensä kannattimessa on enintään kolme haaraa yhdellä puolella, joten tässä tarkastelussa rajoitutaan tähän lukumäärään. Mutkikkaampien kannattimien mitoitus on tarkoituksenmukaista tehdä sopivalla palkkielementtihojelmalla.

Leikkauksien sijainnit ovat kuvan mukaiset siten, että  $\Delta x \rightarrow 0$ . Jos kannattimessa ei ole nousevaa osuutta, mittojen  $h$  ja  $b$  mukaiset osuudet jäävät pois, ja leikkaus B-B muodostuu tyvileikkaukseksi. Tällaisen kannattimen peruspalkki on esitetty kuvassa 97.



Kuva 97. Suoran peruspalkin kuormitukset ja mitat.  $\Delta x \rightarrow 0$ .

Leikkauksien sisäisten voimasuureiden positiiviset suunnat on esitetty kuvassa 98. Ulokekannattimissa leikkausvoima  $Q$  on yleensä vastakaissuuntainen kuvien 10, s. 34, ja 98 mukaiseen positiiviseen suuntaan nähden.



Kuva 98. Sisäiset voimasuureet.

Peruspalkin kuormitukset saadaan ryhmästä (134), s. 120. Kuvan 96 mukaisissa leikkauksissa leikkausvoimat ovat

$$\begin{aligned}
Q_{A1} &= -F_{P1} \\
Q_{A2} &= Q_{A1} - q_p a_1 - F_{P2} \\
Q_{A3} &= Q_{A2} - q_p a_2 - F_{P3} \\
Q_B &= Q_{A3} - q_p a_3 \\
Q_C &= Q_B - q_p h \\
Q_D &= Q_C - q_p b
\end{aligned} \tag{159}$$

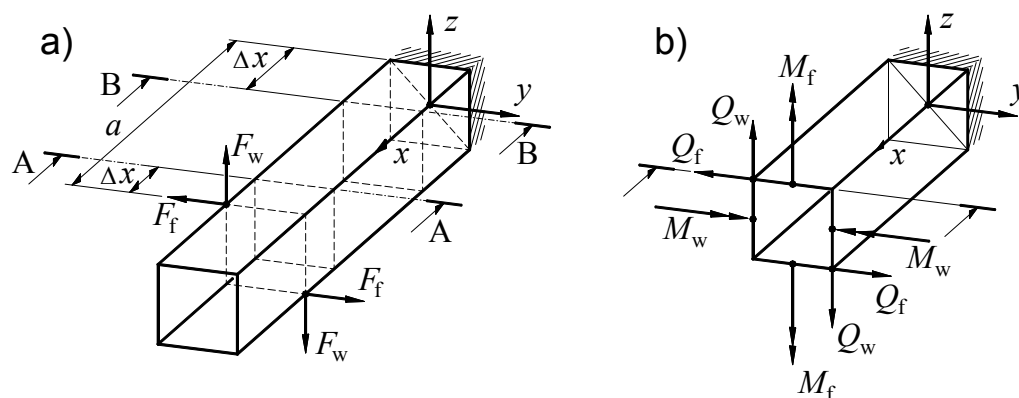
missä  $q_p$  on peruspalkin pituuspaino. Leikkauksien taivutusmomentit ovat

$$\begin{aligned}
M_{A1} &= 0 \\
M_{A2} &= M_{A1} - Q_{A1} a_1 + \frac{1}{2} q_p a_1^2 \\
M_{A3} &= M_{A2} - Q_{A2} a_2 + \frac{1}{2} q_p a_2^2 \\
M_B &= M_{A3} - Q_{A3} a_3 + \frac{1}{2} q_p a_3^2 \\
M_C &= M_B \\
M_D &= M_C - Q_C b + \frac{1}{2} q_p b^2
\end{aligned} \tag{160}$$

ja vääntömomentit ovat

$$\begin{aligned}
T_{A1} &= T_1 \\
T_{A2} &= T_1 + T_2 \\
T_{A3} &= T_B = T_C = T_D = T_1 + T_2 + T_3
\end{aligned} \tag{161}$$

Kuvassa 99a on esitetty haarojen kohdalla vaikuttavat peruspalkkia vinouttavat voimat  $F_w$  ja  $F_f$ , jotka saadaan kaavasta (135), s. 121. Näistä voimista aiheutuu leikkaukseen A-A kuvassa 99b esitetyt leikkausvoimat  $Q_w$  ja  $Q_f$  sekä taivutusmomentit  $M_w$  ja  $M_f$ . Leikkaus A-A sijaitsee siten, että  $\Delta x \rightarrow 0$ . Myös leikkauksessa B-B vallitsee samantyyppinen voimasysteemi.



Kuva 99. Vinouttavat voimat (a) ja niistä aiheutuvat sisäiset voimasuureet (b).

Peruspalkin vinoutumisesta aiheutuvat voimasuureet kuvan 99a leikkauksessa A-A ovat

$$\begin{cases} Q_f = k_Q \cdot \frac{F_f}{2} \\ Q_w = k_Q \cdot \frac{F_w}{2} \end{cases} \text{ ja } \begin{cases} M_f = k_M \cdot \frac{F_f}{4\beta} \\ M_w = k_M \cdot \frac{F_w}{4\beta} \end{cases} \quad (162)$$

missä  $F_f$  = laippaa taivuttava voima  
 $\beta$  = BEF-parametri (1 / mm)  
 $k_Q$  = haaran sijainnista riippuva kerroin  
 $k_M$  = haaran sijainnista riippuva kerroin

Kuvassa 68, s. 130, esitettyjä tapauksia 1, 2 ja 3 vastaavat kertoimet  $k_Q$  ja  $k_M$  leikkaukselle A-A ovat (Young, 1989, s. 148)

$$\begin{cases} k_{Q1} = 4D_4E_1 - 4D_3E_4 \\ k_{Q2} = 4D_1E_1 - 4D_3E_3 \\ k_{Q3} = 4D_1E_2 - 4D_2E_3 \end{cases} \text{ ja } \begin{cases} k_{M1} = 8D_3E_1 + 4D_4E_2 \\ k_{M2} = 4D_1E_2 - 4D_3E_4 \\ k_{M3} = 8D_1E_3 + 4D_2E_4 \end{cases} \quad (163)$$

missä  $D_i$  ja  $E_i$  ovat ryhmästä (151), s. 131, saatavia parametreja. Leikkauksessa B-B vallitsevat vinoutumisesta aiheutuvat rasitukset saadaan muuten samalla tavalla, mutta yhtälöihin (163) sijoitetaan  $E_1 = 1$  ja  $E_2 = E_3 = E_4 = 0$  (Young, 1989, s. 148).

### 6.2.3 Estetyn väännön vaikutus

Neliöprofiililla, jonka seinämät ovat saman paksuisia, ei ole primaarista käyritysmisjähyyttä, joten sen vääntö ei aiheuta primaarisia estetyn väännön jännityksiä. Sen sijaan suorakaideprofiililla on primaarista käyritysmisjähyyttä. Suorakaideprofiilin vääntö voi siis aiheuttaa merkittäviä estetyn väännön jännityksiä, kun poikkipinnan käyrityminen on kokonaan tai osittain estetty. Varsinkin kannattimen peruspalkin tyvi-leikkauksessa poikkipinnan käyrityminen on merkittävässä määrin estetty.

Estetyn väännön jännityksiä voidaan pitää sekundaarisina, koska ne ovat itserajoittuvia myötäämisen vaikutuksesta. Kun kuormitus on pääasiallisesti staattista ja materiaali on riittävän sitkeää, voidaan koteloprofiilin estetyn väännön jännitykset yleensä jättää huomioon ottamatta. Esimerkiksi peruspalkin tyvialueella materiaalin muodonmuutoskyky riittää yleensä tasaamaan estetyn väännön aiheuttamat jännitykset myötäämisen

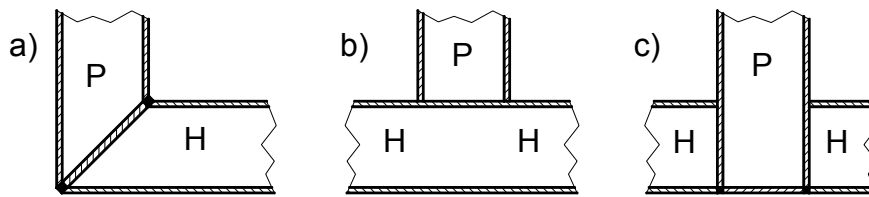
vaikutuksesta. Myös esistandardissa prEN 1993-1-1 (2003, s. 44) ehdotetaan laskelmi- en yksinkertaistamiseksi, että koteloprofiilien estettyyn vääntöön liittyvät jännitykset voidaan jättää huomioon ottamatta. Sen sijaan hitsausliitoksen mitoituksessa estety n väännön jännitykset on yleensä otettava huomioon, jos hitsit ovat heikompia kuin liit- tyvä palkki. Muuten kaikki muodonmuutokset keskittyisivät vain hitsien alueelle ja muodonmuutoskyky ei olisi välttämättä riittävä.

Peruspalkin tyvileikkauksessa voitaisiin ajatella tapahtuvan vastaavaa itserajoittumista myös poikkileikkauksen vinoutumiseen liittyvien jännitysten osalta. Tämän tulkinnan hyödyntäminen ei ole kuitenkaan ilman tarkempia tutkimuksia perusteltua, koska vi- noutumisjännitysten itserajoittumisen edellyttämä poikki pintapainuma olisi suurempi kuin vastaava estettyyn vääntöön liittyvä poikki pintapainuma.

Edellä esitettyjen näkökohtien perusteella seuraavissa tarkasteluissa esitetään estety n väännön jännitykset huomioon otettaviksi ainoastaan peruspalkkia heikompien hitsaus- liitosten mitoituksessa. Sen sijaan vinoutumiseen liittyvät jännitykset otetaan huomi- oon. Jos rakenteen muodonmuutoskyky ei ole riittävä, myös estety n väännön jännityk- set on otettava huomioon. Yksinkertaisin menetelmä näissä tilanteissa on neliöprofiilin käyttö, jolloin primaarisia estety n väännön jännityksiä ei esiinny lainkaan, jos seinämät ovat saman paksuisia. Tällaista profiilia käytettäessä vältetään myös vaihtoplastisoi tu- minen, jota aiheuttaa liikkuvan kuorman aiheuttamat suunnaltaan muuttuvat estety n väännön jännitykset. Neliöprofiilin vääntölujuus ja -jäykkyys ovat myös paremmat kuin poikki pinta-alaltaan yhtä suuren suorakaideprofiilin vastaavat suureet. Näillä perusteilla neliöprofiilin käyttö on suositeltavaa merkittävästi vääntökuormitetuissa kannattimien peruspalkkeissa.

#### **6.2.4 Uloimman haaran liitos**

Kuvassa 100 on esitetty erilaisia konstruktioita uloimman haaran ja peruspalkin väliselle liitokselle.

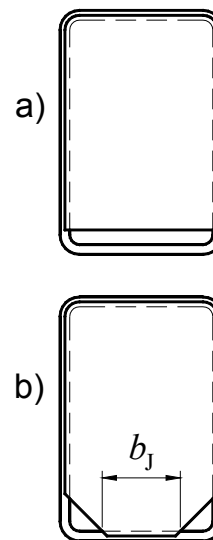


Kuva 100. Uloimman haaran (H) ja peruspalkin (P) välisen liitoksen konstruktioita.

Konstruktioissa (a) ja (b) peruspalkin vinoutuminen on täysin estetty. Myös konstruktiossa (c) vinoutuminen on ainakin siirtymien osalta käytännöllisesti katsoen estetty. Tällaisen liitoksen kestävyys voidaan tarkistaa olettamalla peruspalkin olevan jatkuva ja jäykisteetön. Tällainen mitoitus ei kuitenkaan oikeuta jättämään peruspalkin päätä jäykistämättä, koska peruspalkki ei ole oikeasti jatkuva liitoksen toisella puolella.

Konstruktio (b) käyttäytyy peruspalkin osalta palkkiteorian mukaisesti, mutta haarapalkin osuudella kuormitukset jakautuvat tavalla, joka vaatisi tarkempaa tutkimusta. Tämä aihe jätetään jatkotutkimusaiheeksi.

Kuvan 100 konstruktion (c) mukaisissa liitoksissa peruspalkin pään jäykiste on peitattavissa kannattimissa tavallisesti ollut kuvan 101a mukainen. Palkin päähän jätetään aukko peittaushapon poistumiseksi. Kun jäykistetyssä kohdassa on haara, jäykiste kuormittuu leikkauksella. Tällaisessa kuormituksessa kuvan 101b mukainen rakenne on edullisempi ja kestävyys voidaan myös tarkistaa yksinkertaisella menetelmällä.



Koko poikkileikkauksen ummistavassa jäykisteessä vaikuttava leikkausjännitys on (Niemi, 1980, s. 57)

Kuva 101. Peruspalkin pään jäykisteitä.



$$\tau = \frac{M_d}{2bht_j} \quad (164)$$

missä  $M_d$  = peruspalkkia vinouttava momentti  
 $b$  = peruspalkin keskileveys  
 $h$  = peruspalkin keskikorkeus  
 $t_j$  = jäykisteen paksuus

Tämän kaavan tulos sovelletaan kuvan 101b mukaiseen tapaukseen sijoittamalla kaavaan mitan  $b$  tilalle kuvassa esitetty mitta  $b_j$ . Jäykisteelle on tarkistettava myötöehdon (33), s. 38, lisäksi leikkauslommahduskestävyys ehdosta (39), s. 40. Lommahduksen kannalta teholliseksi leikkausjännitykseksi  $\tau_{\text{eff}}$  sopii suoraan kaavan (164) tulos mitalla  $b$  laskettuna. Leikkauslommahduksen huomioon ottava materiaalin lujuuden redusointikerroin  $\chi_\tau$  saadaan lausekkeesta (67), s. 52. Suhteellista hoikkuutta laskettaessa kaavasta (68), s. 53, tehdään siihen sijoitus  $c = h$ . Lommahduskerroin  $k_\tau$  on (Niemi, 2003, s. 34)

$$k_\tau = 4 + 5,34 \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^2, \text{ kun } b \leq h \quad (165)$$

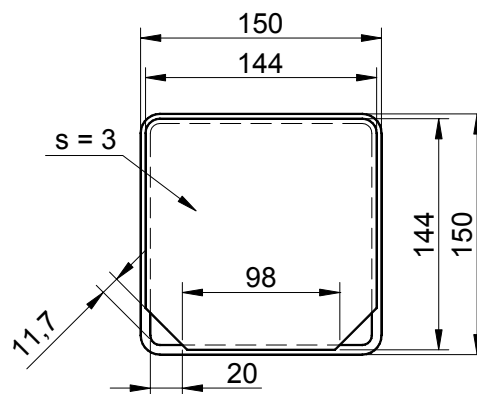
### Esimerkki 20

Oletetaan esimerkissä 17, s. 126, tutkitun haaran olevan kannattimen uloin haara. Tapaus on edelleen kyseisen yrityksen kannattimien mitoituskäyrän mukainen. Peruspalkin pää on jäykistetty kuvan 102 mukaisella päätylevyllä. Materiaalina on ruostumaton teräs, jonka materiaaliparametrit ovat

$$\sigma_{\text{Re}} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0,3$$



Kuva 102. Peruspalkin päätylevy.

Esimerkin 17 tarkastelu on siirtymätarkastelu, joten siinä kuormituksen varmuuskerroin on 1,0. Nyt kysymyksessä on kestävyystarkastelu, johon sovelletaan kuormituk-

sen varmuuskerrointa 1,5. Kuvan 65, s. 127, geometrian perusteella peruspalkin poikkileikkausta vinouttavaksi momentiksi saadaan

$$M_d = 1,5 \cdot 3 \text{ kN} \cdot 1731 \text{ mm} = 7789,5 \text{ Nm}$$

Kaavaa (164) soveltaen päätylevyn alalaidan leikkausjännitykseksi  $\tau$  ja leikkauslommahduksen kannalta teholliseksi jännitykseksi  $\tau_{\text{eff}}$  saadaan

$$\tau = \frac{7789,5 \times 10^3 \text{ Nmm}}{2 \cdot 98 \text{ mm} \cdot 144 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}} = 92,0 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\text{eff}} = \frac{7789,5 \times 10^3 \text{ Nmm}}{2 \cdot 144 \text{ mm} \cdot 144 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}} = 62,6 \text{ N/mm}^2$$

Jäykisteen alalaidassa vertailujännitys  $\sigma_{\text{vert}}$  ja myötölujuuden käyttöaste  $\eta_{\sigma_{\text{Re}}}$  ovat kaavojen (32) ja (33), s. 38 perusteella

$$\sigma_{\text{vert}} = \sqrt{3 \cdot (92,0 \text{ N/mm}^2)^2} = 159 \text{ N/mm}^2$$

$$\eta_{\sigma_{\text{Re}}} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot \frac{159 \text{ N/mm}^2}{210 \text{ N/mm}^2} = 76 \%$$

Tässä tapauksessa myötölujuuden käyttöaste saa sallitun arvon, koska  $76 \% < 100 \%$ . Käyttöaste on silti korkea. Tässä laskentamenetelmän varmuuskertoimelle  $\gamma_C$  ja materiaalin myötölujuuden varmuuskertoimelle  $\gamma_M$  otettiin arvo  $\gamma_C = \gamma_M = 1,0$ .

Kaavojen (165), s. 163, (68), s. 53 ja (67), s. 52 mukaan lommahduskerroin  $k_\tau$ , suhteellinen hoikkuus  $\bar{\lambda}_\tau$  ja lujuuden redusointikerroin  $\chi_\tau$  ovat

$$k_\tau = 4 + 5,34 \cdot \left( \frac{144 \text{ mm}}{144 \text{ mm}} \right)^2 = 9,34$$

$$\bar{\lambda}_\tau = 0,838 \cdot \frac{144 \text{ mm}}{3 \text{ mm}} \sqrt{\frac{210 \text{ N/mm}^2 (1 - 0,3^2)}{9,34 \cdot 200000 \text{ N/mm}^2}} = 0,41$$

$$\chi_\tau = \min \left( \frac{0,83}{0,41}, 1,0 \right) = \min(2,0, 1,0) = 1,0$$

Tässä tapauksessa lujuuden redusointikerroin on 1,0, joten lommahdus ei ole mitoituksessa määräävä. Esimerkin vuoksi määritetään kuitenkin leikkauslommahduskestävyyden käyttöaste  $\eta_\tau$  kaavan (39), s. 40, avulla:

$$\eta_{\tau} = \frac{62,6 \text{ N/mm}^2}{1,0 \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} 210 \text{ N/mm}^2} = 52 \%$$

Edellinen esimerkki osoitti, että peruspalkin päätylevyissä vallitseva jännitys on merkittävä, vaikka päätylevy on kuvan 101b, s. 162, mukainen. Ilman tarkempia tutkimuksia voidaan vain arvailla kuinka paljon suurempi jännitys olisi ollut nykyisessä, kuvan 101a mukaisessa päätylevyissä.

Päätylevyn paksuus on mahdollista valita siten, että jännitys saavuttaa myötörajan samanaikaisesti haaran tyvessä ja päätylevyissä. Kuvan 100c, s. 162, mukaisessa konstruktiossa liitoksen jäykkyysuhteiden vuoksi haaran tehollisen poikkileikkauksen jäyhyysmomentti on yhtälöä (185), s. 183, soveltaen

$$I_{H \text{ net}} = I - \frac{t}{12} (H - 2s_s)^3 \quad (166)$$

missä  $I$  = haaran bruttopoikkipinnan jäyhyysmomentti  
 $t$  = haaran seinämänpaksuus  
 $H$  = haaran ja peruspalkin ulkokorkeus  
 $s_s$  = tehollisen alueen korkeus

Mitta  $s_s$  saadaan kaavasta (66), s. 52, ja kyseisessä kaavassa käytettävä kerroin saadaan taulukosta 5 peruspalkin seinämän mukaisesti määritettynä. Yleensä haaran pituus on peruspalkin leveyteen nähden suuri, jolloin haaran tyvimomentti on likimäärin yhtä suuri kuin peruspalkin poikkileikkausta vinouttava momentti  $M_d$ . Kun kaavojen (27), s. 36, (haara) ja (164), s. 163, (päätylevy) mukaisten jännitysten vertailujännitykset merkitään yhtä suuriksi, saadaan yhtälö, josta voidaan ratkaista lauseke päätylevyn paksuudelle:

$$t_j = \frac{\sqrt{3}}{b_j h} \cdot \frac{I_{H \text{ net}}}{H} \quad (167)$$

missä  $b_j$  = päätylevyn alalaidan ehjän osuuden pituus  
 $h$  = peruspalkin keskikorkeus  
 $H$  = peruspalkin ulkokorkeus  
 $I_{H \text{ net}}$  = haaran tehollisen poikkipinnan jäyhyysmomentti

Taulukossa 14 on esitetty päätylevyjen paksuuksia yleisimmille kannatinprofiileille ja myös tavallista kapeammille ja ohutseinäisemmille haaratapauksille. Taulukossa esitet-

tyjä paksuuksia ei tarvitse käyttää, jos päätylevyn kestävyys tarkistetaan edellä selostetulla tavalla.

Taulukko 14. Kannattimen peruspalkin tasalujien päätylevyjen paksuuksia austeniittisille ruostumattomille teräksille, kun päätylevyn alakulmat on viistetty kuvan 101b mukaisesti siten, että aukon kannan mitta on 20 mm. Peruspalkin seinämänpaksuus on 6 mm.

$H$ (mm)	$B_P$ (mm)	$B_H$ (mm)	$t_H$ (mm)	$b_J$ (mm)	$I_H$ ( $10^4 \text{ mm}^4$ )	$I_{H \text{ net}}$ ( $10^4 \text{ mm}^4$ )	$t_J$ (mm)
100	100	100	6	48	312	295	11,3
150	100	100	6	48	835	751	12,5
150	150	100	6	98	835	751	6,1
150	150	150	6	98	1146	1062	8,7
200	100	100	6	48	1703	1462	13,6
200	200	100	6	148	1703	1462	4,4
200	200	200	6	148	2833	2592	7,8
100	100	50	3	48	107	90	3,5
150	100	50	3	48	299	214	3,6
150	150	50	3	98	299	214	1,8
200	100	100	3	48	924	683	6,3
200	200	100	3	148	924	683	2,1

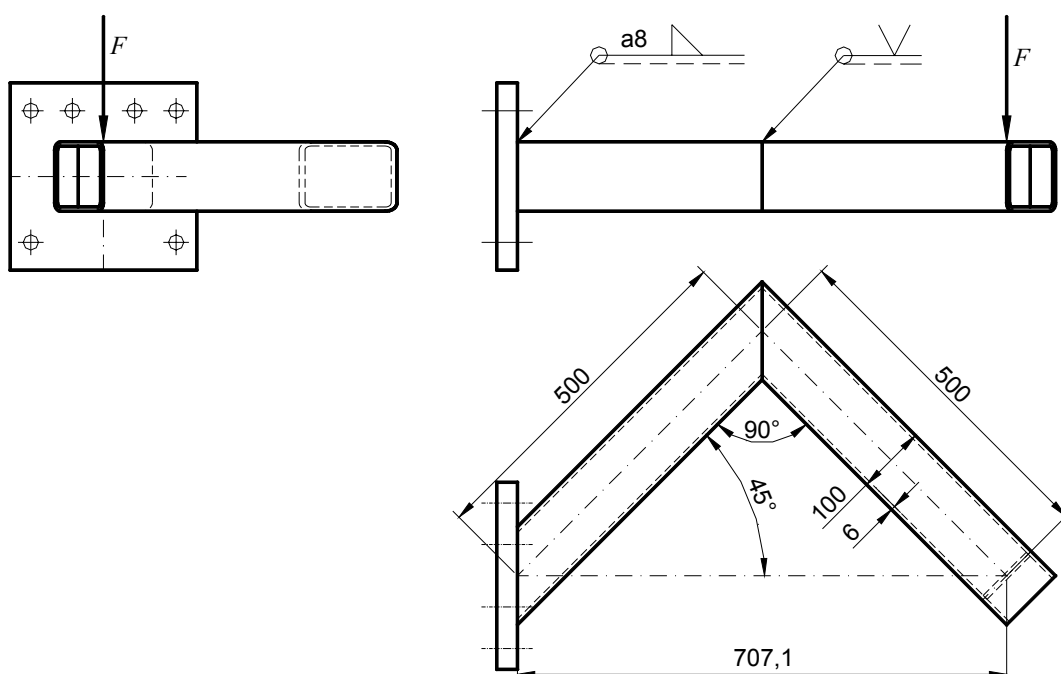
- $H$  = peruspalkin ulkokorkeus  
 $B_P$  = peruspalkin ulkoleveys  
 $B_H$  = haaran ulkoleveys  
 $t_H$  = haaran seinämänpaksuus (peruspalkin seinämänpaksuus 6 mm)  
 $b_J$  = peruspalkin päätylevyn alalaidan ehjän osuuden pituus  
 $I_H$  = haaran bruttopoikkipinnan jäyhyysmomentti  
 $I_{H \text{ net}}$  = haaran tehollisen poikkipinnan jäyhyysmomentti  
 $t_J$  = peruspalkin päätylevyn paksuus

Päätylevyjen paksuus on tavallisesti ollut 3 mm. Tämä paksuus on kaikissa tavanomaisissa tapauksissa pienempi kuin taulukossa 14 esitetty paksuus. Näin ollen päätylevy on ollut haaroja heikompi etenkin kun otetaan lisäksi huomioon, että päätylevy on ollut kuvan 101a mukainen. Taulukon 14 tarkastelu on tehty kuvan 101b mukaisella päätylevytyypillä.

Esitettyjen tarkastelujen perusteella suositellaan peruspalkin pään kokonaan ummistavan tai kuvan 101b mukaisen päätylevyn käyttöä aina, jos päätylevyn läheisyydessä kannattimessa on haara. Päätylevyn kestävyys on tarkistettava, ellei käytetä vähintään taulukossa 14 esitettyjä paksuuksia.

## 6.2.5 Jiiriliitoksen kestävyys

Kannattimen peruspalkkiin kohdistuu usein vääntöä. Tällöin myös jokaiseen jiiriliitokseen kohdistuu vääntöä, mikä on otettava liitosten mitoituksessa huomioon. Tutkitaan jiiriliitoksen kuvan 84, s. 143, mukaisen jäykisteen vaikutusta liitoksen kestävyyteen laboratoriokokeiden avulla. Koetta varten valmistetaan kuvan 103 mukainen koekappale, jonka jiiriliitosta ei ole jäykistetty (koekappale 1). Toinen koekappale on muuten samanlainen, mutta sen jiiriliitos on jäykistetty 8 mm paksulla jäykistelevyllä (koekappale 2). Koekappaleet valmistetaan teräksestä S355J2H.



Kuva 103. Koekappale jiiriliitoksen tutkimiseksi (koekappale 1).

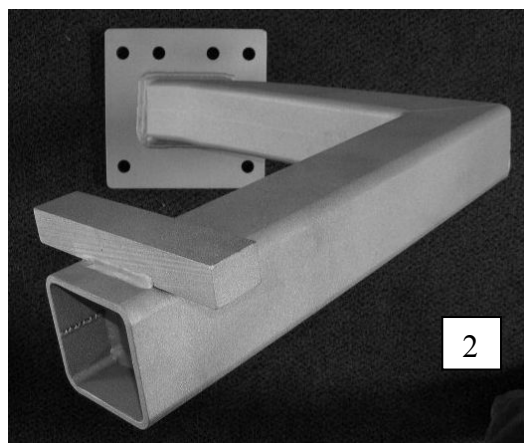
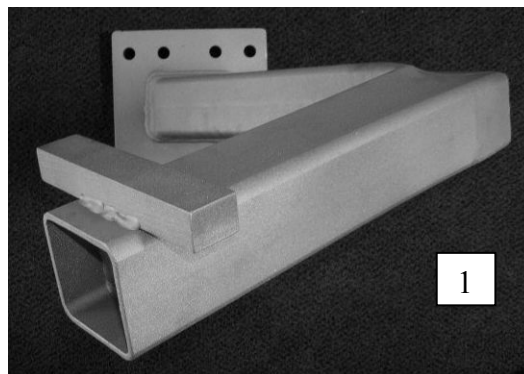
Koekappaleet kiinnitetään tukirakenteisiin päätylevystään ja niitä kuormitetaan kuvan 103 mukaisella kuormalla  $F$ . Koejärjestely on esitetty kuvassa 104.



Kuva 104. Koejärjestely.

Koekappaleita kuormitetaan hydraulisylin-  
terillä. Koekappaleita ei kuormiteta mur-  
tukseen saakka, vaan kuormitusta jatketaan  
kunnes myötääminen johtaa selvään muo-  
donmuutokseen. Kuvassa 105 on valokuvat  
koekappaleista kokeen jälkeen. koekappa-  
leessa 1, jonka jiriliitosta ei ole jäykistetty,  
myötääminen on tapahtunut liitoksen koh-  
dalla. Sen sijaan koekappaleessa 1 myötää-  
minen on tapahtunut päätylevyn vierestä,  
missä taivutusmomentti saa maksimiarvon-  
sa.

Kuvassa 106 koekappaleet on esitetty vielä  
eri perspektiivistä kuvattuina.



Kuva 105. Koekappaleet kuormi-  
tuksen jälkeen.

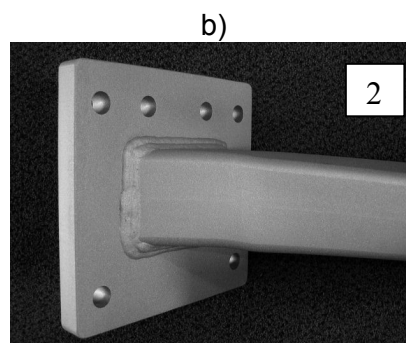
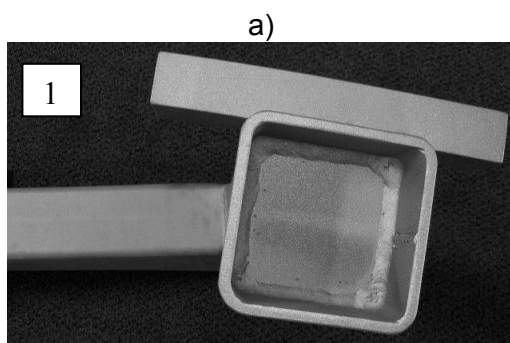
Jiiriliitokseltaan jäykistämättömän kappaleen vaurioitumismekanismiin liittyy selvä poikkileikkausten vinoutuminen perus- ja haarapalkissa, mikä nähdään kuvista.



Kuva 107a on koekappaleen 1 haaran suuntainen näkymä. Tästä kuvasta nähdään, että liitoksen vinoutumisvaurioon liittyy myös globaali muodonmuutos, koska haaran pää on selvästi kiertynyt peruspalkkiin nähden. Kuvassa 107b on lähikuva koekappaleen 2 myötöalueesta.



Kuva 106. Koekappaleet kuormituksen jälkeen.



Kuva 107. a) koekappaleen 1 haaran kiertymä  
b) koekappaleen 2 myötöalue

Esitettyjen koetulosten perusteella on selvää, että jäykistämätön jiiriliitos voi olla kannattimen heikoin kohta. Nousevissa kannattimissa jiiriliitos, joka on kuvan 96, s. 157, leikkauksen C-C kohdalla, on yleensä aina rakenteen heikoin kohta. Jos tämän liitoksen kestävyyttä ei tunneta, kannatinta ei voida mitoittaa lainkaan.

Esitetyt koetulokset eivät osoita, että jäykistetty jiiriliitos olisi liittyviä palkkeja vahvempi. Kuitenkin asia mitä ilmeisimmin on näin, koska jäykiste estää poikkileikkausten vinoutumiset ja muodostaa muutenkin voimavuon kululle edullisen rakenteen. Voidaan siis olettaa, että jäykistetyn jiiriliitoksen kestävyyttä ei tarvitse tarkistaa.

Tässä yhteydessä ei johdeta jäykistämättömän jiiriliitoksen kestävyiden lauseketta, koska kohdassa 6.1.5, s. 143, on osoitettu, että liitoksen jäykistäminen on kannattavaa jo liitoksen aiheuttaman jouston välttämiseksi. Todetaan siis, että jiiriliitokset on jäykistettävä, ellei niiden voida osoittaa olevan riittävän kestäviä ja jäykkiä ilman jäykistystä.

Jos liitoksessa ei esiinny vääntömomenttia (haarattomat kannattimet), jiiriliitokset voidaan jättää tietyin edellytyksin jäykistämättä. Jäykistämättömän jiiriliitoksen taivutusmomenttikestävyys on (prEN 1993-1-8, s. 116)

$$M_R = \left[ \frac{3 \cdot \sqrt{B/H}}{(B/t)^{0,8}} + \frac{1}{1 + 2B/H} \right] \cdot \sigma_{Re} W_{pl} \quad (168)$$

missä  $B$  = liittyvien palkkien ulkoleveys  
 $H$  = liittyvien palkkien ulkokorkeus  
 $t$  = seinämänpaksuus  
 $\sigma_{Re}$  = materiaalin myötölujuus  
 $W_{pl}$  = liittyvien palkkien plastinen taivutusvastus

Kaava on voimassa vain kun seuraavat ehdot ovat voimassa (prEN 1993-1-1, s. 30)

$$\begin{aligned} c_f/t &\leq 33\varepsilon \\ c_w/t &\leq 72\varepsilon \end{aligned} \quad (169)$$

missä  $c_f$  = laipan lommahdusleveys, kaava (180), s. 179  
 $c_w$  = uuman lommahdusleveys, kaava (180), s. 179  
 $\varepsilon$  = materiaalivakio, yhtälö (45), s. 42

Austeniittisista ruostumattomista teräksistä valmistettuja kannattimia ei voida peitata upottamalla, jos jäykisteitä on vähintään kaksi, koska jäykisteiden välistä aluetta ei voida huuhdella riittävän hyvin vaikka jäykisteisiin tehtäisiin reikiä. Nousevaa kannatinta ei siis voida peitata upottamalla, kun liitokset jäykistetään. Toisaalta nouseva kannatin, jossa on haaroja, on usein muutenkin niin kookas, ettei se mahdu peittäusaltaaseen.

Kaikissa seuraavissa kestävyystarkasteluissa jiiriliitosten oletetaan olevan jäykistettyjä.



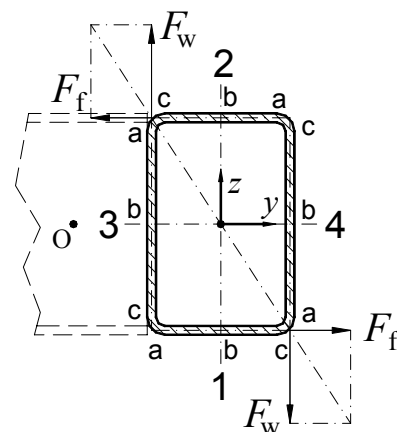
## 6.2.6 Jännitykset

Normaalivoimasta aiheutuva kalvojäännitys  $\sigma_m$  ja taivutusjäännitys  $\sigma_b$  ovat kaavojen (25) ja (27), s. 35, perusteella

$$\begin{aligned}\sigma_m &= N/A \\ \sigma_b &= M/I \cdot z\end{aligned}\quad (170)$$

missä  $A$  on poikkipinta-ala ja  $I$  on jäyhyysmomentti  $y$ -akselin suhteen. Yleensä  $N = 0$ . Taivutusmomentti  $M$  saadaan kaavasta (160), s. 159.

Vinoutumisesta aiheutuvat normaalijännitykset ovat kuvan 108 seinämien numeroinnin mukaisesti (Kähönen & Niemi, 1986, s. 9)

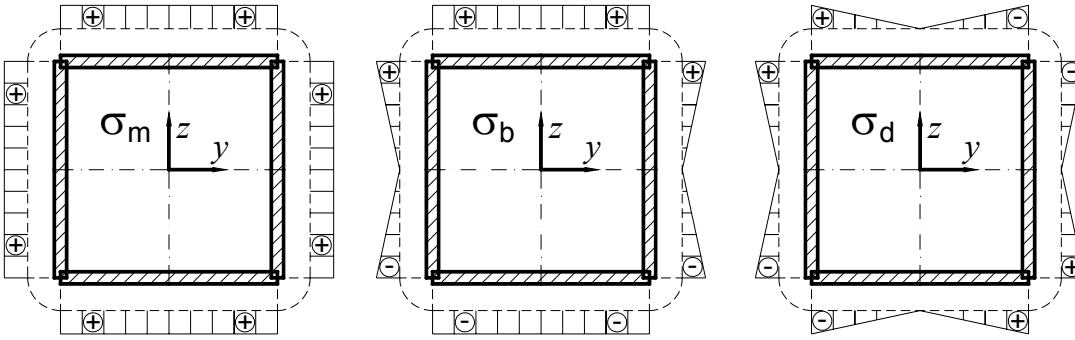


Kuva 108. Seinämien merkinnät.

$$\begin{aligned}\sigma_d &= \frac{M_f}{I_f} (+y) \quad \text{seinämässä 1} \\ \sigma_d &= \frac{M_f}{I_f} (-y) \quad \text{seinämässä 2} \\ \sigma_d &= \frac{M_w}{I_w} (+z) \quad \text{seinämässä 3} \\ \sigma_d &= \frac{M_w}{I_w} (-z) \quad \text{seinämässä 4}\end{aligned}\quad (171)$$

missä  $I_f$  ja  $I_w$  ovat palkin laippa- ja uumaosion jäyhyysmomentteja, jotka saadaan kaavoista (145) ja (146), s. 123. Vinouttavat taivutusmomentit  $M_f$  ja  $M_w$  saadaan kaavasta (162), s. 160.

Kuvan 99, s. 159, leikkauksen normaalijännitysjaakaumat positiivisilla kuormilla on esitetty kuvassa 109. Suorakaideprofiileissa esiintyy lisäksi merkittäviä estettyyn vääntöön liittyviä normaalijännityksiä, mutta niiden oletetaan olevan paikallisen myötäämisen vaikutuksesta itserajoittuvia, ks. kohtaa 6.2.3, s. 160.



Kuva 109. Normaalijännitysjaakaumat leikkauksessa A-A positiivisilla kuormilla.

Leikkausjännityskomponentit saadaan riittävällä tarkkuudella lausekkeista

$$\begin{aligned}
 \tau_t &= T/W_t \\
 \tau_{bi} &= QS_{bi}/2It \cdot \text{sgn}(y) \\
 \tau_{d fi} &= +Q_f S_{d fi} / I_f t \\
 \tau_{d wi} &= -Q_w S_{d wi} / I_w t
 \end{aligned}
 \tag{172}$$

missä  $W_t$  = vääntövastus  
 $S_{bi}$  = leikkausta  $i$  vastaava staattinen momentti  
 $S_{d fi}$  = leikkausta  $i$  vastaava staattinen momentti laippaosiossa  
 $S_{d wi}$  = leikkausta  $i$  vastaava staattinen momentti uumaosiossa  
 $I$  = jäyhyysmomentti  $y$ -akselin suhteen  
 $I_f$  = laippaosion jäyhyysmomentti  
 $I_w$  = uumaosion jäyhyysmomentti  
 $\text{sgn}$  = etumerkkifunktio

Vääntömomentti  $T$ , leikkausvoima  $Q$  ja vinoutumiseen liittyvät voimasuureet  $Q_f$  ja  $Q_w$  saadaan kaavoista (161), s. 159, (159), s. 159, ja (162), s. 160.

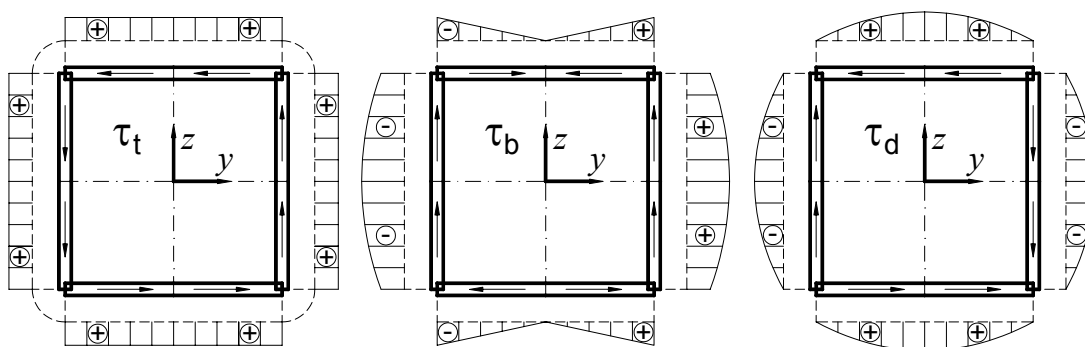
Leikkausjännitysten määrittämisessä tarvittavat staattiset momentit ovat kuvan 108 merkinnöin a, b ja c

$$\begin{aligned} S_{b_{fb}} &= 0 \\ S_{b_{fa}} &= S_{b_{fc}} = S_{b_{wa}} = S_{b_{wc}} = \frac{1}{2} thb \\ S_{b_{wb}} &= \frac{1}{2} thb + \frac{1}{4} th^2 \end{aligned} \quad (173)$$

$$\begin{aligned} S_{d_{fb}} &= \frac{1}{8} tb^2 - \frac{1}{2} \Delta A \cdot b \\ S_{d_{fa}} &= S_{d_{fc}} = -\frac{1}{2} \Delta A \cdot b \\ S_{d_{wa}} &= S_{d_{wc}} = +\frac{1}{2} \Delta A \cdot h \\ S_{d_{wb}} &= \frac{1}{8} th^2 + \frac{1}{2} \Delta A \cdot h \end{aligned} \quad (174)$$

missä  $\Delta A = \frac{1}{12} t(b-h)$  (Kähönen & Niemi, 1986, s. 8). Ryhmän (174) lausekkeet tuottavat likimääräisiä tuloksia. Kaavojen staattisten momenttien arvot kannattaa näissä laskelmissa rajata vähintään nollan suuruiseksi eli  $S_d \geq 0$ . Tällöin vältetään kulma-vyöhykkeen mutkikas leikkausjännitysten määrittäminen ja saavutetaan silti riittävä laskentatarkkuus.

Kuvan 99, s. 159, leikkauksen leikkausjännitysjaakaumat positiivisilla kuormilla on esitetty kuvassa 110. Jos kysymyksessä ei ole neliöputki, vinoutumisesta aiheutuva leikkausjännitysjaakauma ei ole kulma-alueella täysin kuvan mukainen.



Kuva 110. Leikkausjännitysjaakaumat leikkauksessa A-A positiivisilla kuormilla.

Suorakaideprofiileissa esiintyy lisäksi estettyyn vääntöön liittyviä leikkausjännityksiä, mutta niiden oletetaan olevan paikallisen myötämisen vaikutuksesta itserajoittuvia, ks. kohta 6.2.3, s. 160.

### 6.2.7 Vertailujännityksen tarkistus

Peruspalkin kestävyys tarkastetaan kaikissa kuvassa 96, s. 157, esitetyissä leikkauksissa. Seuraavassa tarkastelussa kaikkien jiiriliitosten oletetaan olevan jäykistettyjä. Näin ollen leikkauksen C-C kestävyyttä ei tarvitse tarkistaa. Leikkauksen B-B kestävyys on tarkistettava, koska tyvihaaran kuormituksesta aiheutuva peruspalkin vinoutuminen vaikuttaa yleensä myös leikkauksessa B-B.

Kaikissa poikkileikkauksissa vertailujännitys tarkastetaan peruspalkin kulmissa ja seinämien keskikohdissa. Vertailujännityksen lauseke (32), s. 38, voidaan tässä tapauksessa muuttaa muotoon

$$\sigma_{\text{vert}} = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_b + \sigma_d)^2 + 3 \cdot (\tau_t + \tau_b + \tau_d)^2} \quad (175)$$

missä  $\sigma_m$  = kalvojännitys  
 $\sigma_b$  = taivutusjännitys  
 $\sigma_t$  = vinoutumisesta aiheutuva normaalijännitys  
 $\tau_t$  = vääntöjännitys  
 $\tau_b$  = taivutuksen leikkausjännitys  
 $\tau_d$  = vinoutumisesta aiheutuva leikkausjännitys

Suorakaideprofiileissa esiintyy lisäksi estettyyn vääntöön liittyviä jännityksiä, mutta niiden oletetaan olevan paikallisen myötäämisen vaikutuksesta itserajoittuvia, ks. kohta 6.2.3, s. 160. Jännityskomponentit määritetään kaavoilla (170)...(172), s. 171. Näiden kaavojen mukaiset leikkausjännitykset ovat kulma-alueilla hieman epäjatkuvia, joten vertailujännitys määritetään kulmissa laipan ja uuman puolilla erikseen vaikka kysymyksessä on laskennallisesti sama piste.

### 6.2.8 Kannattimen globaali stabiilius

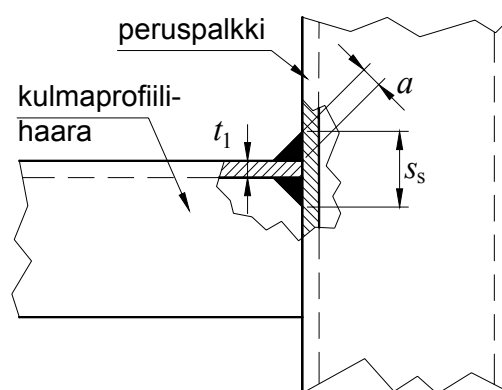
Ulokekannattimilla globaali stabiiliuden menetys voi tapahtua peruspalkin tai haaran kiepahduksena. Koteloprofiilin kiepahduskestävyys on huomattavasti parempi kuin saman kokoluokan avoimen profiilin kiepahduskestävyys. Kuitenkin myös koteloprofiili voi kiepahtaa, jos voiman vaikutuspiste on korkealla (Niemi, 2003, s. 123). Kuormitus-tilanne on tällainen nousevatyyppisen kannattimen tapauksessa. Kiepahdukselle alttiissa kohdassa vaikuttaa usein lisäksi merkittävä vääntömomentti, jonka vaikutus kiepah-

dukseen pitäisi ottaa huomioon. Kannattimen nousevalla osuudella on myös taivutusnurjahduksen mahdollisuus. Nousevan kannattimen stabiiliusanalyysi vaatii yleisellä tasolla numeerista laskentaa. Tarvittaessa kiepahdustarkastelu on suoritettava FE-analyysillä, jonka tuloksien tulkinnassa on otettava huomioon esimerkiksi esistandardissa Eurocode 3 (1993: 1-1) esitetyt todellisen rakenteen epätäydellisyyden huomioon ottavat tekijät. Mainittakoon, että kannattimen peruspalkin kiepahdus johtaa kannattimen sivusuuntaiseen siirtymiseen. Tässä suunnassa siirtymää seuraa yleensä kyseisen tason joutuminen kontaktiin viereisen työskentelytason kanssa, jolloin rakenteen totaalin romahtaminen estyy. Tällöin henkilövahingoilta voidaan välttyä, mutta rakenne silti vaurioituu. Sen sijaan jos nousevatyyppisen kannattimen kiepahdukseen liittyvän siirtymän suunnassa ei ole sekundaarista tukea tarjoavia rakenteita, on kiepahduskestävyyteen kiinnitettävä erityistä huomiota.

### 6.2.9 Pistevoimat

Kannattimien uumiin kohdistuu pistemäisiä voimia jalkalistojen tukireaktioina. Lisäksi kannattimen haaran kuorma voi aiheuttaa merkittävän puristavan pistemäisen kuorman kannattimen peruspalkin alalaippaan.

Kuvan 63b, s. 121, mukainen voimakonfiguraatio aiheuttaa puristusta peruspalkin alalaiassa, jossa ei yleensä ole mitään lommahdusjykistettä. Tämän puristavan voiman  $F_f$  jakaantumispituus on putkipalkkihaarojen tapauksessa suuri, mutta käytettäessä kulmaprofiilihaaroja jakaantumispituus on melko pieni ja puristavan voiman vaikutus on syytä ottaa huomioon. Kuvassa 111 on esitetty peruspalkin alalaippaan kohdistuvan pistevoiman  $F_f$  jakaantumispituuden  $s_s$  määrittäminen. Jakaantumispituuden lauseke on



Kuva 111. Pistekuorman jakaantumispituuden määrittäminen.

$$s_s = t_1 + 2\sqrt{2} \cdot a \quad (176)$$

Peruspalkin alalaippaa puristavan voiman  $F_f$  vaikutus otetaan huomioon kyseisen kohdan lommahdustarkastelussa.

Kannatinpalkkien uumien osalta on tarvittaessa tarkistettava jalkalistojen tukireaktioista aiheutuvien pistemäisten kuormien vaikutus. Näissä tarkastuksissa on otettava huomioon putkipalkin kulmapyörityksestä aiheutuva levykentän taivutus, koska kyseistä kulmapyöritystä ei ole täytetty hitsillä. Tästä syystä kohdassa 4.4.2, s. 49, esitetty menetelmä pistevoimakestävyyden määrittämiseksi ei ole käytettävissä. Sen sijaan esistandardissa prEN 1993-1-3 (2003, s. 62) on esitetty sopiva menetelmä. Putkipalkeissa uuman ja laipan välinen kulma on  $90^\circ$ , joten esistandardissa esitetty yhden uuman pistevoimakestävyyden kaava vähintään kaksi uumaa käsittävälle poikkileikkauksille saa muodon

$$F_R = 3,4 \cdot \alpha \cdot t^2 \sqrt{\sigma_{Re} E} \left(1 - 0,1 \sqrt{r/t}\right) \left(0,5 + \sqrt{0,02 l_a/t}\right) \quad (177)$$

missä  $\alpha$  = kuormituksesta ja rakennetyypistä riippuva vakio  
 $l_a$  = kuorman jakaantumispituudesta ja kuormituksesta riippuva mitta  
 $t$  = seinämänpaksuus  
 $\sigma_{Re}$  = myötölujuus  
 $E$  = kimmomoduuli  
 $r$  = kulmapyörityksen sisäsäde

Kaava on voimassa, kun  $r/t \leq 10$  ja  $h/t \leq 200$  ja palkin pää on jäykistetty. Nämä vaatimukset täyttyvät käytännössä kaikilla päätylevyillä varustetuilla putkipalkeilla. Parametrit  $\alpha$  ja  $l_a$  riippuvat kuormituksesta ja rakennetyypistä. Nyt tutkittavassa tapauksessa yleisesti varmallalla puolella olevat valinnat ovat (prEN 1993-1-3, 2003, s. 63)

$$\alpha = 0,115$$

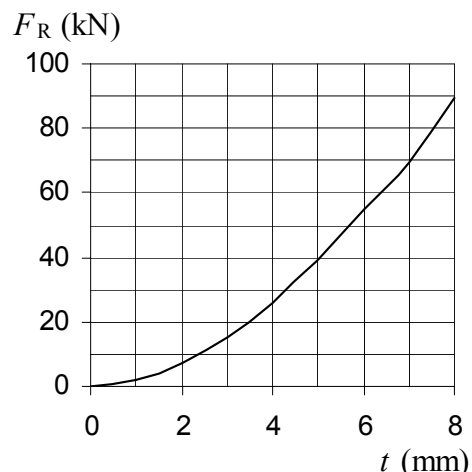
$$l_a = 10 \text{ mm} \quad (178)$$

Mitalle  $l_a$  voidaan tietyissä tapauksissa ottaa suurempi arvo esistandardissa prEN 1993-1-3 (2003, s. 63) esitetyllä tavalla. Usein kannattimen kuormitus on kuitenkin sellainen, että joudutaan käyttämään arvoa  $l_a = 10 \text{ mm}$ , jolloin kaavan (177) mukainen pistevoimakestävyys ei riipu kuorman jakaantumispituudesta  $s_s$ .

Kuvassa 12 on esitetty kaavan (177) ja parametrien (178) perusteella määrätty pistevoimakestävyys seinämänpaksuuden funktiona taulukon 5, s. 52, mukaisilla putkipalkkien kulmapyöristysten maksimiarvoilla ja ruostumattoman teräksen materiaaliarvoilla

$$\sigma_{Re} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$



Kuvasta nähdään, että jo seinämänpaksuudella 3 mm saavutetaan pistevoimakestävyys 15 kN, joka on työtasojen kannattimille useimmissa tapauksissa riittävä.

Kuva 112. Ruostumattomasta teräksestä valmistetun putkipalkin pistevoimakestävyys

Esistandardissa prEN 1993-1-3 (2003, s. 67) esitetty interaktio taivutusmomentti- ja pistevoimakestävyysyhteisvaikutuksen huomioon ottamiseksi on tiukempi kuin ehto (40), s. 40. Kohdassa 4.4, s. 39, esitetyillä yksinkertaistuksilla esistandardin interaktio voidaan esittää ehtona

$$\eta_{-\sigma, F} \leq 100\% \quad , \quad \text{missä} \quad \eta_{-\sigma, F} = 0,8\eta_{-\sigma} + 0,8\eta_F \quad (179)$$

Tämä ehto korvaa ehdon (40), kun pistevoimakestävyys  $F_R$  joudutaan profiilin kulmapyöristyksestä aiheutuvan levykentän taivutuksen vuoksi laskemaan kaavalla (177). Pistevoimakestävyyskäyttöaste  $\eta_F$  on  $F/F_R$ , missä  $F$  on uuman kohdistuva pistevoima. Ehdosta (179) nähdään, että jos pistevoimakestävyyskäyttöaste on alle 20 %, pistevoimaa ei tarvitse ottaa huomioon.

## 6.2.10 Lomahdustarkastelu

Yleensä kotelopalkin taivutuksessa primaarijännitykset esiintyvät kalvojännityksen muodossa, koska seinämien paksuus on pieni suhteessa profiilin ulkomittoihin. Suorassa taivutuksessa laipoissa esiintyy sekundaarisesti luokiteltava pieni kuoren taivutusjännitysosuus (Niemi, 2003, s. 13).

Sen sijaan poikkileikkauksen vinoutumisesta voi aiheutua merkittäviä kuoren taivutusjännityksiä. Näillä jännityksillä saattaa olla merkitystä esimerkiksi lommahduksen kannalta, mutta vaikutusta lieventää se, että vinoutumisesta aiheutuva kuoren taivutusjännitys on nolla lommahduksen kannalta kriittisimmässä kohdassa eli levykentän keskellä. Levykenttien reuna-alueilla esiintyy kuitenkin selvää kuoren taivutusta, jonka vaikutusta ei oteta seuraavassa lommahdustarkastelussa huomioon. Myöskään estetystä väännöstä aiheutuvien jännitysten vaikutus ei oteta huomioon. Nämä yksinkertaistukset on otettava huomioon laskentamenetelmän varmuuskertoimen arvossa. Lommahdukselle alttiin levykentän mahdollisesti alhaista pituuden ja leveyden suhdetta ei käytetä seuraavassa tarkastelussa hyväksi.

Putkipalkin lommahdustarkastelussa on otettava normaalijännitysten lisäksi huomioon taivutuksesta ja väännöstä aiheutuvien leikkausjännitysten vaikutus. Kohdassa, jossa näiden jännitysten vaikutus on suurimmillaan, peruspalkkiin voi kohdistua myös merkittäviä pistemäisiä puristavia voimia. Lommahdustarkastelu tehdään tarvittaessa kaikissa kuvan 96, s. 157, leikkauksissa.

Lommahduksen välttämiseksi normaali- ja leikkausjännityksen sekä puristuskuormituksen alaiselle levykentälle on tarkistettava ehdot (37)...(41), s. 40. Ehto (40) on korvattava ehdolla (179), s. 177, kannattimien uumille, joihin pistevoimat aiheuttavat myös taivutusta. Näiden ehtojen tarkistamiseksi on selvitettävä putkipalkin seinämien jännitystila, puristavat voimat ja lujuuden redusointikertoimet  $\chi_\sigma$ ,  $\chi_F$  ja  $\chi_\tau$ . Jännitystila määritetään kohdassa 6.2.6, s. 171, esitetyillä kaavoilla. Laippaa puristava voima  $F_f$  saadaan kaavasta (135), s. 121. Uumia puristavat voimat ovat jalkalistojen tukireaktioita.



Putkipalkin lommahdusleveyksinä käytetään leveyksiä (Vainio, 2000, s. 18)

$$\begin{aligned} c_f &= B - 3t_w \\ c_w &= H - 3t_f \end{aligned} \tag{180}$$

missä  $c_f$  = laipan lommahdusleveys  
 $c_w$  = uuman lommahdusleveys  
 $B$  = putkipalkin ulkoleveys  
 $H$  = putkipalkin ulkokorkeus  
 $t_w$  = uuman paksuus  
 $t_f$  = laipan paksuus

Laippojen pistevoimakestävyyden laskenta voidaan tehdä kohdassa 4.4.2, s. 49, esitetyllä menetelmällä, koska pistekuorman  $F_f$  vaikutuskohdassa putkipalkin kulmapyöristyksen alue on täytetty hitsillä, jolloin pistevoima ei aiheuta levykentässä taivutusta.

Haarojen kuormituksesta johtuvat pistevoimat voivat esiintyä samassa leikkauksessa peruspalkin molemmilla puolilla, jos peruspalkin molemmilla puolilla on haara. Kuormitustapaus, jossa molemmat haarat ovat kuormitetut, on peruspalkin väännön ja vintoutumisen kannalta lievempi kuin toispuoleinen kuormitus. Toisaalta haarojen kuormitus, varsinkaan liikkuva kuormitus, ei ole haarojen kesken identtistä. Epäedullisimman kuormituksen määrittäminen olisi työlästä. Lisäksi esimerkiksi kohdassa 4.4.2, s. 49, esitetty menetelmä ei sovellu suoraan erisuurille puristaville voimille. Näistä syistä laippaa puristavan voiman osalta tehdään laskelmissa oletus, että suurin mahdollinen laipan puristusvoima vaikuttaa laippaan molemmin puolin. Pistekuorman lommahduskertoimen  $k_F$  oletetaan siis olevan kaavan (61), s. 49, mukainen.

Liitokseltaan jäykistämättömän haaran läheisyydessä ei ole yleensä poikittaisia jäykisteitä, jolloin kaavan (61)  $c/a$ -suhde saa pienen arvon, ja lommahduskertoimelle voidaan ottaa arvo  $k_F = 3,5$ . Kohdan 4.4.2 laskelmissa tehdään tässä tapauksessa seuraavat sijoitukset

$$\begin{aligned} c &= c_f \\ b_f &= \min(h/2, 15 \cdot \varepsilon \cdot t) \end{aligned} \tag{181}$$

Jälkimmäisessä kaavassa putkipalkin keskikorkeudesta  $h$  on otettu huomioon enintään puolet, koska uuman toinen reuna ei osallistu lainkaan laipan kuorman tehollisen ja-

kaantumispituuden muodostumiseen. Materiaalivakio  $\varepsilon$  on määritelty lausekkeella (45), s. 42.

Kohdan 4.4.1, s. 41, mukaisessa normaalijännityksen aiheuttaman lommahduksen huomioon ottavan lujuuden redusointikertoimen  $\chi_\sigma$  laskennassa tehdään sijoitukset

$$\begin{aligned} c_{\text{tot f}} &= c_f \\ c_{\text{tot w}} &= c_w \end{aligned} \tag{182}$$

Tämän jälkeen määritetään lommahduksessa määrävien levykenttäosoiden jännityssuhteet  $\psi$  ja leveydet  $c$  kaavan (55), s. 48, mukaisesti. Tätä menettelyä kannattaa käyttää, koska tässä tapauksessa on yleistä, että tutkittavassa levykentässä on enemmän vetoa kuin puristusta. Toisin sanoen koko levykentän jännityssuhde  $\psi_{\text{tot}}$  voi saada arvoja, jotka ovat pienempiä kuin -1 tai -3 (eri lähteissä esitettyjä raja-arvoja).

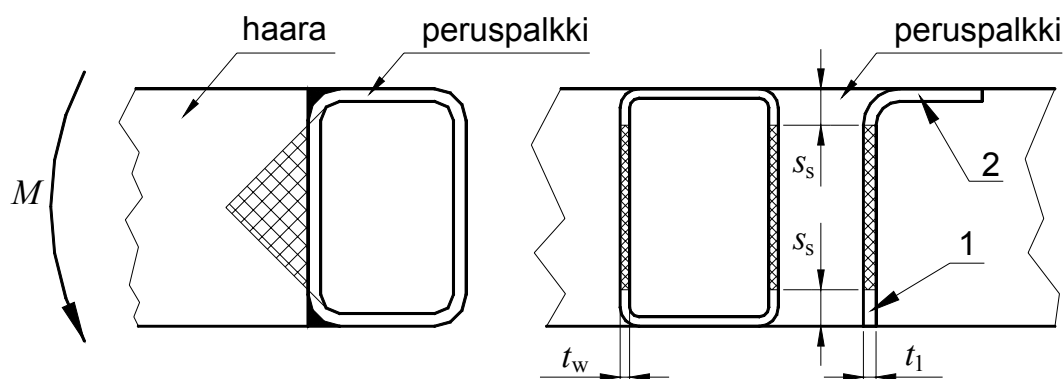
Leikkauslommahduksessa määrävien, kaavan (42), s. 41, mukaisen jännityksen  $\tau_{\text{eff}}$  määrittämiseksi on selvitettävä itseisarvoltaan suurimman leikkausjännityksen lisäksi levykentän keskimääräinen leikkausjännitys  $\bar{\tau}$ . Leikkausjännitysjakauma on ainakin likimäärin parabolinen. Tällaisen jakauman keskiarvo saadaan Simpsonin integrointikaavan (Laitinen, 1997, s. 50) perustapauksen sovelluksena. Näin ollen levykentän keskimääräiselle leikkausjännitykselle saadaan lauseke

$$\bar{\tau} = \frac{1}{6}(\tau_a + 4\tau_b + \tau_c) \tag{183}$$

missä indeksit ovat kuvan 108, s. 171, mukaiset.

### 6.3 Haaran kestävyys

Kannattimen peruspalkin ja väli- tai tyvihaaran välisen jäykistämättömän liitoksen jäykkyysuhteiden vuoksi kuvassa 113 ristiviivoituksella merkityt alueet jäävät haaran taivutuksessa tehottomiksi.



Kuva 113. Haaran ja peruspalkin liitoksessa taivutuksessa tehottomiksi jäävät alueet haarassa. Tehoton alue on ristiviivoitettu.

Kulmaprofiilihaarojen mitoituksessa kannattimen haaran siirtymien oletetaan olevan sivusuunnassa estetyt. Tätä oletusta voidaan perustella sillä, että työtasokehikko poikittaisjäykisteineen on kiinnitetty ruuveilla haaroihin ja lisäksi jalkalistojen ja haarojen välillä vaikuttaa kitkavoimia, joiden suuruudet kasvavat jalkalistan kuormituksen kasvaessa.

Haaran rasitukset saavat maksimiarvonsa haaran tyvessä. Tyvikohdan taivutusjännitykset lasketaan käyttäen tehollista poikkipinta-alaa. Leikkausjännityksiä ei tarvitse yleensä ottaa huomioon, koska taivutuksessa tehottoman alueen, kuva 113, voidaan katsoa kantavan leikkausvoimat. Taivutusmomentti  $M$  ja leikkausvoima  $Q$  tyvileikkauksessa  $H_3-H_3$ , kuva 61, s. 119, saadaan kaavoista (132) ja (133), s. 119. Kuormitusta määritettäessä on otettava huomioon työtason henkilökuorman liikkuvuus. Jokaisen haaran kestävyystarkasteluissa kuormitukseksi on otettava kyseisen haaran kannalta kriittisin työtason kuormitus. Jos työtason kulkupinta on tuettu hyperstaattisesti esimerkiksi kolmella haaralla, myös rakenteen joustavuudella on vaikutusta kuormitusjakautumiseen. Yleensä keskimmaiselle haaralle tulee enemmän kuormaa kuin laitimmaisille haaroille yhteensä, ks. kaavaa (84), s. 62.

Haaroihin ei kohdistu primaarista vääntöä. Suorien putkipalkkihaarojen vääntöjännitysten laskenta on usein tarpeetonta, koska pienestä kuorman eksentrisyydestä aiheutuvat vääntöjännitykset ovat yleensä putkipalkkien hyvän vääntölujuuden vuoksi pieniä. Kulmaprofiilihaaroihin sen sijaan vähäinkin eksentrisyys kuorman vaikutustason ja profiilin vääntökeskiön välillä aiheuttaa merkittäviä vääntöjännityksiä.

Haaraan kohdistuvan vääntömomentin suuruuteen vaikuttaa työtasokehikon rakenne ja sijainti haaraan nähden, kuva 114. Varmalla puolella olisi olettaa kuormituksen tulevan täysin kannattimen haaralle siten, että jalkalista ei ottaisi lainkaan osaa vääntöön. Vääntö on kuitenkin usein avoprofiilin mitoituksessa määräävä tekijä, joten asiaa kannattaa pohtia tarkemmin.

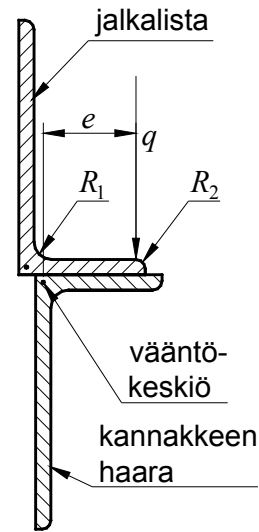
Jalkalistan vääntöjäykyys vaikuttaa oleellisesti haaran rasitukseen, jos jalkalistan ja haaran tyven tuenta on likimäärin yhtä tehollinen. Jalkalistalla on yleensä likimäärin tällainen tuenta työtasokehikon päässä, jossa kehikon jalkalistat on yhdistetty toisiinsa matalalla kulmaprofiililla.

Lisäksi työtasokehikossa on muitakin poikittaisjäykisteitä, jotka rajoittavat jalkalistan ja samalla myös kannattimen haaran vääntökulmaa. Näillä perusteilla voidaan yleensä tehdä oletus, että vääntömomentsi jakaantuu jalkalistalle ja kannattimen haaralle niiden vääntöjäykkyyksien suhteessa. Tämä oletus on todennäköisesti varmalla puolella edellä mainittujen tekijöiden lisäksi siitä syystä, että jalkalistalle tuleva viivakuorma  $q$  sijaitsee huomattavasti oletettua lähempänä jalkalistan ja kulmaprofiilihaaran vääntökeskiötä kohdissa, joissa jalkalistan vääntökulma on suurempi kuin ritilän pään kaltevuus. Näillä perusteilla haaran tyvileikkauksen vääntömomentin lauseke kuvan 61, s. 119, merkinnöin on

$$|T| = \frac{I_{tH}}{I_{tH} + I_{tJ}} \cdot [F_{H1} + F_{H2} + q_{H1}c_1 + q_{H2}(c_2 - \frac{1}{2}B)] \cdot e \quad (184)$$

missä  $I_{tH}$  = haaran vääntöjäykyys  
 $I_{tJ}$  = jalkalistan vääntöjäykyys  
 $e$  = vääntövarsi, kuva 114

Vääntöjännitykset voidaan määrittää bruttopoikkileikkausta käyttäen, koska kannattimen peruspalkin uuma antaa väännölle tehollisen tuennan koko haaraprofiilin tyvileikkauksen alueella.



Kuva 114. Kulmaprofiilihaara ja jalkalista.

Tyvileikkauksessa tarkistetaan myötöehto (33), s. 38. Taivutusjännitys  $\sigma_b$  saadaan kaavasta (27), s. 35, (nettopoikkileikkaus). Kulmaprofiilihaaran vääntöjännitys  $\tau_t$  saadaan kaavasta (30), s. 37, (brutto-poikkileikkaus). Muille jännityskomponenteille voidaan haaran myötöehdon tarkastuksessa putkipalkki- ja kulmaprofiilihaaroille yleensä ottaa arvo  $\sigma_m = \sigma_w = \tau_b = 0$ .

Haaran laippojen läpi hitsattuja liitoksia ei tarvitse mitoittaa, kun haaran tyvijännitykset tarkistetaan nettoleikkausta käyttäen. Uumien pienahitsit voidaan mitoittaa liitoksessa vaikuttavalle leikkausvoimalle. Käytännössä uuman tehottomalla alueella voidaan käyttää pienahitsissä melko pientä a-mittaa.

### 6.3.1 Putkipalkkihaarat

Uloimman haaran tapauksessa liitoksen konstruktiosta riippuen toinen tai molemmat kuvan 113, s. 181, mukaisista tehottomista alueista ovat tehollisia. Tehollisen poikkipinnan jäyhyysmomentti on

$$I_{\text{net}} = I - \frac{n}{12} t_w (H - 2s_s)^3 \quad (185)$$

missä  $I$  = haaran bruttopoikkipinnan jäyhyysmomentti  
 $n$  = tehottomien uumaosioiden lukumäärä  
 $t_w$  = haaran uuman seinämänpaksuus  
 $H$  = haaran ja peruspalkin korkeus  
 $s_s$  = tehollisen alueen korkeus

Mitta  $s_s$  saadaan kaavasta (66), s. 52, ja tässä kaavassa käytettävä kerroin saadaan taulukosta 5, s. 52.

Haaran lommahdustarkastelu voidaan tehdä samalla menetelmällä kuin peruspalkin lommahdustarkastelu, ks. kohtaa 6.2.10, s. 177. Käytännössä putkipalkkihaaroissa lommahdus ei yleensä tule rajoittavaksi tekijäksi, jolloin mitoituksessa riittää, että tarkistetaan että seinämien suhteelliset hoikkuudet  $\bar{\lambda}_\sigma$  ovat pienempiä kuin taulukossa 4, s. 45, esitetyt raja-arvot  $\bar{\lambda}_{\sigma PL3}$ . Uuman ja laipan suhteelliset hoikkuudet  $\bar{\lambda}_\sigma$  saadaan kaavas-

ta (44), s. 41. Haaran taivutus on suoraa, joten uumien lommahduskerroin on  $k_\sigma = 23,9$  ja laipan lommahduskerroin on  $k_\sigma = 4$ .

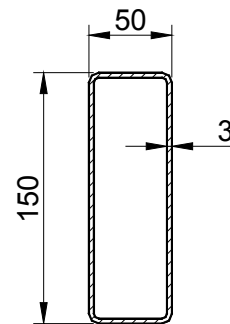
Tarvittaessa on tarkastettava haaran pistevoimakestävyyden käyttöaste. Haaran ja jalkalistan välillä ei ole hitsiä, joten pistevoimakestävyys määritetään kaavalla (177), s. 176, ja käyttöaste tarkastetaan ehdosta (179).

### Esimerkki 21

Tutkitaan kuvassa 115 esitetyn ruostumattomasta teräksestä valmistetun haaraprofiilin  $150 \times 50 \times 3$  kestävyyttä. Profiilin jäyhyysmomentti  $I$  ja taivutusvastus  $W$  ovat (Vainio, 2000, s. 244)

$$I = 298,6 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$W = 39,81 \times 10^3 \text{ mm}^3$$



Kuva 115. Haara-profiili.

Ruostumattoman teräksen materiaaliparametrit ovat

$$\sigma_{\text{Re}} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0,3$$

Profiilin taivutusmomenttikestävyys  $M_R$  on

$$M_R = \sigma_{\text{Re}} \cdot W = 210 \text{ N/mm}^2 \cdot 39,81 \times 10^3 \text{ mm}^3 = 8,4 \text{ kNm}$$

Profiilitaulukoiden mukaan profiilin  $150 \times 50 \times 3$  leveämpi sivu kuuluu poikkileikkausluokkaan PL4. Tämä tulos on kuitenkin määritetty tasaisen jännitys jakauman oletuksella, johon liittyy lommahduskerroin 4. Tässä tapauksessa haaraan kohdistuu taivutusrasitus, joten uuman lommahduskerroin saa arvon 23,9. Uuman suhteellinen hoikkuus on kaavan (44), s. 41, perusteella

$$\bar{\lambda}_p = \frac{150 \text{ mm} - 3 \cdot 3 \text{ mm}}{3 \text{ mm}} \sqrt{\frac{12 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 (1 - 0,3^2)}{\pi^2 \cdot 23,9 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2}} = 0,328$$

Tämä suhteellinen hoikkuus on selvästi pienempi kuin taulukosta 4, s. 45, saatava kylmämuovatuille ruostumattomille teräksille sovellettava raja-arvo  $\bar{\lambda}_{p,PL3} = 0,541$ . Profiili ei siis lommahda suorassa taivutuksessa.

Taulukon 5, s. 52, mukaan profiilin kulmapyöristyksen seinämän sisäpuolisen pyöristyssäteen maksimiarvo on 4,2 mm, joten profiilin yhden uuman pistevoimakestävyys on kaavan (177), s. 176 ja parametrien (178) perusteella

$$F_R = 3,4 \cdot 0,115 \cdot (3 \text{ mm})^2 \sqrt{210 \text{ N/mm}^2 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2} \cdot (1 - 0,1 \sqrt{4,2 \text{ mm}/3 \text{ mm}}) \cdot (0,5 + \sqrt{0,02 \cdot 10 \text{ mm}/3 \text{ mm}}) = 15,2 \text{ kN}$$

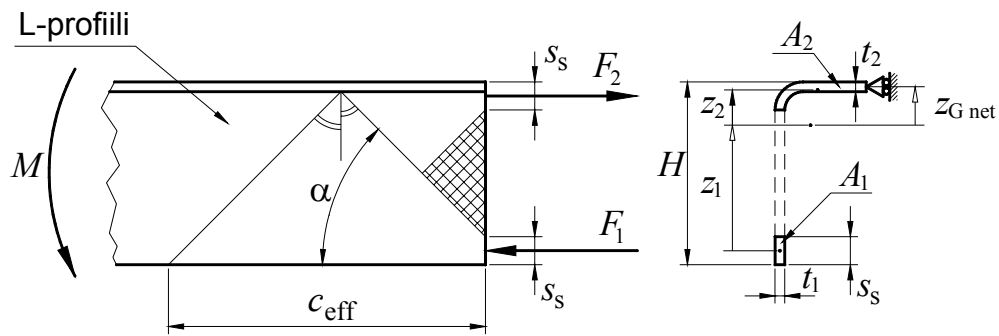
Tämä tulos voidaan lukea likimäärin myös kuvasta 112, s. 177. Pistevoimakestävyys on huomattavasti suurempi kuin työtasostandardin pistevoima 1,5 kN, joka kuormituksen varmuusluvulla 1,5 kerrottuna on 2,25 kN. Työtasojen pintakuormasta voi aiheutua tukireaktioiden kautta standardin pistekuormaa suurempia voimia, joiden vaikutus on tarvittaessa tarkistettava. Käytännössä kevytrakenteisille haaroille ei yleensä tule kuormia, joiden suuruus olisi edellä määritetyn pistevoimakestävyuden suuruusluokkaa.

## 6.3.2 Kulmaprofiilihaarat

### 6.3.2.1 Pistevoima pystylaipassa

Käytettäessä kulmaprofiilia haarana on kiinnittävä huomiota liitokseen tulevien piste-mäisten kuormien aiheuttamiin rasituksiin. Kuvaan 113, s. 181, merkityssä tehollisessa alueessa 1 vaikuttaa yleensä suurehko puristus pienellä alalla. Tässä kohdassa on varmistettava pistevoimakestävyys sekä kulmaprofiilissa että putkipalkissa.

Kulmaprofiilin laipan pistevoimakestävyystarkasteluun sopii kuvan 16, s. 49, tapaus (c). Nyt kuvan mitta  $e = 0$ . Sovellukseen liittyvät mitat on esitetty kuvassa 116. Kuvassa näkyvät samat tehottomat alueet haaran tyvessä kuin kuvassa 113, s. 181.



Kuva 116. Kannattimen haarana käytettävän L-profiilin alalaipan pistevoimatarkastelussa käytettävät mitat.

Koska haaran pituus on suuri haaran korkeuteen verrattuna, otetaan kuvan 16 mitaksi  $c$  kuvassa 116 esitetty mitta  $c_{\text{eff}}$ . Kuvassa esitetylle kulmalle  $\alpha$  otetaan arvoksi  $45^\circ$ , eli tämän oletuksen mukaisesti sisäiset voimat levittäytyvät  $45^\circ$  kulmassa umpiaineessa. Kuvassa esitetyn korkeuden  $c_{\text{eff}}$  määrittäminen pitäisi verifioida esimerkiksi numeerisella FE-analyysillä, mutta nyt tyydytään kuvassa esitettyyn oletukseen.

Pistekuormalle  $F_1$  on tarkistettava pistevoimakestävyyden käyttöaste ehdosta (38), s. 40. Tavallisesti kuorman tehollista jakaantumispituutta  $l_y$  laskettaessa palkin laipan paksuus ja ainakin osa leveydestä vaikuttaa oleellisesti pistekuormakestävyyteen, koska uuman pettäminen vaatii myös laipan myötäämistä kuvassa esitetyllä tavalla. Sen sijaan nyt tutkittavan kulmaprofiilin pystylaipan alalaidan kantokyvyn menetykseen ei liity kuvassa 18, s. 50, esitettyä laipan muodonmuutoksen kaltaista muodonmuutosta putkipalkin uumassa. Haara vain taipuu alaspäin eikä tämän tapahtumiseen tarvita putkipalkin uuman myötäämistä. Tämä otetaan huomioon siten, että kuorman tehollista jakaantumispituutta  $l_y$  määritettäessä, kaava (63), s. 50, sijoitetaan  $b_f = t_f = 0$ . Tekijöiden  $m_1$  ja  $m_2$  arvoja ei tarvitse määrittää kaavoissa (64), s. 50, koska termien kerroin  $t_f = 0$ .

Koska myös pistekuormitetun alueen etäisyys reunasta on  $e = 0$ , tehollisen jakaantumispituuden  $l_y$  lauseke (63), s. 50, typistyy tässä tapauksessa muotoon



$$l_y = \min \left( s_S, \frac{k_F E t_1^2}{2 \sigma_{Re} c_{eff}} \right) \quad (186)$$

missä	$s_S$	= kuorman jakaantumispituus
	$k_F$	= lommahduskerroin, kaavassa (62), s. 49, $c = c_{eff}$ , $e = 0$
	$E$	= kimmomoduuli
	$t_1$	= uuman paksuus = jalkalistan pystylaipan paksuus
	$c_{eff}$	= uuman korkeus voiman suunnassa, ks. kuvaa 116
	$\sigma_{Re}$	= uuman myötölujuus

Kuorman jakaantumispituus  $s_S$  saadaan kaavasta (65) tai (66), s. 51.

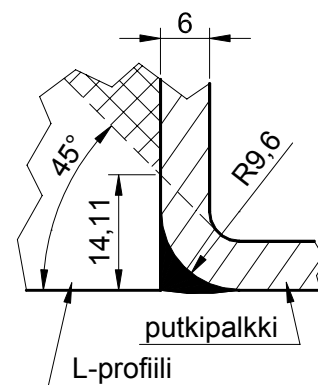
### Esimerkki 22

Kannattimen peruspalkki on koteloprofiilia  $150 \times 100 \times 6$ . Haara on kulmaprofiilia  $150 \times 75 \times 8$ , kuva 28, s. 64. Tutkitaan pistevoimakestävyyttä kulmaprofiilin pystylaipan alareunassa, kuva 117. Materiaali on ruostumatonta terästä, jonka aineominaisuudet ovat

$$\sigma_{Re} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0,3$$



Kuva 117. Putkipalkin ja L-profiilin liitosdetalji.

Putkipalkin seinämänpaksuutta 6 mm vastaava vakioille  $k$  saadaan taulukon 5, s. 52, perusteella minimiarvoksi  $k = 1,6$ . Kuorman jakaantumispituus on kaavan (66), s.

52, mukaisesti

$$s_S = 6 \text{ mm} \left[ 1,6(2 - \sqrt{2}) + \sqrt{2} \right] = 14,11 \text{ mm}$$

Otetaan mitalle  $c_{eff}$  arvoksi kuvassa 116 esitettyä geometriaa mukaillen

$$c_{eff} = 2 \cdot 150 \text{ mm} = 300 \text{ mm}$$

Lommahduskertoimelle saadaan kaavan (62), s. 49, perusteella arvo

$$k_F = 2 + 6 \left( \frac{14,11 \text{ mm} + 0}{300 \text{ mm}} \right)^2 = 2,013$$

Tehollinen jakaantumispituus  $l_y$  saadaan tässä tapauksessa kaavasta (186):

$$l_y = \min\left(14,11 \text{ mm}, \frac{2,006 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot (8 \text{ mm})^2}{2 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 \cdot 300 \text{ mm}}\right)$$

$$= \min(14,11 \text{ mm}, 203 \text{ mm}) = 14,11 \text{ mm}$$

Uuman suhteellinen hoikkuus  $\bar{\lambda}_F$ , lujuuden redusointikerroin  $\chi_F$  ja pistevoimakestävyys  $F_{R1}$  ovat kaavojen (59), s. 49, (58), s. 49, ja (35), s. 40, perusteella

$$\bar{\lambda}_F = \sqrt{\frac{210 \text{ N/mm}^2 \cdot 14,11 \text{ mm} \cdot 300 \text{ mm}}{0,9 \cdot 2,006 \cdot 200\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot (8 \text{ mm})^2}} = 0,196$$

$$\chi_F = \min\left(\frac{0,5}{0,196}; 1,0\right) = \min(2,55; 1,0) = 1,0$$

$$F_{R1} = 1,0 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 \cdot 14,11 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm} = 23,7 \text{ kN}$$

Pistevoimakestävyyttä määritettäessä lujuutta ei tarvinnut redusoida, koska  $\chi_F = 1$ . Näin ollen pistevoimakestävyys ei tullut määrääväksi.

L-profiilin pystylaipan alalaitaan vaikuttavan pistevoiman  $F_1$  muodostaa jännitysja-kauma, jonka rakenteellinen osa on likimäärin teknisen taivutusopin mukainen lasket- tuna poikkileikkauksella, josta on poistettu kuvassa 116 esitetty tehoton alue. Koska tehollisen alueen korkeus voiman  $F_1$  kohdalla on pieni verrattuna L-profiilin korkeu- teen, on alueen taivutusjännityksen osuus pieni suhteessa kalvojännitykseen. Tällä pe- rusteella tarkastelussa otetaan huomioon ainoastaan kalvojännitys, jolloin pistevoiman lausekkeeksi saadaan

$$F_1 = \sigma_1 A_1 = \frac{M}{I_{\text{net}}} z_1 A_1 \quad (187)$$

missä  $M$  = taivutusmomentti haaran tyvessä  
 $I_{\text{net}}$  = tehollisen poikkipinnan jäyhyysmomentti  
 $z_1$  = alueen 1 painopisteen asema, kuva 116, s. 186  
 $\sigma_1$  = jännitys alueen 1 painopisteessä  
 $A_1$  = alueen 1 poikkipinta-ala

Tästä lausekkeesta voidaan ratkaista taivutusmomenttikestävyys, jonka kaavaksi tulee

$$M_R = \frac{F_{1R} I_{\text{net}}}{z_1 A_1} \quad (188)$$

missä  $M_R$  = taivutusmomenttikestävyys  
 $F_{1R}$  = pistevoimakestävyys

Pistevoiman  $F_1$  määrittämiseksi on selvitettävä kuvassa 116, s. 186, oikealla esitetyn nettoleikkauksen poikkipintasuureet. Ne voidaan määrittää kohdassa 5.7.3.1, s. 108, esitetyllä menetelmällä, koska tehottomaksi jäävä alue voidaan käsitellä suurena reikänä, jonka keskipisteen asema  $z_H$ , reiän halkaisija  $d$  ja tehollisen poikkileikkauksen alaosan painopisteen asema  $z_1$  ovat kuvien 116, s. 186, ja 55, s. 108, merkinnöin

$$|z_H| = \frac{1}{2}(H - t_2) \quad (189)$$

$$d = H - 2s_s \quad (190)$$

$$z_1 = z_{G_{\text{net}}} + \frac{1}{2}s_s + \frac{1}{2}t_2 - H \quad (191)$$

### Esimerkki 23

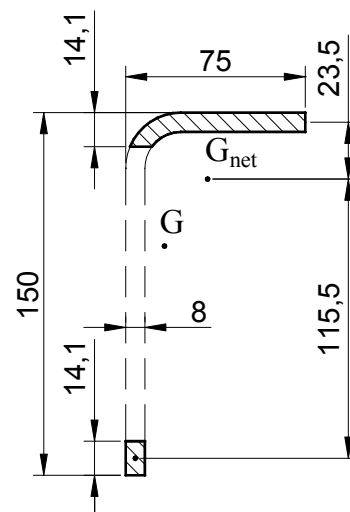
Tutkittava liitos on sama kuin esimerkissä 22, jossa jalkalistan alalaipan pistevoimakestävyudeksi saatiin  $F_{R1} = 23,7$  kN. Kuvassa 118 on esitetty kyseiseen tapaukseen liittyvä haaran tyven tehollinen poikkileikkaus. Bruttoleikkauksen poikkipintasuureet ovat taulukon 8, s. 94, perusteella

$$z_G = 51,2 \text{ mm}$$

$$A = 1671 \text{ mm}^2$$

$$I = 394 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_t = 3,56 \times 10^4 \text{ mm}^4$$



Kuva 118. Haaran tyven tehollinen poikkileikkaus.

Poikkileikkauksen tehotonta aluetta vastaavan reiän  $z$ -koordinaatti ja halkaisija ovat kaavojen (189) ja (190) perusteella

$$|z_H| = \frac{1}{2}(150 \text{ mm} - 8 \text{ mm}) = 71 \text{ mm}$$

$$d = 150 \text{ mm} - 2 \cdot 14,11 \text{ mm} = 121,8 \text{ mm}$$

Koko poikkileikkauksen nettopinta-ala  $A_{\text{net}}$  ja nettopinnan alaosan ala  $A_1$  ovat

$$A_{\text{net}} = 1671 \text{ mm}^2 - 121,8 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm} = 697 \text{ mm}^2$$

$$A_1 = 14,11 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm} = 113 \text{ mm}^2$$

Nettopoikkipinnan painopisteen  $z$ -koordinaatti ja jäyhyysmomentti ovat kaavojen (127) ja (128), s. 108, perusteella

$$|z_{G_{\text{net}}}| = 51,2 \text{ mm} - \frac{8 \cdot 121,8 \cdot (71 - 51,2)}{697} \text{ mm} = 23,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{net}} &= 394 \times 10^4 \text{ mm}^4 + 1671 \text{ mm}^2 \cdot (51,2 \text{ mm} - 23,5 \text{ mm})^2 \\ &\quad - \frac{8 \text{ mm} \cdot (121,8 \text{ mm})^3}{12} - 8 \text{ mm} \cdot 121,8 \text{ mm} \cdot (71 - 23,5)^2 \text{ mm}^2 \\ &= 182 \times 10^4 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Tehollisen poikkipinnan alaosan painopisteen  $z$ -koordinaatti on kaavan (191) perusteella

$$z_1 = 23,5 \text{ mm} + \frac{1}{2} \cdot 14,11 \text{ mm} + \frac{1}{2} \cdot 8 \text{ mm} - 150 \text{ mm} = -115,5 \text{ mm}$$

Kaavan (188) perusteella taivutusmomenttikestävyudeksi pistevoimakestävyuden puolesta saadaan

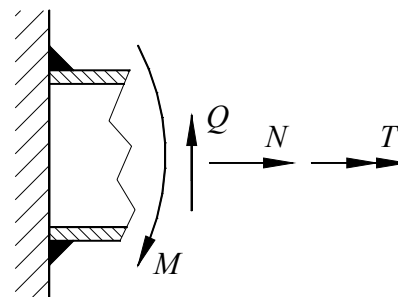
$$M_R = \frac{23,7 \text{ kN} \cdot 182 \times 10^4 \text{ mm}^4}{-115,5 \text{ mm} \cdot 113 \text{ mm}^2} = -3300 \text{ Nm}$$

### 6.3.2.2 Pystylaipan lommahdus

Kulmaprofiilihaaran lommahdustarkastelu voidaan tehdä samoilla kaavoilla kuin jalkalistan lommahdustarkastelu, ks. kohtaa 5.7.2, s. 96. Lommahdus ei käytännössä voi esiintyä aivan haaran tyven kohdalla, koska tässä kohdassa liitos estää lommahdusaallon syntymisen. Lommahdusaalto syntyy suunnilleen palkin uuman korkeuden puolikkaan etäisyydelle tyvestä. Tässä kohdassa haaran uuma on jo käytännössä kokonaan tehollinen, vrt. kuva 116, s. 186. Silti haaran tyven tehoton alue voi vaikuttaa lommahduskäyttäytymiseen, minkä vuoksi lommahdustarkastelu on syytä suorittaa tyvikohdan taivutusmomenttia käyttäen.

## 6.4 Hitsausliitokset

Suurin osa kannattimien hitseistä on V-railoihin tai puoli-V-railoihin hitsattuja tasalujia liitoksia, mutta päätylevyn ja putkipalkin välinen liitos on yleensä pienahitsi, kuva 119. Kyseisessä kohdassa käytetään V-railoa, jos putkipalkki on sijoitettu päätylevyn laitaan. Tällaista sijoittelua on kuitenkin vältettävä, jotta ruuvivoimat eivät tulisi tarpeettomasti turhan suuriksi. Tästä syystä nyt tarkastellaan vain pienahitsitapaus.



Kuva 119. Tutkittava hitsausliitos ja tärkeimmät kuormitukset.

Suorakaideprofiilien hitseissä voi esiintyä merkittäviä estettyyn vääntöön liittyviä jännityksiä, jotka on yleensä otettava hitsien mitoituksessa huomioon. Vaikka näiden jännitysten oletettaisiin suorakaideprofiilin seinämissä olevan itserajoittuvia, hitsien mitoituksessa ne on otettava huomioon riittävän muodonmuutoskyvyn varmistamiseksi. Toinen vaihtoehto on mitoittaa hitsit tasalujiksi palkin kanssa, jolloin myötääminen tapahtuu laajemmalla alueella eikä ainoastaan hitseissä. Vääntökuormitetuissa kannattimissa edellä esitetyt tekijät on yksinkertaisinta ottaa huomioon käyttämällä peruspalkkina neliprofiilia, koska siinä ei esiinny primaarisia estetyyn väännön jännityksiä, kun seinämät ovat saman paksuisia.

Tässä esitettävä mitoitus edellyttää, että rakenne on staattisesti määrätty. Staattisesti määräämättömissä tapauksissa on lisäksi suoritettava mitoitus, joka takaa rakenteelle riittävän muodonmuutoskyvyn. Tähän liittyviä ohjeita on esimerkiksi standardissa SFS 2373, s. 11, tai kirjassa Levyrakenteiden suunnittelu (Niemi, 2003, s. 75).

Hitsausliitoksen mitoituksessa päätylevyn oletetaan olevan niin jäykkä, että normaali-jännitysjaakaumat ovat riittävän lineaarisia. Käytännössä tämä vaatimus toteutuu, kun päätylevy mitoitetaan paksuksi siten, että päätylevyssä ei tapahdu murtorajatilassakaan myötäämistä, ja ruuveja sijoitetaan liitoksen molemmin puolin ja mieluiten myös palkin vetolaipan yläpuolelle.

### 6.4.1 Hitsin laskentalujuus

Hitsien mitoituslujuudet ovat perinteisesti perustuneet perusmateriaalin myötölujuuteen. Esistandardissa Eurocode 3 (prEN 1993-1-1, 2003) myötölujuuden asemesta käytetään murtolujuutta, mutta lisäksi on otettu käyttöön varmuuskerroin 1,25. Samasta syystä perusaineen ja hitsin lujuuksien suhteen mukaisen kertoimen  $\beta$  arvot poikkeavat esimerkiksi standardissa SFS 2373 esitetyistä arvoista. Asiaa mutkistaa vielä se, että hitsien lujuuksille esitetään usein myös leikkauskuormituksen mukaiset arvot, joihin liittyy kerroin 0,58. Koska aiheeseen liittyy useita kertoimia ja eri käytäntöjä, taulukkoon 15 on koottu muutamien perusmateriaalien hitsien mitoituslujuudet  $\sigma_R$ , joihin ei sovelleta mitään kertoimia. Nämä lujuusarvot johtavat esistandardin Eurocode 3 mukaiseen lopputulokseen. Taulukossa on ilmoitettu myös standardia SFS 2373 vastaavat arvot.

Taulukko 15. Hitsin mitoituslujuudet  $\sigma_R$ . Taulukon arvoihin ei sovelleta mitään kertoimia. Suluisissa on ilmoitettu standardia SFS 2373 vastaavat arvot.

perusmateriaali	$\sigma_R$ (N / mm <sup>2</sup> )
S235 JRG2 tai S235 JRH	340 (335)
S355 J2G3 tai S355 J2H	435 (394)
EN 1.4301	416
EN 1.4404	424

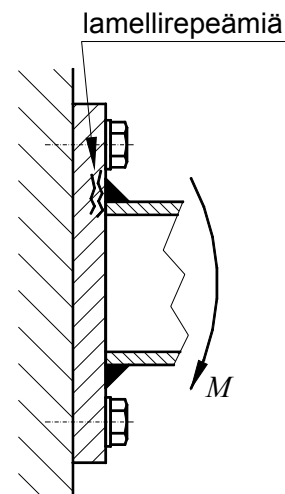
Yleisestä rakenneteräksestä valmistettavissa kannattimissa mm. materiaalien saatavuus-  
syistä päätylevy on yleensä terästä S235 JRG2 ja putkipalkki terästä S355 J2H. Pienahitsin mitoitus-  
taso sijaitsee yhtä kaukana päätylevyistä kuin putkipalkista, joten kyseisessä liitoksessa  
voitaneen yleensä riittävällä tarkkuudella käyttää liitettävien perusaineiden mukaisen  
hitsin mitoituslujuuksien keskiarvoa, joka on tässä tapauksessa 387 N/mm<sup>2</sup>.

## 6.4.2 Lamellirepeilyvaara

Yleisestä rakenneteräksestä valmistetussa kannattimen päätylevyssä vetorasitetun hitsin kohdalla on olemassa lamellirepeilyvaara, kuva 120. Kannattimien muissa hitsausliitoksissa tätä vaaraa ei yleensä ole.

Standardin SFS 2373, s. 13, mukaan rakenteille, joissa liitoksen pettäminen johtaa välittömään rakenteen sortumiseen, on suoritettava varmistustoimenpiteet lamellirepeilyä johtuvan riskin pienentämiseksi. Kun liitosta ei voida muotoilla vähemmän alttiiksi lamellirepeilylle, on suoritettava hitsauksen jälkeinen ultraäänitarkistus tai käytettävä ns. z-terästä, jolle teräksen valmistaja takaa paksuussuuntaisen vetokokeen murtokuroumaksi vähintään 25 %. Lamellirepeämisen todennäköisyyttä ei voida pienentää esimerkiksi suurentamalla hitsejä. Itse asiassa hitsien paksuntaminen lisää lamellirepeilyn vaaraa (SFS 2373, s. 23).

Suomessa Rautaruukki valmistaa tilauksesta tavallisten kvarttolevyjen valmistusohjelman mukaisia teräslajeja z-takuulla (Silvennoinen, 2000). Z-takuu annetaan vain tilauksesta. Vaikka Rautaruukin hitsaajan oppaassa (Vähäkainu, 2003, s. 43) sanotaan, ettei Rautaruukin teräksillä käytännössä esiinny lamellirepeilyä, ainakin kaikille lujuusluokan S235 ja S355 z25-teräksille (25 % murtokurouma poikittaisessa vetokokeessa) suoritetaan teräksen valmistuksen yhteydessä rikin pallouttamiskäsittely, jota ei suoriteta ilman z-takuuta tilattaville teräksille (Ervasti, Alpo, 6.4.2004). Tavallisessa teräksessä, jossa rikkiä ei ole palloutettu, valssauksessa lamellimaisiksi muokkautuneet mangaani-sulfidisulkeumat aiheuttavat lamellirepeilyvaaran (Niemi, 2003, s. 76). Näin ollen lamellirepeilyn välttämiseksi yleisestä rakenneteräksestä valmistetun päätylevyn on oltava z-terästä, ellei suoriteta hitsauksen jälkeistä ultraäänitarkastusta.



Kuva 120. Päätylevyn lamellirepeämiä.

Tietävästi mikään tukkuliike ei varastoi Suomessa z-teräksiä. Rautaruukin z25-takuun tehdashinta on 84 €/t. Rautaruukin tehdastoimituksen pienin erä on 2 tonnia ja toimitusaika 3-4 viikkoa. Pientoimituslisä on 64 €, jos erän koko on alle 5 tonnia. Jos erän koko on alle 3 tonnia, lisä on 109 € (Ervasti, Alpo, 6.4.2004). Siis, jos terästä tilataan z25-takuulla 2 tonnin erissä, hintalisät ovat yhteensä 139 €/t. Jos päätylevyjien osuus työtasorakenteista on esimerkiksi 4 %, lamellirepeilyvaaran poistaminen koko tuotteesta lisää materiaalikustannuksia 0,9 %, kun päätylevymateriaali tilataan 2 tonnin erissä.

### 6.4.3 Hitsin jännitykset

Hitsin jännitykset tarkistetaan mitoitusasteessa, jossa hitsin mitoitusjännitykseen verrattava vertailujännitys on (Niemi, 2003, s. 68)

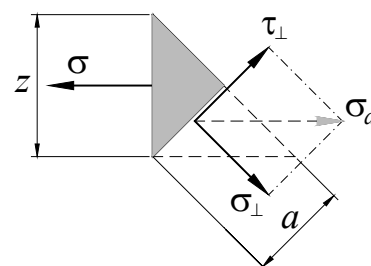
$$\sigma_{\text{vert}} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \quad (192)$$

missä  $\sigma_{\perp}$  = poikittainen normaalijännitys  
 $\tau_{\perp}$  = poikittainen leikkausjännitys  
 $\tau_{\parallel}$  = pitkittäinen leikkausjännitys

Jännityskomponenttien suunta on ilmoitettu hitsin pituusakselin suhteen ja niiden suuruudet määritetään a-mitan mukaisessa tasossa. Vertailujännitykselle tarkistetaan myötöehto (33), s. 38, johon sijoitetaan  $\sigma_{\text{Re}} = \sigma_{\text{R}}$ , missä  $\sigma_{\text{R}}$  on hitsin mitoituslujuus taulukosta 15, s. 192.



Kuvassa 121 on esitetty pienahitsin poikkileikkauksen puolikas ja siihen liittyvät keskimääräiset jännitykset. Tavanomaisten monihitsisten liitosten staattisessa mitoituksessa riittää yleensä, että tarkastellaan keskimääräisiä jännityksiä. Näin ollen hitsin mitoitus-  
tasossa vallitseva jännitys  $\sigma_a$  tasakylkiselle pienahitsille on



Kuva 121. Pienahitsin keskimääräiset jännitykset.

$$\sigma_a = z/a \cdot \sigma = \sigma\sqrt{2} \quad (193)$$

missä  $\sigma$  on jännitys hitsin kannassa. Kun tämä jännitys jaetaan normaali- ja leikkausjännityskomponenteiksi, saadaan molempien komponenttien itseisarvolle sama arvo

$$|\sigma_{\perp}| = |\tau_{\perp}| = |\sigma_a|/\sqrt{2} = |\sigma| \quad (194)$$

Hitsin kannassa vaikuttava normaalijännitys  $\sigma$  on

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_b + \sigma_w + \sigma_d \quad (195)$$

- missä
- $\sigma_m$  = normaalivoimasta aiheutuva normaalijännitys hitsin kannassa
  - $\sigma_b$  = taivutuksesta aiheutuva normaalijännitys hitsin kannassa
  - $\sigma_w$  = estetystä väännöstä aiheutuva normaalijännitys hitsin kannassa
  - $\sigma_d$  = poikkileikkauksen vinoutumisesta aiheutuva normaalijännitys hitsin kannassa

Hitsissä vaikuttava pitkittäinen leikkausjännitys  $\tau_{\parallel}$  on

$$\tau_{\parallel} = \tau_{\parallel t} + \tau_{\parallel b} + \tau_{\parallel w} + \tau_{\parallel d} \quad (196)$$

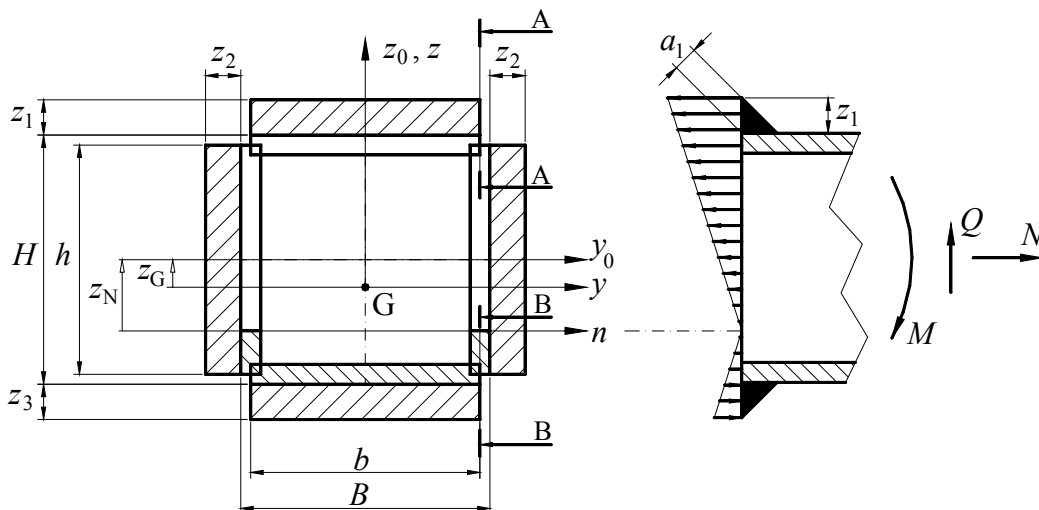
- missä
- $\tau_{\parallel t}$  = väännöstä aiheutuva pitkittäinen leikkausjännitys hitsissä
  - $\tau_{\parallel b}$  = taivutuksesta aiheutuva pitkittäinen leikkausjännitys hitsissä
  - $\tau_{\parallel w}$  = estetystä väännöstä aiheutuva leikkausjännitys hitsissä
  - $\tau_{\parallel d}$  = poikkileikkauksen vinoutumisesta aiheutuva pitkittäinen leikkausjännitys hitsissä

Estetystä väännöstä aiheutuvat jännitykset voidaan välttää käyttämällä kannattimen peruspalkkina neliöprofiilia, jonka seinämät ovat saman paksuisia.

Kannatinpalkit katkaistaan sahaamalla, joten hyvän sovittumisen ansiosta liitoksen puristuspuolella voidaan putkipalkin päätypinnan ja päätylevyn välissä vallitsevan pintapaineen katsoa osallistuvan kuormitusten kantamiseen. Tällöin laskelmat mutkistuvat, mutta koska nyt tarkastelussa on kannattimissa hyvin paljon käytettävä liitostyyppi, pintapaineen tuoma laskennallinen lisäkapasiteetti otetaan käyttöön. Jos liitoksen kohdalla on merkittäviä peruspalkin vinoutumiseen liittyviä jännityksiä, pintapaineen huomioon ottaminen olisi varsin mutkikasta, joten tämä tapaus sivuutetaan.

#### 6.4.4 Jännitysten määrittäminen suorassa taivutuksessa

Aluksi määritetään normaalijännitykset päätylevyn pinnan määräämässä tasossa. Laskentamalli on esitetty kuvassa 122. Tarkastelussa oletetaan, että taivutusmomentti on  $M > 0$ .



Kuva 122. Laskentamalli hitsin kannan normaalijännitysten ja taivutuksen leikkaujännitysten määrittämiseksi. G on tehollisen poikkipinnan painopiste ja  $n$  on neutraaliakseli.

Kuvassa on esitetty viivoitettuna poikkileikkauksen alueet, jotka osallistuvat taivutusmomentin  $M$  ja normaalivoiman  $N$  kantamiseen. Laskennan helpottamiseksi putkipalkin kulma-alueen hitsejä ei oteta huomioon. Tehollisen poikkileikkauksen neutraaliakselin  $n$  asema  $z_N$  vaikuttaa tehollisen poikkipinta-alan suuruuteen. Neutraaliakselin sijainti selviää iteroimalla.

Hitsien vertailujännitys on yleisesti syytä tarkistaa ainakin kuvassa 122 esitetyissä leikkauksissa A-A ja B-B. Tarvittaessa vertailujännitys on tarkistettava esimerkiksi myös uuman leikkausjännityksen maksimikohdassa. Tämä kohta voi kuormituksesta riippuen olla neutraali- tai painopisteakselin kohdalla.

Poikkileikkauksessa vallitseva normaalijännitys voidaan esittää muodossa

$$\sigma(z) = \sigma_b + \sigma_m = kz + N/A \quad (197)$$

missä  $\sigma_b$  = taivutusjännitys (N / mm<sup>2</sup>)  
 $\sigma_m$  = kalvojännitys (N / mm<sup>2</sup>)  
 $k$  = taivutusjännityksen verrannollisuuskerroin (N / mm<sup>3</sup>)  
 $z$  =  $z$ -koordinaatti

Tehollisen poikkileikkauksen tasapainoehdot ovat

$$\begin{aligned} \Sigma M_G &= \int_A z \cdot \sigma(z) \cdot dA - M = 0 \\ \Sigma F_x &= \int_A \sigma(z) \cdot dA - N = 0 \end{aligned} \quad (198)$$

Kun otetaan huomioon jäyhyysmomentin ja staattisen momentin määritelmät ja yhtälö (197), edellinen yhtälöryhmä saa muodon

$$\begin{cases} kI_y - M = 0 \\ kA(z_G - z_N) - N = 0 \end{cases} \quad (199)$$

Tämä ryhmä voidaan saattaa muotoon

$$\begin{cases} z_N = z_G - \frac{NI_y}{MA} \\ k = \frac{M}{I_y} \end{cases} \quad (200)$$

Yhtälöryhmän ratkaisu on iteratiivinen ja se etenee niin, että ensin annetaan neutraaliakselin sijainnille  $z_N$  alkuarvaus. Tämän jälkeen määritetään jäyhyysmomentin  $I_y$  arvo ja ratkaistaan ensimmäisestä yhtälöstä (200) tarkempi arvo suurelle  $z_N$ . Tätä menettelyä jatketaan, kunnes saavutetaan riittävä tarkkuus. Yleensä muutama iteraatiokierros tuottaa riittävän tarkan tuloksen.

Lopuksi normaalijännitykset voidaan ratkaista yhtälöstä (197). Kun siihen sijoitetaan jälkimmäinen yhtälö (200), saadaan tulokseksi tavanomainen normaalijännityksen kaava

$$\sigma(z) = \frac{M}{I_y} z + \frac{N}{A} \quad (201)$$

Tarkasteltavissa leikkauksissa hitsien kantojen  $z$ -koordinaatit ovat kuvan 122 merkinnöin

$$\begin{aligned} z_{A-A} &= H_1 - z_G \\ z_{B-B} &= -H_3 - z_G \end{aligned} \quad (202)$$

missä  $H_1 = H/2 + z_1/2$   
 $H_3 = H/2 + z_3/2$

Hitsien kantapintojen ala  $A_w$  sekä akselin  $y_0$  suhteen laskettu staattinen momentti  $S_{y_0w}$  ja jäyhyysmomentti  $I_{y_0w}$  ovat

$$A_w = z_1 b + 2z_2 h + z_3 b \quad (203)$$

$$S_{y_0w} = H_1 z_1 b - H_3 z_3 b \quad (204)$$

$$I_{y_0w} = \left[ \frac{bz_1^3}{12} + bz_1 H_1^2 \right] + \left[ \frac{z_2 h^3}{6} \right] + \left[ \frac{bz_3^3}{12} + bz_3 H_3^2 \right] \quad (205)$$

Vastaavat suureet putkipalkin teholliselle osalle ovat

$$A_b = h_1 b + 2h_2 t + h_3 b \quad (206)$$

$$S_{y_0b} = h_1 b (z_{N1} - h_1/2) + 2h_2 t (z_{N2} - h_2/2) + h_3 b (z_{N3} - h_3/2) \quad (207)$$

$$\begin{aligned} I_{y_0b} &= \left[ \frac{bh_1^3}{12} + bh_1 \left( z_{N1} - \frac{h_1}{2} \right)^2 \right] + 2 \left[ \frac{th_2^3}{12} + th_2 \left( z_{N2} - \frac{h_2}{2} \right)^2 \right] \\ &+ \left[ \frac{bh_3^3}{12} + bh_3 \left( z_{N3} - \frac{h_3}{2} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (208)$$

missä  $z_{N1} = z_N$ , mutta  $H/2 - t \leq z_{N1} \leq H/2$   
 $z_{N2} = z_N$ , mutta  $-h/2 \leq z_{N2} \leq h/2$   
 $z_{N3} = z_N$ , mutta  $-H/2 \leq z_{N3} \leq t - H/2$   
 $h_1 = t - H/2 + z_{N1}$

$$\begin{aligned} h_2 &= h/2 + z_{N2} \\ h_3 &= H/2 + z_{N3} \end{aligned}$$

Koko tehollisen leikkauksen poikkipintasuureet  $y_0$ -akselin suhteen, painopisteen asema  $z_G$  ja jäyhyysmomentti painopisteakselin  $y$  suhteen ovat

$$\begin{aligned} A &= A_w + A_b \\ S_{y0} &= S_{y0w} + S_{y0b} \\ I_{y0} &= I_{y0w} + I_{y0b} \end{aligned} \tag{209}$$

$$\begin{aligned} z_G &= S_{y0}/A \\ I_y &= I_{y0} + A \cdot z_G^2 \end{aligned} \tag{210}$$

Jos ei haluta käyttää hyödyksi pintapaineen tuomaa laskennallista kestävyyslisää, voidaan ottaa  $A_b = S_{y0b} = I_{y0b} = 0$ , jolloin ratkaisu saadaan ilman iteroimista. Käsineläskennassa kannattaakin yleensä ennen iteroimista kokeilla ovatko hitsaustekniikan kannalta pienimmät mahdolliset a-mitat riittävän suuria ilman pintapaineen tuomaa lisää.

Taivutuksen leikkausjännitysten  $\tau_b$  määrittämisessä tarvittavat leikkauksia A-A ja B-B vastaavat staattiset momentit  $S$  ja laskennalliset paksuudet  $b$  ovat

$$\begin{aligned} S_{A-A} &= z_{A-A} z_1 b + h_1 b (z_{N1} - h_1/2 - z_G) \\ S_{B-B} &= z_{B-B} z_3 b + h_3 b (z_{N3} - h_3/2 - z_G) \\ b_{A-A} &= 2(z_1 + h_1) \\ b_{B-B} &= 2(z_3 + h_3) \end{aligned} \tag{211}$$

Nyt taivutuksen leikkausjännitykset  $\tau_b$  voidaan ratkaista yhtälöstä (Saikkonen, 1997, s. 110)

$$\tau_b = \frac{QS}{I_y b} \cdot \text{sgn}(y) \tag{212}$$

missä  $\text{sgn}()$  on etumerkkifunktio. Pienahitsin mitoitustasolle tulee siis pitkittäinen leikkausjännitys

$$\tau_{\parallel b} = \tau_b \sqrt{2}, \text{ kun } z = a\sqrt{2} \tag{213}$$

### 6.4.5 Vinoutumisen ja estetyn väännön jännitykset

Tyvihaaran taivutus aiheuttaa peruspalkin poikkileikkauksen vinoutumista. Jos päätylevyliitos on kuvan 97, s. 158, mukaisesti tyvihaaran läheisyydessä, hitsausliitoksessa vaikuttaa rasiitusten  $M$ ,  $N$ ,  $Q$  ja  $T$  lisäksi vinoutumisesta aiheutuvat, kuvassa 99, s. 159, esitetyt sisäiset voimasuureet. Lisäksi jos profiililla on primaarista käyritysmisjäyhyyttä, haaran kuormitus aiheuttaa merkittäviä estetyn väännön jännityksiä liitoksessa.

Kun liitoksessa on vinoutumiseen tai estettyyn vääntöön liittyviä normaalijännityksiä, hitsausliitoksessa esiintyvien pintapaineiden huomioonottaminen on mutkikasta. Näissä tilanteissa kaavoihin (209), s. 199, voidaan sijoittaa  $A_b = S_{y0b} = I_{y0b} = 0$ , jolloin pintapaineen vaikutus laskelmissa nollaantuu. Tällöin hitsin jännitykset  $\sigma_m$ ,  $\sigma_b$  ja  $\tau_{\parallel b}$  voidaan määrittää edellisessä kohdassa esitetyllä tavalla.

Estetystä väännöstä ja vinoutumisesta aiheutuvat jännitykset hitsissä voidaan ottaa karkeasti huomioon skaalaamalla jännitykset seinämänpaksuuksien ja hitsin mittojen mukaisesti. Kaavoihin (195) ja (196), s. 195, sijoitettavat jännityskomponentit saadaan tällöin kaavoista

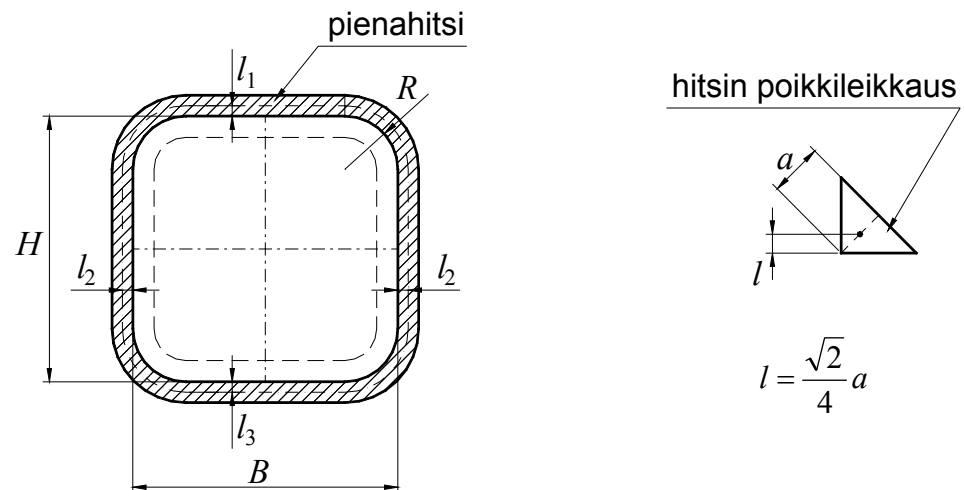
$$\begin{aligned}
 \sigma_w &= t_i / z_i \cdot \sigma_{w \text{ RHS}} \\
 \sigma_d &= t_i / z_i \cdot \sigma_{d \text{ RHS}} \\
 \tau_{\parallel w} &= t_i / a_i \cdot \tau_{w \text{ RHS}} \\
 \tau_{\parallel d} &= t_i / a_i \cdot \tau_{d \text{ RHS}}
 \end{aligned} \tag{214}$$

missä  $\sigma_{w \text{ RHS}}$  = estetystä väännöstä aiheutuva normaalijännitys  
 $\sigma_{d \text{ RHS}}$  = poikkileikkauksen vinoutumisesta aiheutuva normaalijännitys  
 $\tau_{w \text{ RHS}}$  = estetystä väännöstä aiheutuva leikkausjännitys  
 $\tau_{d \text{ RHS}}$  = poikkileikkauksen vinoutumisesta aiheutuva leikkausjännitys  
 $z_i$  = seinämän  $i$  hitsin  $z$ -mitta  
 $a_i$  = seinämän  $i$  hitsin  $a$ -mitta  
 $t_i$  = palkin seinämän  $i$  paksuus

Alaindeksillä RHS viitataan kotelopalkin tyvileikkaukseen. Estetystä väännöstä aiheutuvat jännitykset voidaan välttää käyttämällä kannattimen peruspalkkina neliöprofiilia, jonka seinämät ovat saman paksuisia.

### 6.4.6 Vääntöjännitykset

Vääntöjännitysten osalta vain hitsien oletetaan kantavan vääntöä. Vääntöjännitysten määrittämisessä käytettävä poikkileikkaus on kuvan 123 mukainen.



Kuva 123. Hitsin vääntöjännitysten määrittämisessä käytettävä seinämä keskiviivoineen.

Vääntöjännitys hitsin mitoitustasossa on (Ballio & Mazzolani, 1983, s. 173)

$$\tau_{\parallel t} = \frac{T - T_{\omega}}{2A_t a} \quad (215)$$

missä  $T$  = vääntömomentti  
 $T_{\omega}$  = estetyn väännön sisäinen vääntömomentti  
 $A_t$  = poikkileikkauksen seinämän keskiviivan rajoittaman pinnan ala  
 $a$  = hitsin a-mitta

Yksinkertaistuksena kaavassa esiintyvän estetyn väännön sisäisen vääntömomentin  $T_{\omega}$  arvoksi voidaan ottaa nolla. Kuvan 123 merkinnöin hitsin poikkileikkauksen muodostaman seinämän keskiviivan rajoittaman pinnan ala  $A_t$  on

$$A_t = (l_1 + 2R + l_3) \left( B - 2R + \frac{\pi}{2} (R + l_2) \right) + (B + 2l_2) (H - 2R) \approx HB \quad (216)$$

## 6.5 Siirtymät

Kannattimen siirtymistä määräävimpiä ovat yleensä haarojen päiden translaatio- ja rotaatio- siirtymät. Siirtymille tarkastetaan ehdot (5), s. 13, sekä (12) ja (13), s. 16. Kannattimen siirtymien lisäksi on tietysti otettava huomioon jalkalistojen ja ritilöiden joustavuus koko rakenteen suurinta siirtymää määritettäessä. Näitä siirtymiä määritettäessä voidaan käyttää kohdassa 4.5.3, s. 56, esitettyjä menetelmiä. Kannattimen kiinnitysalustan eli paperikoneen runkopalkin seinämä voi aiheuttaa merkittäviä siirtymiä, jos kannattimen päätylevyn kohdalla runkopalkissa ei ole seinämän takana jäykistäviä osia.

### 6.5.1 Kannatinpalkkien jousto

Painovoiman aiheuttama kuormitus aiheuttaa kannattimissa pääasiassa pystysiirtymiä, mutta esimerkiksi nouseviin kannattimiin tulee myös vaakasiirtymiä. Vaikasiirtymät ovat yleensä pieniä, joten niitä ei tässä määritetä. Yleensä siirtymäanalyysi on mutkikas ja kannattaa tehdä sopivalla palkkielementtiohjelmalla. Tässä esitetään siirtymäanalyysi tavalliselle kolmihaaraiselle kannattimelle, jossa on nouseva osuus. Analyysissä otetaan huomioon vain tärkeimmät siirtymiä aiheuttavat tekijät.

Kuvan 61, s. 119, merkinnöin haaran pään siirtymät ovat

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{q_{H1}}{24EI} (3l^4 - 3c_2^4 - 4c_2^3 \cdot c_1) + \frac{q_{H2}}{24EI} (3c_2^4 + 4c_2^3 \cdot c_1) \\
 &\quad + \frac{F_{H1}}{3EI} \cdot l^3 + \frac{F_{H2}}{3EI} (c_2^3 + c_2^2 \cdot c_1) + \phi_0 (c_1 + c_2 - b/2) + f_A \\
 \theta &= \frac{q_{H1}}{6EI} (l^3 - c_2^3) + \frac{q_{H2}}{6EI} \cdot c_2^3 + \frac{F_{H1}}{3EI} \cdot l^2 + \frac{F_{H2}}{3EI} \cdot c_2^2 + \phi_0
 \end{aligned} \tag{217}$$

- missä
- $f$  = haaran pään translaatio
  - $\theta$  = haaran pään kaltevuus
  - $\phi_0$  = peruspalkin joustosta aiheutuva kiertymä liitoksen kohdalla
  - $f_A$  = peruspalkin joustosta aiheutuva translaatio liitoksen kohdalla
  - $E$  = kimmomoduuli
  - $I$  = jäyhyysmomentti
  - $c_2$  =  $c_2 - B/2$
  - $l$  =  $c_1 + c_2$



Peruspalkin joustosta aiheutuva kiertymäkulma haaran tyvikohdassa on

$$\phi_O = \phi_A + \frac{M_d}{EI_d} \quad (218)$$

missä  $\phi_A$  = globaali kiertymäkulma liitoksen kohdalla, kaava (219), s. 203  
 $M_d$  = peruspalkin poikkileikkausta vinouttava momentti, kaava (134), s.120  
 $I_d$  = liitoksen vinoutumisjäyhyys

Liitoksen vinoutumisjäyhyys  $I_d$  määritetään tyvihaaralle kaavasta (152), s. 132. Välihaaralle vastaava suure voidaan yleensä määrittää kaavasta (148), s. 124. Uloimman haaran vinoutumisjäyhyys saadaan jäykistämättömille jiiriliitoksille taulukosta 13, s. 147. Jos uloimman haaran ja peruspalkin välisessä liitoksessa ei tapahdu merkittävää vinoutumista eli liitos on esimerkiksi jokin kuvan 100, s. 162, tapauksista, kaavasta (218) voidaan jättää pois vinoutumiseen liittyvä termi uloimman haaran osalta.

Peruspalkin globaalit kiertymäkulmat ovat

$$\begin{aligned} \phi_D &= 0 \\ \phi_C &= \frac{T_C b}{GI_t} + \frac{T_C}{EI_{dC}} \\ \phi_B &= \phi_C + \frac{M_B h}{EI_z} + \frac{T_B}{EI_{dB}} \\ \phi_{A3} &= \phi_B + \frac{T_{A3} a_3}{GI_t} \\ \phi_{A2} &= \phi_{A3} + \frac{T_{A2} a_2}{GI_t} \\ \phi_{A1} &= \phi_{A2} + \frac{T_{A1} a_1}{GI_t} \end{aligned} \quad (219)$$

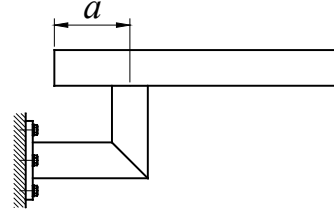
missä  $G$  = liukumoduuli, kaava (14), s. 17  
 $I_z$  = jäyhyysmomentti  $z$ -akselin suhteen (heikompi suunta)  
 $I_t$  = vääntöjäyhyys  
 $I_d$  = peruspalkin liitosten vinoutumisjäyhyys

Tässä kaavassa liitosten vinoutumisjäyhydet  $I_d$  liittyvät peruspalkin nousevaan osuuteen. Jos liitokset ovat jäykistämättömiä jiiriliitoksia, jousivakiot saadaan taulukosta 13, s. 147. Tämä taulukko on tarkoitettu ensisijaisesti peruspalkin ja uloimman haaran liitoksille, joten tässä tapauksessa taulukkoa luettaessa on tehtävä sijoitukset

taulukon  $H \hat{=}$  peruspalkin leveys  $B$   
 taulukon  $B_P \hat{=}$  peruspalkin korkeus  $H$   
 taulukon  $B_H \hat{=}$  peruspalkin korkeus  $H$

Jos kannattimen ylempi peruspalkki on kuvan 124 mukainen, vinoutumisjäyhyys  $I_{dB}$  saadaan kaavasta (152), s. 132, sijoituksilla

kaavan  $h \hat{=}$  peruspalkin keskileveys  $b$   
 kaavan  $b \hat{=}$  peruspalkin keskikorkeus  $h$



Kuva 124. Nouseva kannatin.

Kaavan vakion  $C_i$  indeksin  $i$  valinta (2 tai 3) riippuu kuvan 124 mitan  $a$  etäisyydellä olevan häiriön tyypistä kaavan (152) selitteiden mukaisesti. Kaavojen (150) ja (151) vakioita määritettäessä käytetään kuvan 124 mitta  $a$ .

Kun jiriliitokset ovat jäykistettyjä, termit, jotka sisältävät vinoutumisjäyhyden  $I_d$  voidaan jättää pois. Vääntömomentit  $T$  saadaan ryhmästä (161), s. 159.

Kuvan 96, s. 157, sekä kaavojen (159) ja (160), s. 159, merkinnöin peruspalkin pystysiirtymä  $f_A$  haaran tyvikohdassa on

$$\begin{aligned}
 f_{A3} &= \theta_D b + \frac{M_C b^2}{2EI} - \frac{Q_C b^3}{3EI} + \frac{q_P b^4}{8EI} + \theta_B a_3 + \frac{M_{A3} a_3^2}{2EI} - \frac{Q_{A3} a_3^3}{3EI} + \frac{q_P a_3^3}{8EI} \\
 f_{A2} &= f_{A3} + \theta_{A3} a_2 + \frac{M_{A2} a_2^2}{2EI} - \frac{Q_{A2} a_2^3}{3EI} + \frac{q_P a_2^3}{8EI} \\
 f_{A1} &= f_{A2} + \theta_{A2} a_1 + \frac{M_{A1} a_1^2}{2EI} - \frac{Q_{A1} a_1^3}{3EI} + \frac{q_P a_1^3}{8EI}
 \end{aligned} \tag{220}$$

missä  $\theta_i$  on peruspalkin kaltevuus kuvan 96 leikkauksessa  $i-i$ . Nämä kaltevuudet saadaan lausekkeista

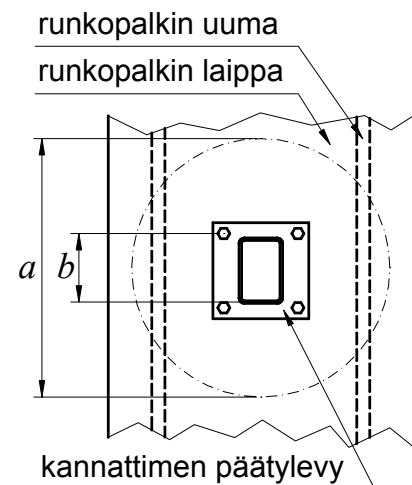
$$\begin{aligned}
\theta_D &= \frac{M_D}{k_D} \\
\theta_C &= \theta_D + \frac{M_C b}{EI} - \frac{Q_C b^2}{2EI} + \frac{q_P b^3}{6EI} \\
\theta_B &= \theta_C + \frac{M_B h}{EI} \\
\theta_{A3} &= \theta_B + \frac{M_{A3} a_3}{EI} - \frac{Q_{A3} a_3^2}{2EI} + \frac{q_P a_3^3}{6EI} \\
\theta_{A2} &= \theta_{A3} + \frac{M_{A2} a_2}{EI} - \frac{Q_{A2} a_2^2}{2EI} + \frac{q_P a_2^3}{6EI} \\
\theta_{A1} &= \theta_{A2} - \frac{Q_{A1} a_1^2}{2EI} + \frac{q_P a_1^3}{6EI}
\end{aligned} \tag{221}$$

missä  $k_D$  on kannattimen päätylevyliitoksen ja kiinnitysalustan joustoon liittyvä jousivakio. Tällä joustolla voi olla suuri vaikutus siirtymiin. Jousivakion  $k_D$  arvo on tietysti hyvin tapauskohtainen ja vaikeasti määritettävissä, mutta sille pitäisikin määrittää pienin mahdollinen arvo. Oletus, että päätylevy ja paperikoneen runkopalkin seinämä eivät jousta ( $k_D = \infty$ ), on aina epävarmalla puolella.

### 6.5.2 Runkopalkin seinämän jousto

Paperikoneen runkopalkin seinämän jousto voidaan ottaa karkeasti huomioon hahmottelemalla kannattimen päätylevyn kohdalle kuvassa 125 esitetty ympyrälaatta. Kun ympyrälaatan oletetaan olevan reunoiltaan nivelellisesti tuettu, laatan joustavuus vastaa likimain runkopalkin seinämän joustavuutta, jos ympyrälaatan halkaisija  $a$  on valittu sopivasti.

Nyt tarvittava jousivakio  $k_D$  on

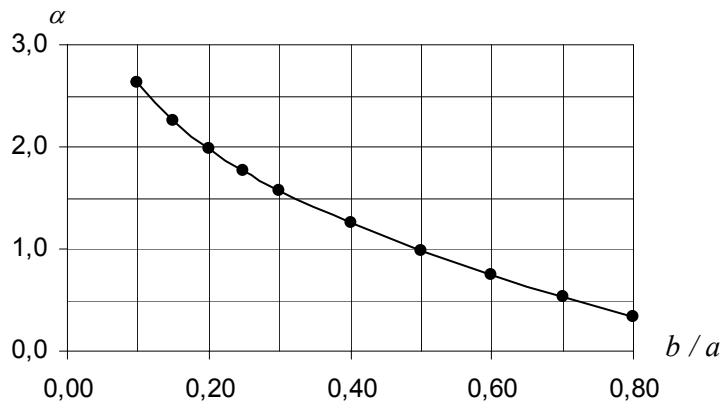


Kuva 125. Kannattimen päätylevyn sijainti.

$$k_D = Et^3/\alpha \quad (222)$$

missä  $\alpha$  = jakaja, kuva 126  
 $E$  = kimmomoduuli  
 $t$  = runkopalkin laipan paksuus

Jakaja  $\alpha$  saadaan kuvasta 126. Kuvaajaan merkityt pisteet ovat kirjassa Roark's Formulas for Stress & Strain (Young, 1989, s. 434) esitetyn taulukon mukaiset. Arvot pätevät tarkasti nivelellisesti tuetulle ympyrälaatalle tapauksessa, jossa taivutusmomentti tuodaan laatan keskelle nivelten, joiden välinen etäisyys on  $b$ , kautta ja materiaalin Poisson'n vakio on 0,3.



Kuva 126. Ympyrälaatan jouston määrittämisessä käytettävä kerroin  $\alpha$  suhteen  $b/a$  funktiona.

Usein kannattimen päätylevyn jousto on vähäinen paperikoneen runkopalkin seinämän joustoon verrattuna, joten päätylevyn jouston vaikutus voidaan karkeasti sisällyttää kuvan 125 mittaan  $a$ . Kannattimen päätylevyn joustoa ei tässä tutkita tarkemmin. Jos runkopalkin seinämä on jäykistetty kannattimen päätylevyn kohdalla, saattaisi olla tarvetta määrittää päätylevyn joustavuus erikseen.

Esitetty menetelmä paperikoneen runkopalkin seinämän jouston huomioon ottamiseksi on karkea, mutta sitä voidaan käyttää lähtökohtana tarkempien menetelmien kehittelylle.

### 6.5.3 Kulmaprofiilihaaran vääntyminen

Kulmaprofiilihaaran vääntyminen ei yleensä ole mitoittava tekijä silloin, kun haara on työtasokehikon jalkalistan alla. Tasokehikon poikittaisjäykisteet toimivat jalkalistojen vääntöjäykisteinä, joten kulmaprofiilihaarojenkin liiallinen vääntyminen on usein estetetty. Sen sijaan haaroille, joiden päällä ei ole jalkalistaa poikittaisjäykisteineen, vääntyminen on otettava huomioon. Usein tällaisen haaran päähän vaikuttaa pistevoima. Tällöin haaran vääntökulma saadaan lausekkeesta (Lassila, 1997, s. 182)

$$\phi_H = \frac{Fel}{GI_t} \quad (223)$$

missä  $F$  = haaran vaikuttava pistevoima  
 $e$  = voiman vääntövarsi  
 $l$  = haaran pituus  
 $G$  = liukumoduuli  
 $I_t$  = vääntöjäyhyys

Voiman vääntövarsi  $e$  on usein vaikeasti arvioitavissa, mutta yleensä on varmallalla puolella olettaa kuorman sijaitsevan vaakalaipan laidassa, jolloin mitta  $e$  saadaan kaavasta (89), s. 75. Vääntökulmalle  $\phi$  tarkistetaan ehto (13), s. 16.

## 6.6 Päätylevyliitos

Päätyliitokseen kohdistuu miltei samat kuormitukset kuin hitsausliitokseen, kuva 119, s. 191. Taivutus on siis suoraa. Seuraavassa päätylevyliitoksen mitoituksessa ei oteta huomioon peruspalkin vinoutumiseen ja estettyyn vääntöön liittyviä rasituksia. Niiden vaikutus on tarvittaessa otettava huomioon laskentamenetelmän varmuuskertoimen arvossa.

Ruuvien aksiaaliset rasitukset määräytyvät normaalivoiman  $N$  ja taivutusmomentin  $M$  mukaan. Esityksen yksinkertaistamiseksi oletetaan, että taivutusmomentti  $M > 0$ . Kaikissa kuvissa päätylevyyn liittyvän palkin ylälaippa on vetolaippa ilman erillistä mainintaa. Paperikoneiden työtasojen kannattimien päätylevyliitokset ovat kitkaliitoksia, koska käyttötilassa kitkavoimat kantavat leikkausvoiman  $Q$  ja vääntömomentin  $T$ . Liitoksen mitoituksessa huomiota on kiinnitettävä päätylevyn ja ruuvien kestävyys- sekä liitoksen liukukestävyys. Liitoksen oletetaan olevan  $z$ -akselin suhteen symmetrinen ja ruuveja oletetaan olevan liittyvän palkin keskiviivan ylä- ja alapuolella. Ruuvien oletetaan olevan samanlaisia ja niiden esikiristyksen yhtenevä. Liitospintojen epätasaisuutta ei oteta huomioon, vaikka pintoja ei työtasojen kannattimien osalta yleensä koneisteta. Päätylevyn liitospinta ei saa olla kupera.

### 6.6.1 Mitoituksessa käytettävät kuormat

Kitkaliitoksen liukuminen johtaa päätylevyn vapaareikien välyksen mukaiseen notkahdukseen, minkä jälkeen liitoksen kantokyky yleensä kasvaa huomattavasti ruuvien alkaessa kantaa leikkauksella. Teräsrakentamisessa kitkaliitosten liukumisen katsotaan usein olevan käyttörajatilatarkastelu, eli liitoksen liukuminen sallitaan käyttörajatilassa.

Asiakkaan kanssa tulisi työtasojen kuormituksia määritettäessä sopia millä kuormalla sallitaan kitkaliitosten liukuminen. Jos asia jää epäselväksi, jouduttaneen yleensä mitoittamaan liukumisen tapahtuvan vasta murtorajatilan mukaisella kuormalla. Tällöin liukumiskestävyyttä määritettäessä ei kuitenkaan tarvittane kuormituksen varmuusker-

rointa, koska kitkaliitoksen liukuminen ei ole lähestulkoonkaan yhtä vakava asia kuin rakenteiden murtuminen.

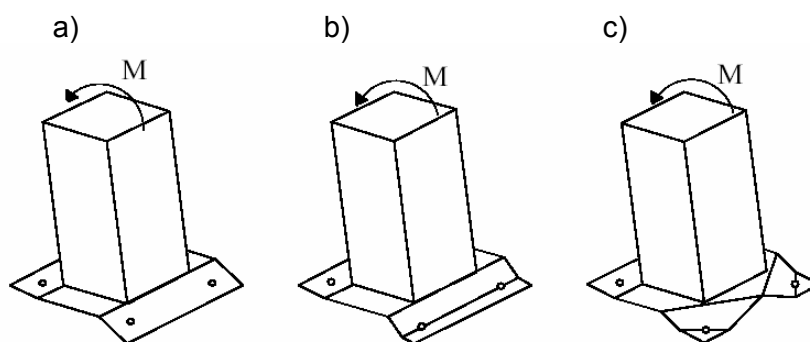
Jos liitoksen liukuminen voidaan mitoittaa käyttökuorman mukaan, kuorma lienee syytä kertoa pienellä kuormituksen varmuuskertoimella, koska kitkaliitoksen liukuminen on vakavampi asia kuin se, että siirtymät ylittävät niille asetetut rajat (siirtymätarkastelussa kuormituksen varmuuskerroin on yksi).

Näiden tulkintojen mukaisesti ehdotuksen (1), s. 10, kuormilla kitkaliitoksen liikkuva mitoituskuorma varmuuskertoimineen olisi noin  $2,5 \dots 5 \text{ kN/m}^2$ . Lisäksi on otettava huomioon pysyvä kuorma. Murtorajatilassa, jossa vapaareikien välyksen mukaisen notkahduksen oletetaan tapahtuneen, kuormituksenä käytetään liikkuvaa mitoituskuormaa (esim.  $7,5 \text{ kN/m}^2$ ) ja rakenteiden omaa painoa.

## 6.6.2 Taivutusmomentin ja normaalivoiman hallinta

### 6.6.2.1 Päätylevyliitoksen vaihtoehtoiset toimintatavat

Päätylevyliitos on mitoittettava kestäämään liitokseen kohdistuvat mitoituskuormat murtorajatilassa. Päätylevyn murtumista edeltävä käyttäytyminen voi olla paksun tai ohuen levyn käyttäytymistä tai näiden välimuoto (thick / intermediate / thin plate behavior). Kuvassa 127 on esitetty esimerkkejä keskipaksun ja ohuen päätylevyn toimintatavasta myötötilassa.



Kuva 127. Keskipaksun (a) ja ohuen (b, c) päätylevyn myötöviivamekanismeja. (Wheeler & al. 1997).

Paksun levyn tapauksessa liitoksen murtumiseen liittyy vaurio ruuveissa. Samoin keskipaksun levyn tapauksessa, mutta silloin syntyy plastisia niveliä ennen ruuvien murtumista ja päätylevyn kapasiteetti tulee näin ollen tarkemmin hyödynnettyä. Ohuen levyn tapauksessa plastinen mekanismi muodostuu ilman ruuvivauriota. Hyvin suunnitellun liitoksen kestävyys määräytyy keskipaksun levyn käyttäytymisen mukaan, koska silloin saavutetaan muodonmuutoskykyinen, taloudellinen ja usein riittävän jäykkä liitos (Wheeler & al. 1997, s. 21). Ohuella levyllä varustettu liitos on varsinkin ulokepalkkikäyttöön yleensä liian joustava.

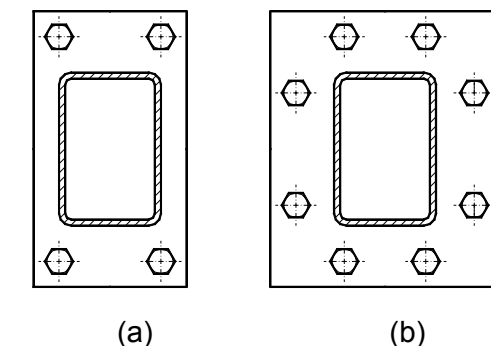
Paksulla levyllä varustettu liitos on varsin jäykkä, mutta usein kallis ja hauras. Tällaisenkin liitoksen muodonmuutoskyky voidaan toteuttaa mitoittamalla liitos hitseineen kestävämmäksi kuin siihen liitettävä palkki. Tällöin myötääminen tapahtuu ensin palkissa (Niemi, 1992, s. 173). Näin on meneteltävä varsinkin, jos kannatin on staattisesti määräämätön.

#### 6.6.2.2 Keskipaksun päätylevyn mitoitus

Päätylevyn mitoitus keskipaksuksi vaatii perusteellisen selvityksen liitoksen toimintavasta. Liitoksen käyttäytymisen määrittäminen putkipalkkien liitoksille on vaativa tehtävä, koska myötöviivamekanismi on usein moniulotteinen ja ruuvivoimien määrittäminen puolijäykissä päätylevyissä on mutkikasta. Myötöviivateoriaan perustuva ratkaisu on lisäksi aina epävarmalla puolella ja väärän mekanismioletuksen välttämiseksi on usein syytä suorittaa riittävästi laboratoriokokeita (Björk 1988 s. 188). Näin ollen tämän työn puitteissa jää mahdollisuudeksi käyttää jo olemassa olevia laskentamalleja ja niiden ruuvijärjestelyä tai tyytyä käyttämään paksua päätylevyä, jonka mitoitus on suhteellisen yksinkertaista.

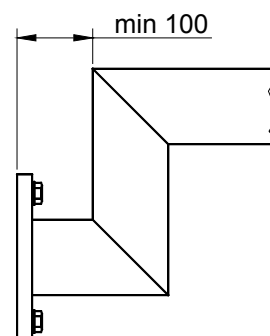


Kokeellisesti tutkittuja momenttiliitoksia ovat kuvassa 128 esitetyt tapaukset (Wheeler & al. 1997 ja 2003). Näiden liitostyyppien mitoittamiseksi Wheelerin & al. tutkimusten mukaisesti on saatavilla myös tietokoneohjelma (Engineering Systems Ltd, Limcon 3). Em. mallit eivät käsittele vääntökuormia ja sopivat vain liitoksille, joissa putkipalkin ylälaippa sijaitsee ylimmän ruuvirivin alapuolella.

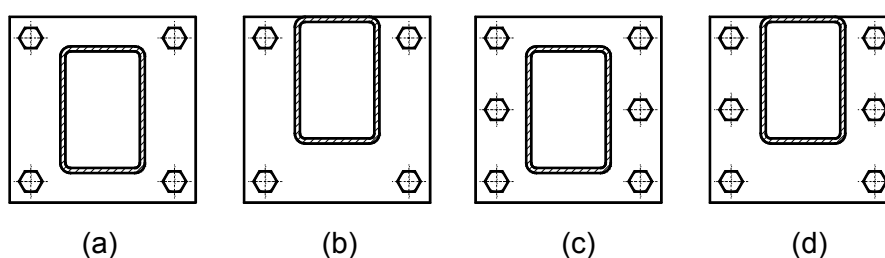


Kuva 128. Kokeellisesti tutkittuja liitostyyppiä.

Näiden rajoitteiden vuoksi Wheelerin & al. tutkimusten tulokset eivät ole suoraan sovellettavissa paperikoneiden työtasojen kannattimien päätylevyliitosten mitoittamiseen. Kuvassa 130 on esitetty tyypillisiä rakenneratkaisuja. Kannatin saattaa myös lähteä suoraan ylöspäin päätylevyistä. Jälkimmäinen tapaus tosin on kuvassa 129 esitetyn yleisen vaatimuksen vastainen.



Kuva 129. Tilavaatimus nousevalle kannattimelle.

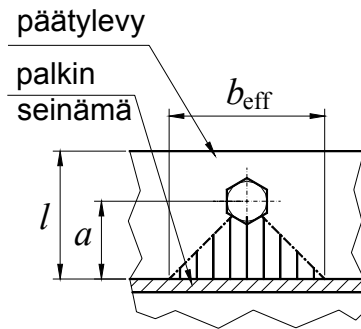


Kuva 130. Esimerkkejä käytetyistä päätylevyliitoksista. Ks. myös kuvaa 142, s. 222.

Kattavan myötöviiva-analyysin tekeminen kannattimien päätylevyliitoksille olisi hyvin suuri tehtävä. Tämän vuoksi liitosten analysoinnissa tyydytään paksun päätylevyn oletukseen, ellei käytetä kuvassa 128 esitettyjä liitostyyppiä.

### 6.6.2.3 Päätylevyn yleinen mitoitus

Kun päätylevy on riittävän paksu, ulkoisten ruuvivoimien jakauma on lineaarinen ja ruuveihin ei kohdistu merkittäviä vipuvoimia. Päätylevyn käyttäytymisen voidaan katsoa olevan paksun levyn käytöstä, jos kuvaan 131 pystyviivoituksella merkityn päätylevyn tehollisen osan jännitys palkkiteorialla laskettuna ei ylitä myötölujuutta.



Kuva 131. Paksun päätylevyn tehollinen osa.

Tällä tavoin laskettuna tehollisen osan tyvileikkauksen pinnalla jännitys on

$$\sigma = \frac{M}{W_{\text{eff}}} = \frac{6F_t a}{b_{\text{eff}} t^2} \quad (224)$$

missä  $M$  = tehollisen osan taivutusmomentti tyvessä  
 $W_{\text{eff}}$  = tehollisen osan taivutusvastus tyvessä  
 $F_t$  = ulkoinen ruuvivoima  
 $t$  = päätylevyn paksuus

Mitat  $a$  ja  $l$  voidaan mitata hitsin reunaviivalta (Niemi, 1992, s. 172). Tehollisen osan tyvileveys on (Ballio & Mazzolani, 1983, s. 242)

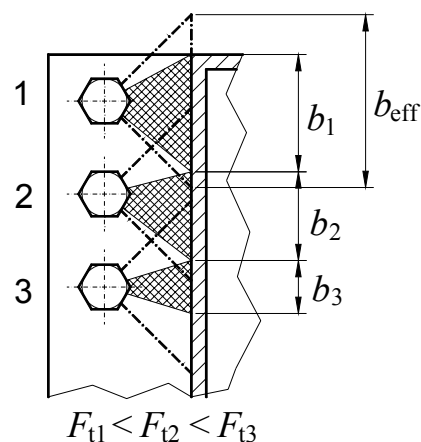
$$b_{\text{eff}} = a \cdot (3,5 - 1,5 \cdot a/l) \quad (225)$$

Yleensä kaavaa (224) käytetään myötöehdon tarkistuksessa (esim. Niemi, 1992, s. 173). Tällöin ongelmia aiheuttaa kuitenkin lähekkäin sijoitettujen ruuvien tehollisten alueiden osittaiset päällekkäisyydet ja momenttiliitosten erisuuret ulkoiset ruuvivoimat  $F_t$ . Ratkaisu näihin ongelmiin on kaavan käyttö siten, että sen avulla määritetään ruuvivoiman  $F_t$  kantamiseksi tarvittava leveys  $b$ , jonka alueella jännitys on myötölujuuden suuruinen ( $\sigma = \sigma_{\text{Re}}$ ). Tämän tulkinnan mukainen tarvittava leveys  $b$  on kaavasta (224) ratkaistuna

$$b = \frac{6F_t a}{\sigma_{\text{Re}} t^2} \quad (226)$$

missä  $\sigma_{\text{Re}}$  on päätylevyn myötölujuus.

Kun kaavan (226) mukaiset tarvittavat leveydet  $b_i$  on ratkaistu kaikille ruuveille, tarkistetaan saadaanko nämä leveydet  $b_i$  mahtumaan kaavan (225) mukaisesti määritetyille vastaaville alueille  $b_{\text{eff}i}$  ilman, että ruuvien mitat  $b_i$  menevät päällekkäin tai ylittävät päätylevyn reunan. Tämän menetelmän mukainen geometrinen tarkastelu on esitetty kuvassa 132, missä ruuvivoimien  $F_{ti}$  kantamiseen tarvittavat vyöhykkeet, joiden leveydet ovat  $b_i$ , on esitetty ristiviivoitettuna. Kuvan tapauksessa päätylevyn paksuus on ollut riittävä, koska leveydet  $b_i$  on saatu mahtumaan tehollisille alueille  $b_{\text{eff}}$ .



Kuva 132. Paksun päätylevyn kestävyysgeometrisen tarkastuksen geometrisen tarkistus.

Esitettyssä laskennassa ei otettu huomioon kannatinpalkin vääntömomentista ja leikkausvoimista aiheutuvia jännityksiä. Niiden vaikutus on tarvittaessa otettava huomioon laskentamenetelmän varmuuskertoimen arvossa. Oletettavasti kyseisten tekijöiden merkitys on vähäinen, koska päätylevyn paksuus on suuri verrattuna palkin seinämän paksuuteen. Esitetyn laskennan lisäksi on tarvittaessa otettava huomioon laipan lävisuunnassa olevan kestävyys. Yleensä se ei tule määrääväksi kun otetaan huomioon suositus, jonka mukaan päätylevyn paksuus ei saa olla pienempi kuin ruuvien halkaisija (Kato ja Mukai 1985, Packerin ja Hendesonin 1997, s. 224, mukaan).

Esitetty menetelmä ei sovellu suoraan tapauksille, joissa ruuvien tehollisen leveyden alueella  $b_{\text{eff}}$  ei ole palkin suoraa seinämää. Tällaisia ovat esimerkiksi kuvan 130, s. 211, tapauksen (a) ja (c) ylimmät ruuvit. Tällaiseen tapaukseen liittyvät mitat on esitetty kuvassa 133. Kuvassa on myös esitetty ristiviivoituksella ehdotus kaavan (226) mukaisen tarvittavan leveyden  $b$  määrittämiseksi (kaareva osuus).

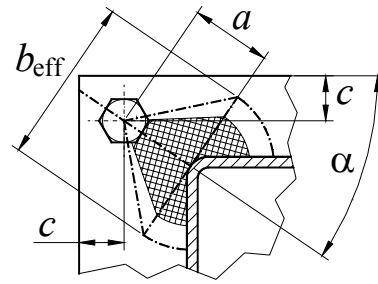
Kuvan 133 ruuville kuvan 131, s. 212, mukaisen mitan  $l$  määrittäminen ei ole yksiselitteistä, koska mitan mukaisella alueella ei ole kuvan 131 tilannetta vastaavaa päätylevyosuutta ruuvin ja päätylevyn reunan välillä. Asia tulee otettua karkeasti huomioon, jos mitalle  $l$  otetaan arvot

$$l = \begin{cases} a + c, & \text{kun } \alpha = 0 \\ a, & \text{kun } \alpha = 45^\circ \\ a + c, & \text{kun } \alpha = 90^\circ \end{cases}$$

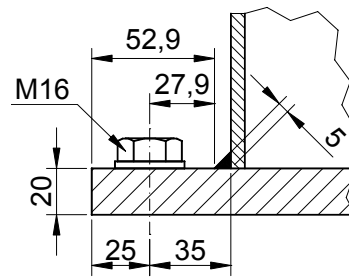
missä  $c$  on ruuvin reunaetäisyys. Muilla kulman  $\alpha$  arvoilla mitan  $l$  tulisi muuttua juohevasti. Tällainen sovitus voidaan toteuttaa cos-funktiolla, jolloin mitan  $l$  lauseke tulee muotoon

$$l = a + c/2 \cdot (\cos 4\alpha + 1) \quad (227)$$

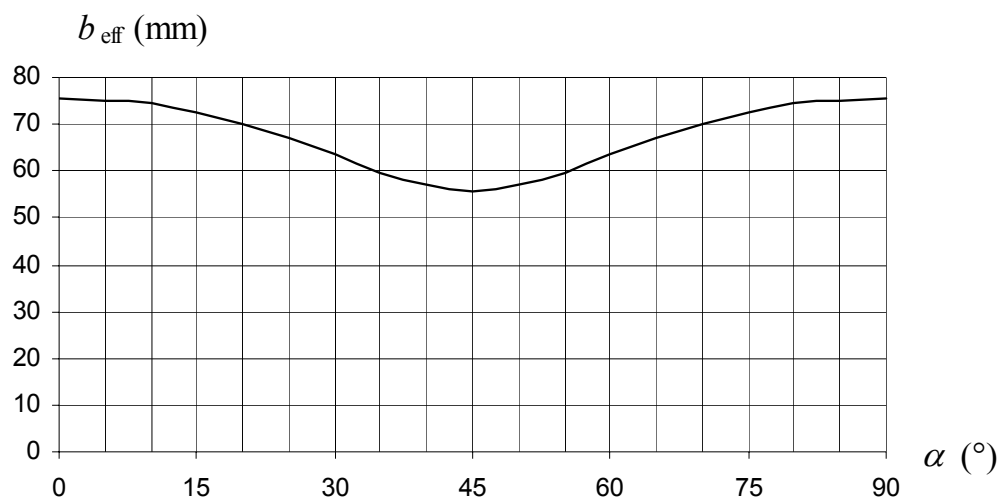
Kannattimien päätylevyjen ruuvien sijainti palkin seinämään nähden on usein kuvan 134 mukainen. Kuvaan 135 on laskettu esitetyn laskentamallin mukainen tehollinen leveys  $b_{\text{eff}}$  kulman  $\alpha$  funktiona kuvan 133 mukaiselle kulmaruuville, kun  $c = 25$  mm ja  $a = 27,9$  mm ovat vakioita.



Kuva 133. Vinosti sijaitseva ruuvi.



Kuva 134. Ruuvin tyypillinen sijainti.



Kuva 135. Päätylevyn tehollinen leveys, kun  $c$  on 25 mm ja  $a$  on 27,9 mm.

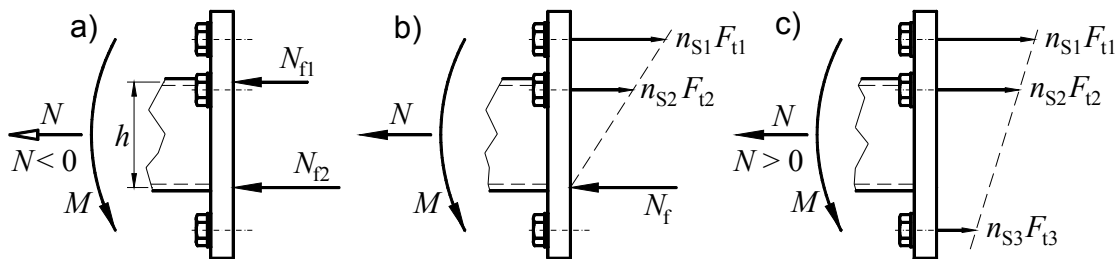
Kuvaajasta nähdään, että tehollisen leveyden  $b_{\text{eff}}$  vaihteluväli on melko pieni. Oletetaan siis laskentamenetelmän tarkkuuden olevan riittävä.

#### 6.6.2.4 Ulkoiset ruuvivoimat

Ulkoiset ruuvivoimat on määritettävä liitokselta edellytettävän liukumiskestävyuden mukaisilla kuormilla ja lisäksi murtorajatilan mitoituskuormilla. Ensin mainitut ulkoiset ruuvivoimat vaikuttavat liitoksen kitkakapasiteettiin ja jälkimmäisiä käytetään ruuvien äärikestävyyksien käyttöasteiden tarkistuksissa.

Ruuvivoimien oletetaan jakaantuvan lineaarisesti. Tämä oletus on voimassa, jos päätylevy on mitoitettu paksuksi kohdassa 6.6.2.3, s. 212, esitetyllä tavalla, ja päätylevyn joustavuus on jokaisen vetoruuvien osalta sama. Jälkimmäinen ehto toteutuu likimain, kun kaikkien vetoruuvien etäisyys palkin seinämästä on sama.

Päätylevy kuormittuu taivutuksella ja palkin laipat vedolla tai puristuksella. Näiden rakenneseosien jäykkyysero on ilmeinen. Tämän vuoksi puristuskeskiöksi otetaan yleensä puristuslaipan keskitaso (Cheal, 1994, s. 709). Kuvassa 136 on esitetty liitoksen voimasuureiden jakaantumistapauksia, kun oletetaan ruuvivoimien jakaantuvan lineaarisesti ja voimien siirtyvän vain palkin laippojen kohdista kosketusnormaalivoimina  $N_f$  tai ruuvien kohdista ulkoisina ruuvivoimina  $F_i$ .



Kuva 136. Päätylevylitoksen voimasuureiden jakaantumistapauksia. Kuvassa ovat positiiviset suunnat, vrt. kuvaan 2, s. 7.

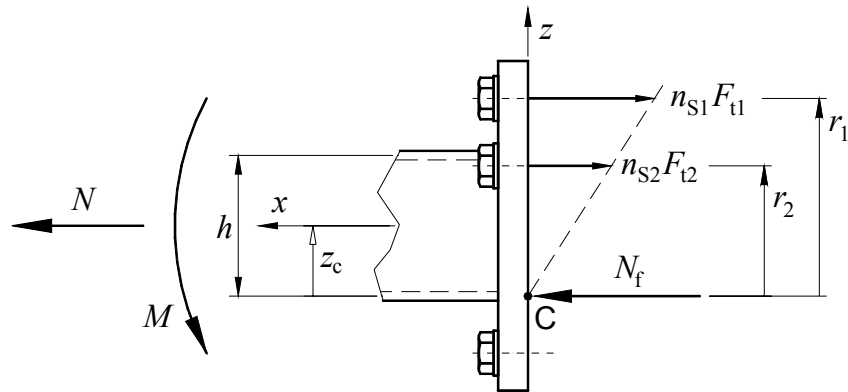
Molemmat voimatyypit  $N_f$  ja  $F_t$  voivat saada vain ei-negatiivisia arvoja. Kuvan suure  $n_s$  on ruuvien lukumäärä kullakin rivillä.

Kuvan 136 tapauksessa (a) ei esiinny lainkaan ulkoisia ruuvivoimia, vaan kuorma välityy kosketusnormaalivoimien  $N_{f1}$  ja  $N_{f2}$  välityksellä. Tapauksessa (b) kuormitus otetaan vastaan kosketusnormaalivoimalla  $N_f$  ja lisäksi ulkoisilla ruuvivoimilla  $F_t$ . Tapauksessa (c) ei esiinny kosketusnormaalivoimia, vaan ainoastaan ulkoisia ruuvivoimia. Tässä tapauksessa kiertymisakselin sijainti on vapaa ja se asettuu kuormitussuhteiden mukaisesti.

Liitoksen oletetaan aluksi käyttäytyvän kuvan 136 tapauksen (a) mukaisesti. Tämä tapaus on harvinainen, mutta se kannattaakin aluksi sulkea pois jatkotarkasteluista. Kosketusnormaalivoimiksi saadaan momentti- ja voimatasapainojen perusteella

$$\begin{aligned} N_{f1} &= -\frac{M}{h} - \frac{N}{2}, \text{ kun } N_{f1} \geq 0 \text{ ja } N_{f2} \geq 0 \\ N_{f2} &= +\frac{M}{h} - \frac{N}{2}, \text{ kun } N_{f1} \geq 0 \text{ ja } N_{f2} \geq 0 \end{aligned} \quad (228)$$

Jos kaavojen ehdot eivät toteudu, oletetaan seuraavaksi kiertymisakselin sijoittuvan palkin puristuslaipan kohdalle kuvan 136b mukaisesti. Tapaukseen 136b liittyvät mitat on esitetty kuvassa 137.



Kuva 137. Ulkoisten ruuvivoimien jakaantuminen kun kiertymisakseli on puristuslaipan keskikohdalla.

Momenttisuoma kiertymisakselin, piste C, ympäri on

$$\sum M_C = M - N \cdot z_c - \sum_{i=n_{Ra}}^{n_{Rb}} n_{Si} F_{ti} r_i = 0 \quad (229)$$

missä	$M$	=	liitosta kuormittava taivutusmomentti
	$N$	=	liitosta kuormittava normaalivoima
	$n_{Ra} \dots n_{Rb}$	=	vetoruuvirivit
	$n_{Si}$	=	ruuvien lukumäärä rivillä $i$
	$F_{ti}$	=	ulkoinen ruuvivoima rivin $i$ ruuvien kohdilla
	$z_c$	=	kiertymisakselin sijaintikoordinaatti = $-h/2$
	$r_i$	=	$i$ :nnen vetoruuvirivin etäisyys kiertymisakselista

Mikä tahansa ulkoinen ruuvivoima  $F_t$  voidaan ilmoittaa voimien lineaarisen jakautuman oletuksen perusteella muodossa

$$F_t = F_{ti} \cdot \frac{r}{r_i} \quad (230)$$

missä	$r$	=	tutkittavan vetoruuvien etäisyys kiertymisakselista
	$r_i$	=	minkä tahansa muun vetoruuvien etäisyys kiertymisakselista
	$F_{ti}$	=	minkä tahansa muun ruuvien ulkoinen ruuvivoima

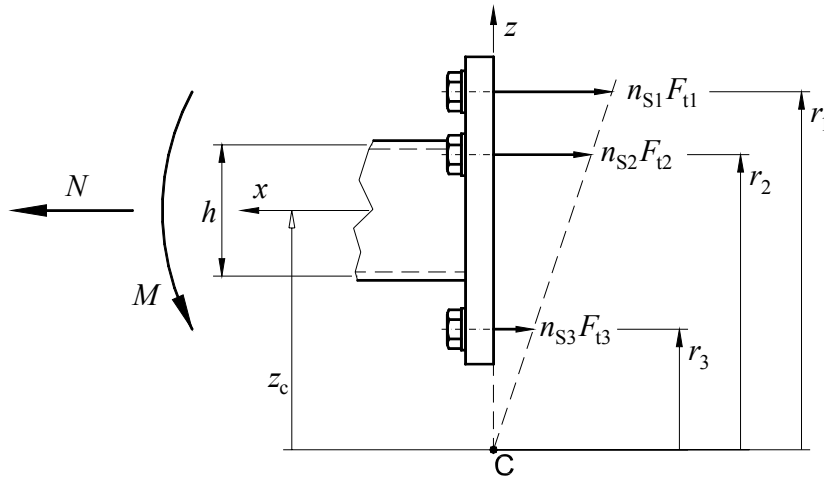
Sijoittamalla yhtälöstä (230) ratkaistu yksittäinen ruuvivoima  $F_{ti}$  yhtälöön (229) saadaan ratkaistua lauseke yleiselle ruuvivoimalle

$$F_t = \frac{M - N \cdot z_c}{I_S} \cdot r, \text{ missä } I_S = \sum_{i=n_{Ra}}^{n_{Rb}} n_{Si} r_i^2, \quad F_t \geq 0 \quad (231)$$

Laippa-alueen kosketusnormaalivoimaksi  $N_f$  saadaan vaakasuuntaisesta voimasummasta

$$N_f = \sum_{i=n_{Ra}}^{n_{Rb}} n_{Si} F_{ti} - N, \text{ kun } N_f \geq 0 \quad (232)$$

Jos kaavan ehto  $N_f \geq 0$  ei toteudu, kiertymisakseli ei sijaitsekaan aluksi oletetussa kohdassa, vaan sen sijainti on vapaa ja liitos käyttäytyy kuvan 136c mukaisesti. Tähän tapaukseen liittyvät mitat on esitetty kuvassa 138.



Kuva 138. Ulkoisten ruuvivoimien jakaantuminen, kun kiertymisakselin sijainti on vapaa.

Nyt muuttujana on peräkkäisten ulkoisten ruuvivoimien suhteen lisäksi kiertymisakselin sijaintikoordinaatti  $z_c$ . Tasapainoyhtälöt ovat nyt yhtälö (229) ja

$$\sum F_x = \sum_{i=n_{Ra}}^{n_{Rb}} n_{Si} F_{ti} - N = 0 \quad (233)$$

Yhtälöryhmä voidaan ratkaista numeerisesti iteroimalla kiertymisakselin asemaa  $z_c$ . Jokaisella kierroksella määritetään ulkoiset ruuvivoimat yhtälöllä (231), joka ottaa huomioon tasapainoehdon (229) ja ruuvivoimien lineaarisen jakauman. Sitten tarkistetaan toteutuuko tasapainoehto (233).

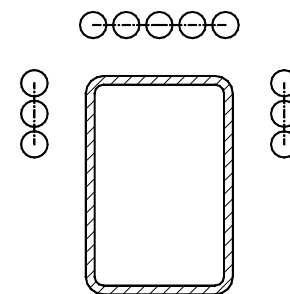
#### 6.6.2.5 Ruuvien sijoitus

Ruuvit kannattaa sijoittaa siten, että ulkoiset ruuvivoimat pysyvät kohtuullisina, päätylevy joustaa mahdollisimman vähän ja yksinkertaiset laskentamenetelmät ovat käytävissä.



Kannattimien päätylevyliitoksessa kuormitus on yleensä sellainen, että ruuvivoimien jakauma on kuvan 136, s. 216, tapauksen (b) mukainen. Ulkoisten ruuvivoimien  $F_t$  pienentämiseksi vetoruuvien pitäisi sijaita mahdollisimman korkealla palkin puristuslaipasta mitattuna. Päätylevyn kannalta kaavasta (224), s. 212, nähdään, että ruuvien tulee sijaita mahdollisimman lähellä palkkien seinämiä (mitta  $a$ ). Ulkoisten ruuvivoimien pienentäminen vähentää ruuvien rasitusten lisäksi siis myös päätylevyn rasitusta, jolloin päätylevyä voidaan ohentaa. Murrayn (1990) suunnittelufilosofian mukaan on suositeltavaa, että vetopuolen ruuvit sijoitetaan siten, että ne jäävät liittyvän palkin uumaviivojen väliin (Murray 1990, Wheeler & al. 1997 mukaan).

Vetoruuvit tulee siis sijoittaa mahdollisimman lähelle päätylevyyn liittyvän palkin vetolaippaa. Kuvaan 139 on merkitty tarkoituksenmukaiset alueet vetoruuvien sijoitukselle. Puristuslaipan alapuolella sijaitsevien ruuvien sijoituksella on vähemmän merkitystä, joten ne on luontevaa sijoittaa päätylevyn kulmiin.



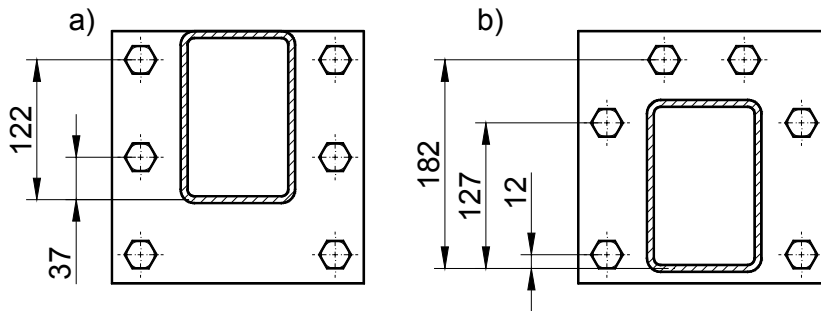
Kuva 139. Vetoruuvien sijoitus.

Esitettyjen näkökohtien perusteella kannattimissa käytetyistä, kuvassa 130, s. 211, esitettyistä liitostyypeistä ainoastaan tyyppi (a) on melko hyvä. Sitäkin parempi olisi kuvan 128a, s. 211, mukainen ratkaisu, jossa vetoruuvit on sijoitettu selvästi palkin vetolaipan päälle. Tällöin ulkoiset ruuvivoimat ovat pienempiä.

Kuvan 130 tapauksessa (b) vetoruuveihin kohdistuu tarpeettoman suuri kuormitus, koska palkin puristuslaipan ja ruuvien välinen momenttivarsi on pienempi kuin tapauksessa (a). Tällaista rakennetta ei tule käyttää, elleivät tilasyyt toisin vaadi. Usein tilasyitä ei ole, mikä nähdään mm. kuvassa 129, s. 211, esitetystä vaatimuksesta. Tyypeissä (c) ja (d) keskimmäiset ruuvit on sijoitettu turhan alas. Niiden sijoittaminen ylemmäksi pienentäisi kaikkien vetoruuvien kuormitusta ja samalla myös päätylevy voitaisiin mitoittaa ohuemmaksi. Tyypissä (d) keskimmäisten ruuvien sijoitus on erityisen huono, koska niiden etäisyys palkin puristuslaipasta on hyvin pieni.

## Esimerkki 24

Verrataan kuvassa 140 esitettyjä päätylevyliitoksia. Liitoksen mitoitusmomentti on  $M = 10 \text{ kNm}$ . Konstruktiio (a) on erään asiakkaan suunnitteluohjeen mukainen. Yleensä ei olisi mitään estettä käyttää konstruktiota (b).



Kuva 140. Vertailtavat päätylevyliitokset.

Päätylevyt mitoitetaan paksuiksi. Molemmissa tapauksissa vetoruuvien sijainnit palkin seinämästä ovat samat, joten ruuvivoimien voidaan olettaa jakaantuvan lineaarisesti. Kaavan (231), s. 217, mukaiset vakiot  $I_S$  vertailtaville tapauksille ovat

$$I_{S_a} = 2 \cdot (122 \text{ mm})^2 + 2 \cdot (37 \text{ mm})^2 = 32\,506 \text{ mm}^2$$

$$I_{S_b} = 2 \cdot (182 \text{ mm})^2 + 2 \cdot (127 \text{ mm})^2 + 2 \cdot (12 \text{ mm})^2 = 98\,794 \text{ mm}^2$$

Ylimpiin ruuveihin kohdistuvat ulkoiset ruuvivoimat ovat kaavan (231) perusteella

$$F_{t_a} = \frac{10 \times 10^6 \text{ Nmm}}{32\,506 \text{ mm}^2} \cdot 122 \text{ mm} = 37,5 \text{ kN}$$

$$F_{t_b} = \frac{10 \times 10^6 \text{ Nmm}}{98\,794 \text{ mm}^2} \cdot 182 \text{ mm} = 18,4 \text{ kN}$$

Konstruktiolla (b) suurin ulkoinen ruuvivoima on noin 49 % konstruktion (a) suurimmasta ulkoisesta ruuvivoimasta. Konstruktiiossa (a) tarvitaan siis lujuudeltaan kaksinkertaiset ruuvit ja päätylevy. On siis selvää, että ruuvit kannattaa sijoittaa tapauksen (b) mukaisesti.

Tutkitaan vielä riittääkö tapauksessa (b) päätylevyn paksuudeksi 15 mm, kun kannatin on valmistettu ruostumattomasta teräksestä, jonka lujuus on  $210 \text{ N/mm}^2$ .

Toiselle ruuviriville tulee ulkoiseksi ruuvivoimaksi 12,9 kN. Ruuvien sijainti vastaa

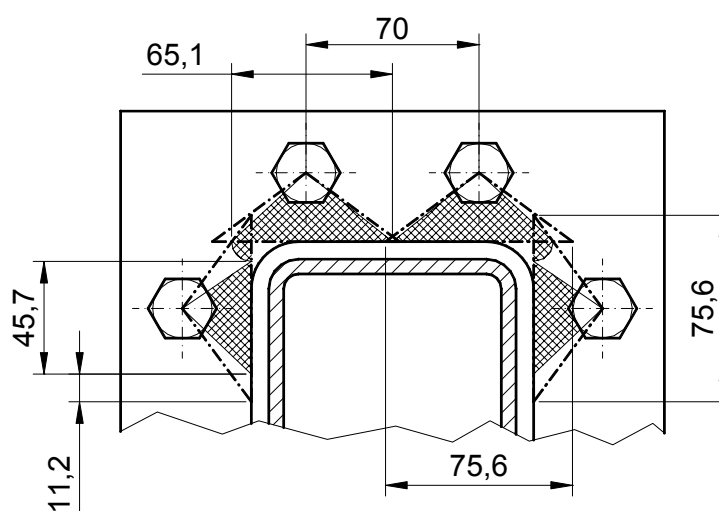
kuvan 134, s. 214, geometriaa. Ruuvien kohdalla päätylevyssä tarvittavat leveydet  $b$  ja suurin mahdollinen leveys  $b_{\text{eff}}$  ovat kaavojen (226) ja (225), s. 212, mukaan

$$b_1 = \frac{6 \cdot 18,4 \text{ kN} \cdot 27,9 \text{ mm}}{210 \text{ N/mm}^2 \cdot 15 \text{ mm}^2} = 65,1 \text{ mm}$$

$$b_2 = \frac{6 \cdot 12,9 \text{ kN} \cdot 27,9 \text{ mm}}{210 \text{ N/mm}^2 \cdot 15 \text{ mm}^2} = 45,7 \text{ mm}$$

$$b_{\text{eff}} = 27,9 \text{ mm} \cdot (3,5 - 1,5 \cdot 27,9/52,9) = 75,6 \text{ mm}$$

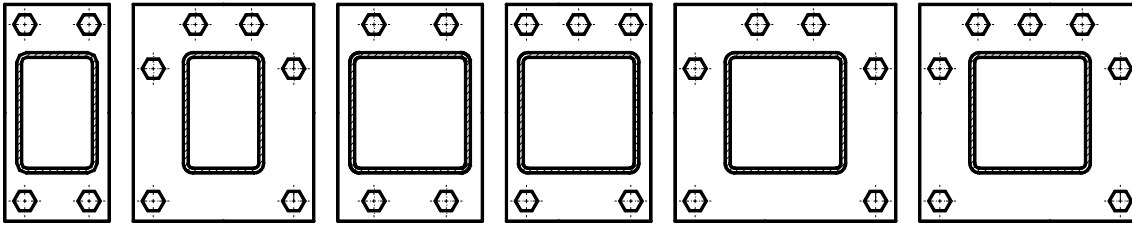
Näiden mittojen mukainen geometrinen kestävyystarkastelu on esitetty kuvassa 141.



Kuva 141. Päätylevyn geometrinen kestävyystarkastelu.

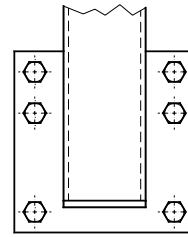
Tarkastelussa ei ole otettu huomioon hitsin rajaviivan kaarevuutta palkin kulmapyöristyksen kohdalla ja tarvittavien leveyksien  $b$  on oletettu varaavan tilaa kulman takaa kuvassa esitetyllä tavalla. Tämän tarkastelun perusteella päätylevyn paksuus 15 mm on riittävä, koska tarvittavat leveydet  $b_1 = 65,1 \text{ mm}$  ja  $b_2 = 45,7 \text{ mm}$  on saatu mahtumaan alueisiin, joiden osittain päällekkäiset leveydet ovat  $b_{\text{eff}} = 75,6 \text{ mm}$ . Kuvasta nähdään, että kapasiteettia on vielä jäljellä 11,2 mm leveän tehollisen osan taiputuskapasiteetin verran.

Edellinen esimerkki osoitti, että ruuvien sijoituksella palkkiin ja toisiinsa nähden on selvä vaikutus liitoksen sisäisiin voimasuureisiin ja kustannuksiin. Kuvassa 142 on esitetty ruuvien tarkoituksenmukaisia sijoituksia.



Kuva 142. Ruuvien tarkoituksenmukaisia sijoituksia, kun palkin ylälaippaan kohdistuu vetorasitus.

Jos kuvan 142 mukainen ruuvien sijoitus on mahdotonta tila-rajotteiden vuoksi, tulee ruuvit sijoittaa kuvassa 143 esitetyllä tavalla. Keskimmäiset ruuvit voidaan tietysti jättää pois kuormituksen niin salliessa.



Kuva 143. Ruuvien sijoitus.

#### 6.6.2.6 Ruuvien esikivistys ja jännitykset

Oletetaan, että vipuvoimia ei esiinny. Liitoksessa esiintyvät normaalivoimat ovat (Niemi 1992 s. 169)

$$N_{p1} = N_j - \frac{k_p}{k_p + k_s} F_t, \quad N_{p1} \geq 0$$

$$N_s = \begin{cases} N_j + \frac{k_s}{k_p + k_s} F_t, & \text{kun } N_{p1} > 0 \\ F_t, & \text{kun } N_{p1} = 0 \end{cases} \quad (234)$$

$$N_{p2} = N_s$$

missä  $N_s$  = normaalivoima ruuvissa  
 $N_{p1}$  = päätylevyn ja alustan välinen normaalivoima  
 $N_{p2}$  = päätylevyn ja ruuvin kannan välinen normaalivoima  
 $N_j$  = ruuvin esikivistysvoima  
 $k_s$  = ruuvin jousivakio  
 $k_p$  = alustan puristuskartion jousivakio  
 $F_t$  = ruuvin kohdalla vaikuttava ulkoinen ruuvivoima

Liitoksen jäykkyyden säilyttämiseksi ja ruuveihin kohdistuvan taivutusmomentin välttämiseksi kitkaliitoksissa on yleensä syytä vaatia, että päätylevy ei irtoa alustasta. Ehto on siis  $N_{p1} > 0$  ja yhtälön (234) perusteella se voidaan esittää muodossa

$$F_t < \frac{k_p + k_s}{k_p} N_j \quad (235)$$

Ruuvissa vallitsevan vertailujännityksen maksimiarvo saadaan yhtälöstä (Pennala 1982 s. 48, 185, 286, 289)

$$\sigma_{\text{vert}} = \sqrt{\left(\frac{4N_S}{\pi \cdot d_{\text{sp}}^2} + \frac{32M_S}{\pi \cdot d_{\text{sp}}^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T_S}{\pi \cdot d_{\text{sp}}^3}\right)^2} \quad (236)$$

- missä  $N_S$  = ruuvin suurin mahdollinen normaalivoima  
 $M_S$  = ruuvissa vallitseva taivutusmomentti, yleensä  $M_S = 0$   
 $T_S$  = ruuvin kierreesassa vallitseva vääntömomentti  
 $d_{\text{sp}}$  = kierteen jännityshalkaisija =  $d - \frac{1}{2}\sqrt{3}P$  metriselle ISO-kierteelle  
 $d$  = kierteen nimellishalkaisija  
 $P$  = kierteen nousu

Lähteen (Verho 1997 s. 229) mukaan tavanomaisissa ruuviliitoksissa koneenrakennuksessa vertailujännitys saa olla enintään 90 % myötölujuudesta. Suurempi arvo voitaneen sallia, kun vertailujännitykselle määritetään suurin mahdollinen arvo siten, että kaikki parametrit ovat vaihtelun alueensa epäedullisimmassa arvossa.

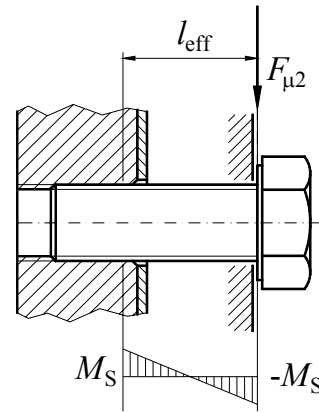
Ruuvin kannan kiertämisestä aiheutuvan vääntömomentin suuruus ruuvissa on (Verho 1997 s. 228)

$$T_S = \frac{1}{2} N_{j\text{max}} \left( k_{\alpha_n} \mu_g d_2 + \frac{P}{\pi} \right) \quad (237)$$

- missä  $N_{j\text{max}}$  = ruuvin maksimiesikristysvoima  
 $k_{\alpha_n}$  = kierteen kylkikulmakerroin =  $1/\cos(\alpha_n/2)$  tavallisille harjakierteille  
 $\alpha_n$  = kierteen kylkikulma  
 $\mu_g$  = ruuvin kierteen ja kierrereiän välinen kitkakerroin  
 $d_2$  = kierteen kylkihalkaisija =  $d - \frac{3}{8}\sqrt{3}P$  metriselle ISO-kierteelle

Kun valmistusepäätarkkuuksista aiheutuvia tekijöitä ei oteta huomioon, ruuvien taivutusmomentti  $M_S$  on nolla, jos päätylevyn ja alustan välinen kitkakapasiteetti riittää kantamaan ulkoisen kuorman.

Löystyneissä liitoksissa näin ei ole, koska ruuveihin kohdistuu kuvan 144 mukainen taivuttava kitkavoima  $F_{\mu 2}$ . Kun ruuvien tuennan oletetaan olevan kuvan mukainen, ruuvien taivutusmomentti on



Kuva 144. Ruuvien taivutus.

$$M_S = \frac{1}{2} F_{\mu 2} l_{\text{eff}} \quad (238)$$

missä  $F_{\mu 2}$  = ruuvien kannan alla vaikuttava kitkavoima  
 $\mu_2$  = ruuvien kannan ja aluslevyn välinen kitkakerroin  
 $l_{\text{eff}}$  = ruuvien taivutusmomenttia määrittävä pituus

Ruuvien taivutusmomenttia määrittävässä pituudessa  $l_{\text{eff}}$  otetaan liitospaksuuden lisäksi huomioon mahdollinen vuorauslevy, kierrereian viiste ja varmuuden vuoksi esim. 1-2 tehottomaksi katsottavaa kierrettä.

### 6.6.2.7 Ruuvien esikiristysvoima

Teräsrakenteiden ohjeen B7 (1996, s. 31) vaatimuksen mukaan kitkaliitoksen esikiristysvoima on

$$N_j = 0,8 \cdot \sigma_{\text{Re}} \cdot A_{\text{sp}} \quad (239)$$

missä  $A_{\text{sp}}$  = ruuvien jännityspoikkipinta-ala  
 $\sigma_{\text{Re}}$  = ruuvien myötölujuus

Esistandardin Eurocode 3 (prEN 1993-1-8: 2003) mukaan vaadittava esikiristys perustuu ruuvimateriaalin murtolujuuteen. Tämä menettely voi kuitenkin aiheuttaa myötörajan ylityksen kiristettäessä, jos ruuvimateriaalin myötölujuuden ja murtolujuuden suhde on kovin alhainen. Asettumisen vähentämiseksi ruuvien jännitys ei saa päästä edes harvinaisissa kuormitustapauksissa yli myötörajan (Verho 1997 s. 235).

Kaavan (239) mukaisen esikiristuksen käyttöön mitoituksessa tulee suhtautua varauksella, koska useiden yritysten vääntömomenttitaulukoiden mukainen kiristys ei tuota kaavan mukaista esikiristystä. Tämän vuoksi kaavan (239) käytön asemesta ruuvin esikiristykselle on määritettävä minimi- ja maksimiarvot kaavoilla (Verho, 1997, s. 231 ja s. 238)

$$N_{j\min} = \frac{2T_{W\min}}{k_{\alpha n}\mu_{g\max}d_2 + \mu_{2\max}D_2 + \frac{P}{\pi}} - \frac{\Delta l_{\max}}{\frac{1}{k_S} + \frac{1}{k_P}}, \quad N_{j\min} \geq 0 \quad (240)$$

$$N_{j\max} = \frac{2T_{W\max}}{k_{\alpha n}\mu_{g\min}d_2 + \mu_{2\min}D_2 + \frac{P}{\pi}} - \frac{\Delta l_{\min}}{\frac{1}{k_S} + \frac{1}{k_P}}, \quad N_{j\max} \geq 0 \quad (241)$$

- missä  $T_W$  = ruuvin kiristysvääntömomentti (työkalun asetus)  
 $d_2$  = ruuvin kylkihalkaisija =  $d - \frac{3}{8}\sqrt{3}P$  metriselle ISO-kierteelle  
 $D_2$  = ruuvin kannan kitkahalkaisija =  $\frac{1}{2}(d_{k1} + D_{k1})$   
 $d_{k1}$  = ruuvin kannan ja aluslevyn välisen kosketuspinnan sisähalkaisija  
 $D_{k1}$  = ruuvin kannan ja aluslevyn välisen kosketuspinnan ulkohalkaisija  
 $\mu_g$  = ruuvin kierteen ja kierrereian välinen kitkakerroin  
 $\mu_2$  = ruuvin kannan ja aluslevyn välinen kitkakerroin  
 $k_{\alpha n}$  = kylkikulmakerroin =  $1/\cos(\alpha_n/2)$  tavallisille harjakiertheille  
 $\approx 1,155$  metrisille ISO-kierteille ja tuumaisille UNC ja UNF kierteille  
 $\alpha_n$  = kierteen kylkikulma  
 $= 60^\circ$  metrisille ISO-kierteille ja tuumaisille UNC ja UNF kierteille  
 $P$  = kierteen nousu  
 $\Delta l$  = liitoksen asettuman summa  
 $k_S$  = ruuvin jousivakio, kaava (244)  
 $k_P$  = alustan puristuskartion jousivakio, kaava (245)

Esikiristysvoiman minimiarvoa  $N_{j\min}$  käytetään liitoksen leikkausvoimien kantokyvyn arvioinnissa ja maksimiarvoa  $N_{j\max}$  käytetään ruuvien jännitystarkastelussa. Liitoksessa tapahtuu suurin asettuminen välittömästi liitoksen kiristämisen jälkeen, siis ennen liitoksen ulkoista kuormitusta. Sen vuoksi esikiristysvoiman minimiarvossakin  $N_{j\min}$  voidaan ottaa huomioon pienin oletettavissa oleva asettuminen  $\Delta l_{\min}$ .

### 6.6.2.8 Liitoksen asettuminen

Liitospintojen asettuminen riippuu hyvin monista tekijöistä ja asettumisen arvioiminen ilman tapauskohtaisia laboratoriokokeita on varsin epämääräistä. Karkeasti asettumisen suuruutta voidaan arvioida liitettävien osien pinnankarheuksien perusteella seuraavasti

$$\Delta l = \Delta l_k + \Delta l_g = \sum_{i=1}^n (a_{ki} R_{zi}) + \Delta l_g \quad (242)$$

missä  $\Delta l_k$  = liitospintojen asettuma  
 $\Delta l_g$  = kierteen asettuma  
 $n$  = liitospintojen lukumäärä  
 $R_{zi}$  = liitoksen pinnan  $i$  profiilinsyvyys  
 $a_{ki}$  = profiilinsyvyyden asettuvan osan määrittävä kerroin

Kontaktissa on kaksi pintaa. Liitospintoina on otettava huomioon kaikki liitoksessa puristuksissa olevat pinnat (esimerkiksi ruuvin kannan pinta, aluslevyn pinnat, päätylevyn pinnat, vuorauslevyn pinnat ja runkopalkin pinta eli yhteensä kahdeksan pintaa).

Pintojen profiilinsyvyydelle  $R_z$  on likimäärin voimassa (Pere, 1995, s. 21-11)

$$R_z \approx \begin{cases} 4R_a, & \text{kun } R_a > 2,5 \mu\text{m} \\ 5R_a, & \text{kun } R_a < 2,5 \mu\text{m} \end{cases} \quad (243)$$

missä  $R_a$  on pinnan profiilin keskipoikkeama. Bulten Stainlessin tuote-esitteessä (Technical information 11:4) ehdotetaan, että  $a_k R_z = 4 \mu\text{m}$ , kun pinnan profiilinsyvyys  $R_z$  on yli  $16 \mu\text{m}$ , ja muulloin  $a_k R_z = 2 \mu\text{m}$ . Samassa lähteessä on esitetty kierteen asettumiseksi  $\Delta l_g = 5 \mu\text{m}$  hiiliteräsruuveille ja  $\Delta l_g = 7 \mu\text{m}$  ruostumattomasta teräksestä valmistetuille ruuveille. Liitospintojen asettumisen ylärajaa voidaan arvioida myös kutitusliitosten mitoituksessa käytettävän kertoimen  $a_k = 0,4$  arvon perusteella.

Maalipintojen asettuminen on niin merkittävää, että teräsrakenteiden kitkapintoja ei yleisesti maalata tavallisilla maaleilla. Työtasojen kannattimia kiinnitetään kuitenkin maalatuille pinnoille. Tällaisten liitosten ei voida olettaa kantavan merkittäviä vääntömomenteja, ellei samanaikaisesti vaikuta riittävän suuri taivutusmomentti, joka saa aikaa kitkakapasiteettia löystyneiden ruuvien kantojen ja päätylevyn välisessä kontaktissa ja kontaktissa puristuslaipan kohdalla. Maalipinnan asettumisen suuruutta ei tutki-



ta tarkemmin, koska mitoitus voidaan tehdä olettamalla esikiristyksen hävinneen kokonaan.

Ruostumattomasta teräksestä valmistettujen ruuvien tapauksessa on erityisesti kiinnitettävä huomiota asettumiseen. Lähteen (Euro Inox, 2002) mukaan ruostumattomasta teräksestä valmistettuja kiinnityksiä ei saa suunnitella kitkaliitoksiksi murto- eikä käyttörajatilassa, ellei niiden hyväksyttävyyttä voida osoittaa kokeellisesti ko. sovellutuksessa.

#### 6.6.2.9 Ruuvien ja alustan joustavuus

Kierrereikään asennettavan täyskierteisen ruuvien jousivakio  $k_S$  voidaan laskea yhtälöstä (Verho 1997 s. 199, Barron 1998 s. 184)

$$k_S = \frac{\pi}{4} E_S \left( \frac{0,4}{d} + \frac{l_k + 0,5d}{d_{sp}^2} \right)^{-1} \quad (244)$$

- missä  $E_S$  = ruuvimateriaalin kimmomoduuli  
 $d$  = ruuvien nimellishalkaisija (kierteen ulkohalkaisija)  
 $l_k$  = liitospaksuus, kuva 145  
 $d_{sp}$  = kierteen jännityshalkaisija  $d - \frac{1}{2}\sqrt{3}P$  metriselle ISO-kierteelle  
 $P$  = kierteen nousu

Lujuusluokan 80 ruostumattomien ruuvien kylmämuokatun kierreosan kimmomoduuli on noin 150 000 N/mm<sup>2</sup> (Bulten Stainless, s. 17).

Alustan jousivakio  $k_P$  voidaan laskea yhtälöstä (Verho 1997 s. 200...201)

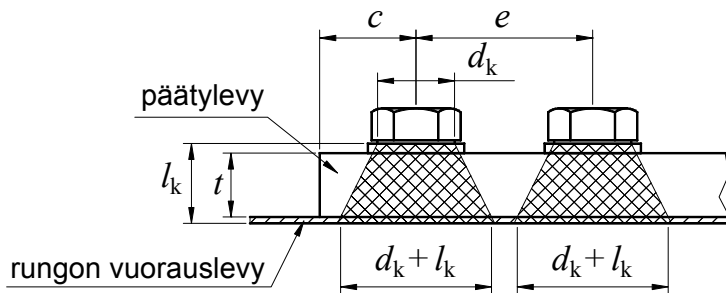
$$k_p = \frac{\pi}{8l} E_p \left[ 2(d_k^2 - d_p^2) + d_k l_k \cdot (k + 2)k \right] \quad (245)$$

missä  $E_p$  = alustan kimmomoduuli  
 $d_k$  = ruuvin kannan kosketushalkaisija, kuva 145  
=  $0,903 \cdot s_S$  metrisille ISO-kierteille  
 $s_S$  = ruuvin avainväli  
 $d_p$  = vapaareiän halkaisija  
 $l_k$  = liitospaksuus  
 $k$  =  $\left( \frac{l_k}{d_k + l_k} \right)^{0,2}$  kierrereikä – ruuvi -liitoksille

Kaavaan liittyvät mitat on esitetty kuvassa 145. Kaava (245) on voimassa, kun ruuvien sijainneille on voimassa ehdot

$$\begin{aligned} c &\geq \frac{1}{2}(d_k + l_k) \\ e &\geq d_k + l_k \end{aligned} \quad (246)$$

Näitä ehtoja voidaan pitää kriteereinä hyvin suunnitellulle liitokselle (Verho 1997 s. 217).



Kuva 145. Ruuviliitoksen puristuskartioon liittyviä mittoja.

#### 6.6.2.10 Pintapaine ruuvin kannan alla

Liitoksen asettumisen vähentämiseksi ja esitettyjen laskentamenetelmien pätevyyden varmistamiseksi on syytä tarkistaa ruuvin kannan ja alustan välinen pintapaine. Pintapaine tulee tarkistaa kannan ja aluslevyn välisellä pinnalla sekä aluslevyn ja päätylevyn välisellä pinnalla. Oletetaan paineen leviävän enintään kulmassa 1:1 aluslaatan paksuuden läpi. Tällöin saadaan pintapaineille lausekkeet

$$p_1 = \frac{N_S}{\frac{\pi}{4}(D_{k1}^2 - d_{k1}^2)}$$

$$p_2 = \frac{N_S}{\frac{\pi}{4}(D_{k2}^2 - d_{k2}^2)}$$
(247)

- missä  $p_1$  = pintapaine ruuvin kannan ja aluslevyn välisellä pinnalla  
 $p_2$  = pintapaine aluslevyn ja päätylevyn välisellä pinnalla  
 $N_S$  = normaalivoima ruuvissa  
 $d_{k1}$  = ruuvin kannan ja aluslevyn välisen kosketuspinnan sisähalkaisija  
 $D_{k1}$  = ruuvin kannan ja aluslevyn välisen kosketuspinnan ulkohalkaisija  
 $d_{k2}$  = aluslevyn ja alustan välisen kosketuspinnan sisähalkaisija  
 $D_{k2}$  = aluslevyn ja alustan välisen kosketuspinnan ulkohalkaisija

Pintapainealueiden halkaisijat ovat

$$d_{k1} = \max(d_p + 2v_p - 2s_w, d_w)$$

$$D_{k1} = d_k$$

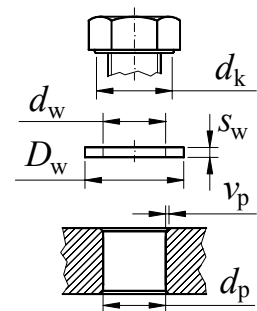
$$d_{k2} = d_p + 2v_p$$

$$D_{k2} = \min(d_k + 2s_w, D_w)$$
(248)

- missä  $d_k$  = ruuvin kannan kosketushalkaisija  
=  $0,903 \cdot s_S$  normaaleille ruuvin kannoille  
 $s_S$  = ruuvin avainväli  
 $D_w$  = aluslevyn ulkohalkaisija  
 $d_w$  = aluslevyn reiän halkaisija  
 $s_w$  = aluslevyn paksuus  
 $d_p$  = vapaareiän halkaisija  
 $v_p$  = vapaareiän viiste

Kaavoissa tarvittavat mitat on esitetty kuvassa 146. Pintapaineet eivät saa ylittää materiaalin rajapintapainetta. Rajapintapaine on yleensä suurempi kuin materiaalin myötölujuus ja pienempi kuin vetomurtolujuus (paitsi valuraudoille). Päätylevyille voidaan käyttää seuraavia rajapintapaineita (Verho, 1997)

- 260 N/mm<sup>2</sup> teräkselle S235  
420 N/mm<sup>2</sup> teräkselle S355  
210 N/mm<sup>2</sup> austeniittisille ruostumattomille teräksille



Kuva 146. Liitoksen mittoja.

Aluslevyjen pintapainetta ei tarvitse tarkistaa, jos käytetään ruuvin lujuusluokalle sopivia aluslevyjä ja asiallisen kokoisia vapaareikiä. Ruuvin kannan pintapaineenkestoa ei

tarvitse tarkistaa, jos käytetään sopivia aluslevyjä. On syytä huomata, että tavalliset aluslaatat ovat liian pehmeitä tavallisille ruuveille. Esimerkiksi lujuusluokkien 8.8 ja (A4-)80 ruuveille on käytettävä kovia aluslaattoja.

### 6.6.3 Väätömomentin ja leikkausvoiman hallinta

Päätylevyliitoksessa väätömomentin ja leikkausvoiman kantavat käyttötilassa kitkavoimat ja murtotilassa ruuvien leikkaus. Yleensä ruuvien leikkauskapasiteetti on huomattavasti suurempi kuin kitkakapasiteetti. Työtasojen mitoituskuorma on kuitenkin yleensä huomattavasti suurempi kuin käyttökuorma, joten käyttötilan mukaisen kitkakapasiteetin käyttöasteen lisäksi on yleensä tarkistettava myös ruuvien kestävyyskäyttöasteet kohdassa 6.6.4, s. 235, esitetyllä tavalla.

#### 6.6.3.1 Kitkakapasiteetti yhden ruuvin kohdalla

Päätylevyn ja alustan välisessä kontaktissa kitkakapasiteetti on

$$F_{\mu 1R} = \mu_1 N_{P1} \quad (249)$$

missä  $\mu_1$  on päätylevyn ja alustan välinen kitkakerroin ja  $N_{P1}$  on päätylevyn ja alustan välinen normaalivoima.

Rungon kierrereikään ruuvattu ruuvi toimii jäykän ulokepalkin tavoin, joten myös ruuvin kannan ja päätylevyn välisessä kontaktissa on kitkakapasiteettia. Tämä kapasiteetti tulee käyttöön vasta kun liukuminen päätylevyn ja alustan välisessä kontaktissa on jo alkanut. Tätä ennen ruuvin kannan ja päätylevyn väliset kitkavoimat ovat nollan suuruisia, koska kitkavoimien syntyminen edellyttää ruuvien vähäistä taipumista ja ruuvien taipuminen edellyttää liukumista päätylevyn ja alustan välisessä kontaktissa tai päätylevyn irtoamista alustasta.

Jos päätylevy irtoaa alustasta, liitoksen jäykkyys käärii. Jos päätylevy irtoaa alustasta tai päätylevyn ja alustan välisessä kontaktissa esiintyy liukumista, ruuveihin kohdistuu muiden rasitusten lisäksi kitkavoimien mukainen taivutusmomentti.

Yleensä vaaditaan, että päätylevy ei saa irrota alustasta. Yleensä vaaditaan lisäksi, että päätylevyn ja alustan välinen kitkakapasiteetti  $F_{\mu 1R}$  on riittävä, jotta ruuveihin ei kohdistuisi taivutusmomenttia kyseisen kitkakapasiteetin loputtua. Näillä perusteilla ruuvin kannan ja päätylevyn välistä kitkakapasiteettia ei voida yleensä hyödyntää.

Sen sijaan löystyneissä liitoksissa ruuvin kannan ja päätylevyjen välinen kitkakapasiteetti on käytössä. Tämän kitkakapasiteetin suuruus on

$$F_{\mu 2R} = \mu_2 N_{p2} \quad (250)$$

missä  $\mu_2$  on ruuvin kannan ja päätylevyn välinen kitkakerroin ja  $N_{p2}$  on ruuvin kannan ja päätylevyn välinen normaalivoima. Kitkakapasiteettia esiintyy myös puristuslaipan kohdalla. Kun ruuvin esikiristysvoima on  $N_j = 0$ , niin  $N_{p2} = F_t$ , missä  $F_t$  on ulkoinen ruuvivoima.

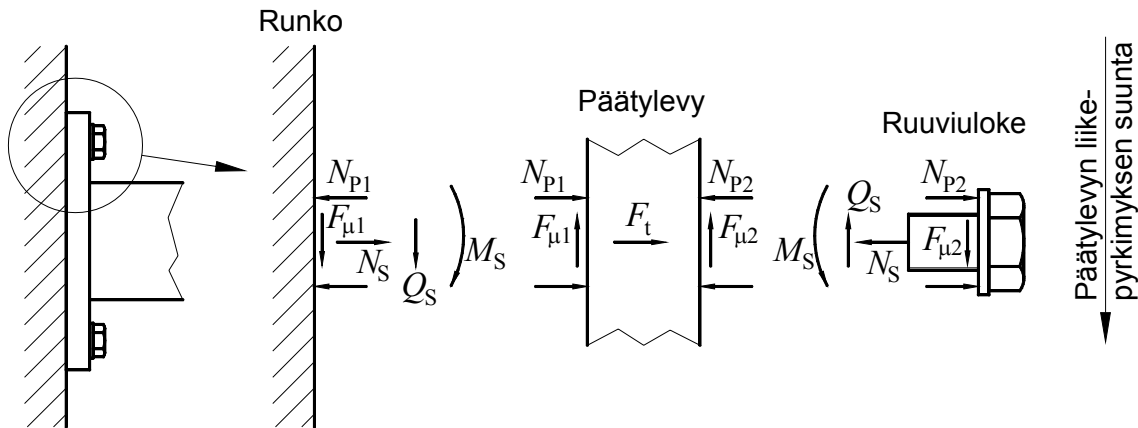
Kitkakapasiteetin suuruus kasvaa liitokseen kohdistuvan taivutusmomentin  $M$  kasvaessa, koska  $F_{\mu 2R}$  kasvaa, kun  $F_t$  kasvaa. Tästä syystä myös maalattuihin pintoihin kiinnitetyissä kannattimissa, joiden ruuvit ovat löystyneet maalikalvon asettumisen vuoksi, voidaan saavuttaa kitkaliitoksen ominaisuuksia. Tällöin on kuitenkin otettava huomioon kuorman liikkuvuus. Kuorma voi liikkua siten, että taivutusmomentin ja vääntömomentin suhteet muodostuvat epäedullisemmiksi, jolloin liitoksessa tapahtuu liukumista. Tästä syystä esimerkiksi maalattuihin pintoihin kiinnitettäviin kitkaliitoksiin on kohdistuttava aina riittävästi taivutusmomenttia, jota aiheuttaa myös rakenteen oma paino.

Löystyneissä liitoksissa ruuvien esikiristysvoiman  $N_j$  voidaan olettaa hävinneen, mistä syystä ruuvissa ei ole merkittäviä esikiristyksestä aiheutuvia normaali- tai vääntöjännityksiä. Tässä tilanteessa ruuveihin kohdistuville taivutusmomenteille on yleensä riittävästi kestävyyskapasiteettia.

Liitoksen mitoituksessa lienee järkevintä olettaa kitkakapasiteettia olevan vain päätylevyn ja alustan välisessä kontaktissa tai päätylevyn ja ruuvin kannan välisessä kontaktissa. Ensimmäisessä tapauksessa ruuvien jännitykset lasketaan suurimmalla mahdollisella

esikiristyksellä ja vaaditaan, että päätylevy ei irtoa alustasta. Jälkimmäisessä tapauksessa oletetaan esikiristytyksen löystyneen, mutta otetaan huomioon ruuveihin kohdistuva taivutusmomentti ja kuorman liikkuvuus.

Liitoksessa esiintyvät voimasuureet on esitetty kuvassa 147. On huomattava, että edellisen tulkinnan mukaisesti kaikki esitetyt voimasuureet eivät esiinny samanaikaisesti.



Kuva 147. Esikiristettyyn liitokseen kohdistuvat voimat. Voimat  $N_{p1}$  ja  $N_{p2}$  jakautuvat renkaan muotoisina ruuvin ympärille.

### 6.6.3.2 Kitkakapasiteetti kiertymisakselin kohdalla

Päätylevyliitoksessa esiintyy kitkavoimia levyyn liittyvän palkin puristuksella kuormittuvien laippojen alueella. Tämän kitkakapasiteetin suuruus riippuu liitoksen voimasuureiden jakaantumisavasta, ks. kuvaa 136, s. 216. Kitkakapasiteetilla on vain harvoin merkitystä liitoksissa, joiden voimasuureet jakaantuvat kuvan 136 tapauksen (a) mukaisesti. Tästä syystä käsitellään vain tapaukset, joissa voimat jakaantuvat tapauksen (b) tai (c) mukaisesti. Kitkakapasiteetti on

$$F_{\mu f R} = \mu_1 N_f \quad (251)$$

missä  $\mu_1$  on päätylevyn ja alustan välinen kitkakerroin ja  $N_f$  on kosketusnormaalivoima yhtälöstä (232), s. 218. Kuvan 136 tapauksessa (c) kiertymisakselin kohdalla ei ole kosketusnormaalivoimaa  $N_f$ , jolloin myös  $F_{\mu f R} = 0$ .

### 6.6.3.3 Liitoksen kantokyky kitkavoimilla

Jokaisen ruuvin kohdalla voi esiintyä maksimissaan yhtälöiden (249) tai (250), s. 230, mukaiset kitkavoimat  $F_{\mu 1R}$  ja  $F_{\mu 2R}$  sekä puristetun laipan alueella yhtälön (251), s. 232, mukainen kitkavoima  $F_{\mu R}$ . Puristuspuolelle mahdollisesti jäävien ruuvien esiki-ristys, jos sitä on jäljellä, antaa myös kitkakapasiteettia. Näille ruuveille ulkoisen voiman  $F_t$  oletetaan olevan nolla. Liitoksessa esiintyvät todelliset kitkavoimat  $F_\mu$  ovat

$$F_\mu = \eta_\mu \cdot F_{\mu R} \quad (252)$$

missä  $\eta_\mu$  on kitkavoimien käyttöaste ja  $F_{\mu R}$  kitkakapasiteetti. Liitos liukuu, kun  $\eta_\mu = 100\%$ . Kitkaliitoksille tarkistetaan, että seuraava ehto toteutuu:

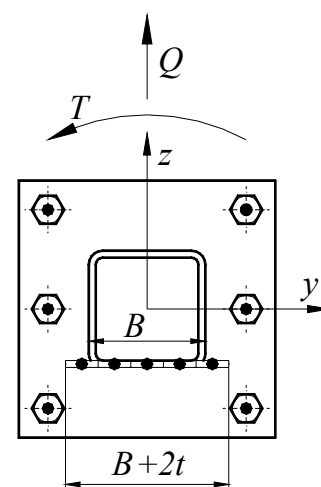
$$\eta_\mu < 100\% \quad (253)$$

Kitkakapasiteetin käyttöasteen tarkistamiseksi on määritettävä liitoksessa vallitsevien kitkavoimien suunnat ja suuruudet. Oletetaan kaikkien kitkakapasiteettien käyttöasteen olevan sama, vaikka rajatilaa ei olisi saavutettu.

Puristetun laippa-alueen viivamainen kosketuskuvio on hyvä jakaa riittävän moneen osaan suuremman laskennallisen liukumiskestävyyden saavuttamiseksi. Kun oletetaan, että puristusaine leviää laipasta päätylevyn paksuuden yli kitkapinnalle kulmassa 1:1, saadaan viivamaisen kosketuskuvion pituudeksi  $B + 2t$ , missä  $B$  on putkipalkin laipan leveys ja  $t$  on päätylevyn paksuus.

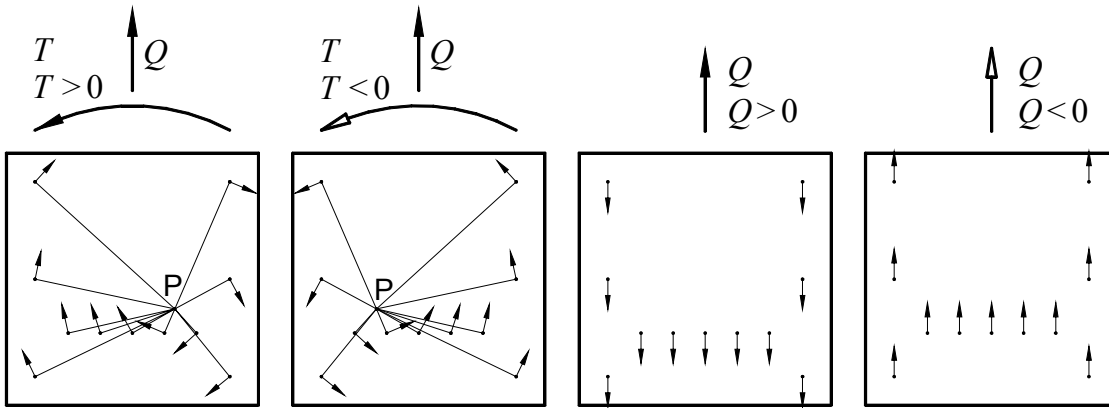
Oletetaan ruuvien ja puristuslaipan kohdalla esiintyvien kitkavoimien vaikutusalueiden keskittyvän kuvassa 148 mustatuilla ympyröillä merkittyihin kitkakeskittymiin. Kuvassa palkin laipan puristusalue on jaettu viiteen kitkakeskittymään.

Kitkavoimien suunnat asettuvat siten, että niiden normaalien leikkauspisteet leikkaavat samassa pisteessä P. Tämä piste on liitoksen vapaa kiertymiskeskistö, jonka ympäri liitos pyrkii kiertymään.



Kuva 148. Kitkakeskittymät.

Kuvassa 149 on esitetty kitkavoimien suunnat eri kuormitustapauksissa, kun kiertymiskeskien P sijainti on tunnettu. Kuvan kitkakeskittymät ovat samoissa asemissa kuin kuvassa 148. Symmetriasta johtuen tapauksissa, joissa vääntömomentti  $T = 0$ , kiertymiskeskio sijaitsee epämääräisesti  $y$ -akselin positiivisessa tai negatiivisessa äärettömyydessä.



Kuva 149. Päätylevyyden kohdistuvat voimat eri tavoin kuormitetuissa päätylevy-liitoksissa. Kuvassa ovat positiiviset suunnat, vrt. kuvaan 2, s. 7.

Momenttisumma kiertymiskeskien P ympäri ja koordinaattiakselien suuntaiset voimasummat ovat

$$\begin{aligned} \sum T_P &= T - Q \cdot y_P - \operatorname{sgn}(T) \cdot \sum_{i=1}^n R_i F_{\mu i} = 0 \\ \sum F_y &= \sum_{i=1}^n F_{\mu i} \cos \varphi_i = 0 \\ \sum F_z &= \sum_{i=1}^n (F_{\mu i} \sin \varphi_i) - Q = 0 \end{aligned} \quad (254)$$

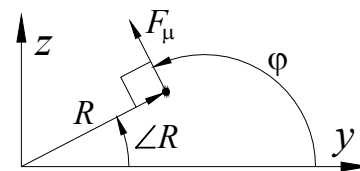
missä  $T$  = vääntömomentti  
 $Q$  = leikkausvoima  
 $n$  = kitkakeskittymien lukumäärä  
 $R_i$  = kitkavoiman  $i$  varren pituus  
 $F_{\mu i}$  = kitkavoiman  $i$  suuruus, kaava (252), s. 233  
 $y_P$  = kiertymiskeskien  $y$ -koordinaatti  
 $\varphi$  = kitkavoiman suuntakulma  
 $\operatorname{sgn}$  = etumerkkifunktio

Yhtälöryhmän ratkaisu suoritetaan numeerisesti iteroimalla kiertymiskeskien koordinaattien  $y_P$  ja  $z_P$  asemaa ja kitkakapasiteetin käyttöasteen  $\eta_{\mu}$  arvoa. Jos vääntömo-



menttia ei esiinny eli  $T = 0$ , momenttitasapainohtoa ei tarkasteta, koska kitkavoimien momenttivarsien pituudet ovat tällöin epämääräisiä.

Kuvassa 150 on esitetty yhden kitkakeskittymän kitkavoima  $F_\mu$  ja sen paikan ja suunnan määrittävät tekijät. Kuvan tapauksessa vääntömomentti  $T < 0$ . Kitkavoiman varsi jokaiselle kitkakeskittymälle voidaan määrittää seuraavasti:



Kuva 150. Kitkavoiman paikka,  $T < 0$ .

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} y - y_p \\ z - z_p \end{pmatrix} \quad (255)$$

$$R = \sqrt{(y - y_p)^2 + (z - z_p)^2}$$

missä  $\mathbf{R}$  = kitkavoiman varsivektori  
 $R$  = varsivektorin pituus = kitkavoiman varsi  
 $y$  = kitkakeskittymän  $y$ -koordinaatti  
 $z$  = kitkakeskittymän  $z$ -koordinaatti  
 $y_p$  = kiertymiskeskiön  $y$ -koordinaatti  
 $z_p$  = kiertymiskeskiön  $z$ -koordinaatti

Kitkavoiman suuntakulma  $\varphi$  saadaan kitkakeskittymän sijaintivektorin eli kitkavoiman varsivektorin  $\mathbf{R}$  suuntakulman  $\angle(y - y_p, z - z_p)$  perusteella seuraavasti:

$$\varphi = \begin{cases} \angle \mathbf{R} - \pi/2, & \text{kun } T > 0 \\ \angle \mathbf{R} + \pi/2, & \text{kun } T < 0 \\ -\pi/2, & \text{kun } T = 0 \text{ ja } Q > 0 \\ \pi/2, & \text{kun } T = 0 \text{ ja } Q < 0 \end{cases} \quad (256)$$

Kulma  $\varphi$  mitataan  $y$ -akselista kuvan 150 mukaisesti. Kulman yksikkö on radiaani.

#### 6.6.4 Ruuvien kestävyys

Murtoarajatilassa voidaan olettaa esijännityksen hävinnan (Niemi, 1992, s. 169). Ruuvien oletetaan kantavan leikkauksella, jolloin kitkavoimia ei esiinny. Kuormituksena on rakenteiden oma paino ja mitoituskuormitus (esim.  $7,5 \text{ kN/m}^2$ ). Esistandardin prEN 1993-1-8 (2003, s. 23) mukainen kestävyystarkastelu on yksinkertaistettuna seuraava:

$$\eta_v \leq 100 \% , \text{ missä } \eta_v = \frac{Q_S}{0,48 \cdot \sigma_{Rm} A_{sp}}$$

$$\eta_t \leq 100 \% , \text{ missä } \eta_t = \frac{N_S}{0,72 \cdot \sigma_{Rm} A_{sp}} \quad (257)$$

$$\eta_{v,t} \leq 100 \% , \text{ missä } \eta_{v,t} = \eta_v + \eta_t / 1,4$$

- missä  $\eta_v$  = ruuvien leikkauskestävyyden käyttöaste  
 $\eta_t$  = ruuvien vetokestävyyden käyttöaste  
 $\eta_{v,t}$  = leikkauksen ja vedon yhteisvaikutuksen käyttöaste  
 $Q_S$  = ruuvien leikkausvoima  
 $N_S$  = ruuvien normaalivoima =  $F_t$  murtorajatilassa  
 $F_t$  = ulkoinen ruuvivoima  
 $\sigma_{Rm}$  = ruuvien vetomurtolujuus  
 $A_{sp}$  = ruuvien jännityspoikkipinta-ala

Kestävyyden käyttöasteet tarkastetaan kaikille ruuveille epäedullisimmalla mitoituskuormalla. Ulkoiset ruuvivoimat  $F_t$  määritetään kohdassa 6.6.2.4, s. 215, esitetyllä tavalla. Jos ruuveihin kohdistuvat leikkausvoimat  $Q_S$  määritetään plastisuusteorian mukaisesti, voidaan käyttää samaa laskentamenetelmää kuin kitkavoimien määrittämisessä. Jos ei voida sallia ruuvien myötäämistä, on leikkausvoimat määritettävä kimmoiteoriolla. Tällainen ratkaisu on esitetty esimerkiksi lähteessä (Niemi, 1992, s. 158).

## 6.7 Kannattimien muotoilusuositukset

Tähän kohtaan on koottu edellisten kohtien muotoilusuosituksia kannattimille ja muitakin rakenteen edulliseen muotoiluun liittyviä ohjeita.

Ensisijaisesti on pyrittävä käyttämään suoria kannattimia. Jos joudutaan käyttämään haaroja, on kannattimen peruspalkki pyrittävä sijoittamaan siten, että sen molemmille puolille tulee suunnilleen yhtä pitkät haarat. Merkittävästi vääntökuormitetuissa kannattimissa peruspalkkina on hyvä käyttää neliöprofiilia, jonka seinämät ovat saman paksuisia. Sen sijaan haaroissa ja vääntökuormittamattomissa peruspalkkeissa on edullista käyttää korkeita ja kapeita palkkeja. Myös avoprofiilien käyttö näissä tapauksissa on

perusteltua. Etenkin lyhyitä haaroja olisi hyvä sallia tehtäväksi putkipalkille vaihtoehtoisesti jalkalistoista jääneistä hukkatangoista.

Haarojen on oltava peruspalkin kanssa tasakorkeita. Jos haaran alalaippa tukeutuu peruspalkin uumaan, liitos on hyvin joustava. Tällaisen konstruktion käyttö ulokehaarojen tapauksessa on tuhmausta.

Mitoituksessa on pyrittävä rakenteeseen, joka hyödyntää sekä rakenteen lujuutta että jäykkyyttä. Jos esimerkiksi kestävyuden käyttöaste on matala ja siirtymät ovat suuria, kannattaa yleensä suurentaa poikkileikkauksen ulkomittoja ja pienentää seinämänpaksuuksia. Tämän kaltaisilla menettelyillä voidaan saavuttaa sekä kestävyuden että jäykkyyden kannalta edullinen rakenne mahdollisimman alhaisilla kustannuksilla.

Putkipalkkien jiiriliitokset on syytä jäykistää, jos liitoksessa esiintyy vääntöä. Myös tapauksissa, joissa esiintyy ainoastaan taivutusmomenttia, jäykistys voi olla kannattavaa, jos optimaalinen rakenne edellyttäisi seinämiltä suurempia hoikkuuksia kuin jäykistämättömän liitoksen mitoituksessa käytettävät kaavat sallivat. Tyvi ja välihaarat voidaan ja kannattaakin yleensä jättää jäykistämättä, mutta tämä on otettava mitoituksessa huomioon.

Jos kannattimen peruspalkin pään läheisyydessä on haara, kannattaa peruspalkin pää ummistaa päätylevyllä, joka kiinnittyy putkipalkin kaikkiin neljään seinämään. Päätylevyliitoksissa ruuvit on pyrittävä sijoittamaan palkin vetolaipan yläpuolelle tai muuten mahdollisimman lähelle vetolaippaa.

## 7 TULOSTEN ARVIOINTI JA JATKOTUTKIMUSAIHEET

Tässä työssä kuormitusten selvityksen osalta on esitetty ratkaisu, joka tyydyttäne useimpia Premekonin asiakkaita. Kuormitusehdotus (1), s. 10, täyttää työtasostandardin vaatimusten lisäksi useimpien asiakkaiden esittämät vaatimukset. Perinteisesti rakenteet ovat olleet selvästi siirtymien mitoittamia. Ehdotuksen (1) käyttöönoton myötä korostuu kestävyystarkastelujen merkitys, koska kuormituksen varmuuskertoimen vaikutuksen sisältävä mitoituskuorma on melkein nelinkertainen normaaliin käyttökuormaan verrattuna.

Siirtymätarkasteluja varten työssä on esitetty standardien rajoitteiden tulkinnat, joiden avulla siirtymäanalyysien tuloksia voidaan yksiselitteisesti verrata asetettuihin siirtymärajoihin. Näitä tulkintoja voidaan soveltaa mutkikkaille palkkirakenteille, joille standardien kaksitukiselle palkille antamat taipumarajoitukset eivät ilman tulkintoja suoraan sovellu.

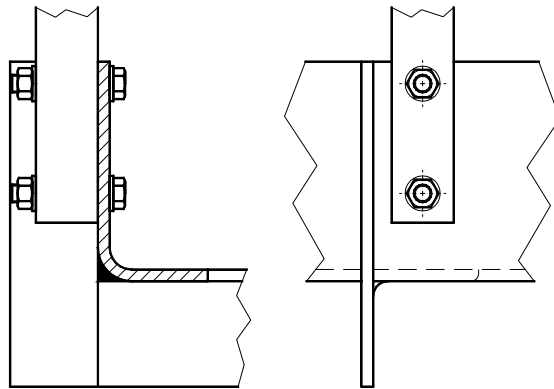
Työssä on esitetty joukko käytännön mitoitustyössä useimmiten riittävän tarkkuuden tuottavia laskentamenetelmiä. Laskentamenetelmiin sisältyy useita oletuksia. Menetelmien tuottamat tulokset ovat käytettävissä, jos oletukset pätevät sovelluskohteessa. Laskentamenetelmiin sisältyy myös laskentamenetelmien varmuuskertoimia. Näille kertoimille ei ole työssä annettu ohjearvoja, koska kyseisten kertoimien määrittäminen pitäisi perustua tarkempiin laskentamenetelmiin tai koetuloksiin. Laskentamenetelmien varmuuskertoimien määrittäminen on merkittävin jatkotutkimusaihe. Ennen kuin kyseiset jatkotutkimustulokset ovat käytettävissä, suunnittelijan on harkittava laskentamenetelmien varmuuskertoimien arvot kokemuksensa perusteella diplomityössä esitetyt yksinkertaistukset huomioon ottaen.

Materiaaliosuudessa on esitetty tärkeimpiä suunnittelussa huomioon otettavia tekijöitä. Tarkastelussa ei ole perehdytty kylmämuokkauksesta saatavan muokkauslujuuttamisen hyödyntämiseen. Tähän aiheeseen kohdistuvan kirjallisuustutkimuksen tuloksena mitoituksessa sallittavia jännitystasoja voitaisiin nostaa esimerkiksi ruostumattomasta teräksestä valmistettujen putkipalkkien tapauksessa.

Tässä diplomityössä ritilöiden tarkastelun yhteydessä on osoitettu että, tavallisilla ritilätyypeillä kiepahduskestävyys voi olla mitoituksessa määräävä tekijä. Jatkotutkimusaiheena on kiepahdustarkastelun laajentaminen siten, että tarkastelussa otetaan huomioon koko ritilän rakenne eikä vain yhtä sidetankojen välistä kannatinlattaosuutta. Tällainen jatkotutkimus saattaisi paljastaa ritilän kiepahduskestävyyden olevan vielä selvästi alhaisempi kuin tässä työssä on esitetty.

Jalkalistoille esitetyt laskentamenetelmät tarjoavat hyvän perustan jalkalistojen analysoinnille ja mittasuhteiden optimoinnille. Kuitenkin kaikissa tässä työssä esitetyissä jalkalistojen tarkasteluissa jalkalistojen sivusiirtymien on oletettu olevan estetyt. Jos työtasokehikossa on esimerkiksi vain 1-2 poikittaisjäykistettä, tämä oletus voi aiheuttaa merkittävässä määrin liian optimistisia tuloksia, ellei käytetä riittävän suurta laskentamenetelmän varmuuskerrointa. Jalkalistan epäjatkuvan sivuttaistuennan vaikutuksen huomioon ottaminen jalkalistojen kestävyystarkasteluissa on perusteltu jatkotutkimusaihe.

Myös kuorman liikkuvuuden merkitys jalkalistojen mitoituksessa kaipaisi lisäselvityksiä kohdassa 5.7.1, s. 94, esitettyjen näkökohtien perusteella. Jalkalistojen vääntöjäykisteiden tarkastelussa on rajoitettu vaatimaan lähes täysin tehollisten jäykisteiden käyttöä, jos kannatinvälillä on useita vääntöjäykisteitä. Tätä vaatimusta olisi mahdollista lieventää jatkotutkimuksien perusteella. Jalkalistan ja poikittaisjäykisteen välisen liitoksen joustavuutta ei ole tutkittu kvantitatiivisesti. Toisaalta voisi olla syytä pohtia myös kuvassa 151 esitetyn konstruktion käyttöä.



Kuva 151. Vääntöjäykisteen ja jalkalistan jäykkä liitos. Pystyjäykisteen tukivaikutus kaiteelle on merkittävä.

Kun poikittaisjäykisteen kohdalle sijoitetaan kuvan mukainen pystyjäykiste, vääntöjäykisteen ja jalkalistan välisen liitoksen voidaan riittävällä tarkkuudella olettaa olevan täysin jäykkä. Vielä merkittävämpi tukivaikutus pystyjäykisteellä on kaiteelle. Kuvassa esitettyä konstruktiota käyttäen olisi mahdollista ohentaa huomattavasti jalkalistojen seinämiä sokkeloisissa oloissa, joissa nykyisen jalkalistaprofiilin lujuusominaisuuksia ei voida käyttää hyödyksi. Näissä oloissa seinämänpaksuutta ei ole voitu ohentaa nimenomaan kaiteen riittävän jäykän tuennan aikaansaamiseksi.

Tässä työssä kannattimille on esitetty perusteelliset mitoitusohjeet. Kyseisissä tarkasteluissa ei ole määritetty estettyyn vääntöön liittyviä jännityksiä, koska niiden on oletettu olevan riittävässä määrin myötäämisen vaikutuksesta itserajoittuvia. Tämän oletuksen pätevyyttä ja kyseisen itserajoittumisen edellyttämien muodonmuutosten suuruutta saattaisi olla hyvä tutkia tarkemmin. Haaran taivutuksesta aiheutuvia kuoren taivutusjännityksiä peruspalkin laipoissa ja uumissa ei ole otettu huomioon. Näillä jännityksillä ja mahdollisesti myös estetyn väännön jännityksillä voi olla merkitystä lommahduskestävyyteen.

Kannattimen peruspalkin ja haaran välisen liitoksen jäykistäminen on perusteltua siirtymien pienentämiseksi. Tämän vuoksi putkipalkkien jäykistämättömien jiiriliitosten kestävyyttä ei ole tutkittu kvantitatiivisesti. Jos kuitenkin halutaan käyttää myös jäykistämättömiä liitoksia, tarvitaan jatkotutkimuksia liitoksen kestävyuden määrittämiseksi. Sen sijaan kuvassa 100b, s. 162, esitetyn liitoksen kestävyuden tutkiminen olisi hyvin-

kin perusteltua, koska tällainen liitos on valmistusteknisesti edullinen ja hyvän näköinen verrattuna esimerkiksi kuvassa 100c esitettyyn konstruktion.

Paperikoneen runkopalkin seinämän jouston huomioon ottamiseksi on esitetty karkea menetelmä. Tarkempien menetelmien kehittäminen tai ainakin tarkempien ohjeiden laadinta kyseisen menetelmän käytölle esimerkiksi FE-analyysien perusteella olisi tarpeellista, koska runkopalkin seinämän jousto voi aiheuttaa merkittävän osan kannattimen siirtymistä.

Päätylevyliitoksen mitoituksessa on otettu huomioon merkittävimmät mitoitukseen vaikuttavat tekijät. Liitoksen mitoitukseen liittyvien parametrien hajonta vaikuttaa kuitenkin merkittävästi tuloksiin. Esimerkiksi ruuvien kiristämiseen ja löystymiseen liittyvien parametrien ääriarvojen selvittäminen kaipaisi lisäselvityksiä. Kuitenkin se, että kaikille suureille otetaan epäedullisimmat mahdolliset arvot, johtaa usein aivan liian paljon varmuutta sisältävään mitoitukseen. Päätylevyliitoksen mitoitus olisi oiva kohde, jonka mitoituksessa olisi mahdollista hyödyntää todennäköisyyslaskennan keinoja usean parametrin hajonnan yhteisvaikutuksen aiheuttaman haitan minimoimiseksi mitoituksessa.

Tärkeä jatkotyövaihe on diplomityössä esitettyjen muotoilusuositusten saattaminen mallikuviin ja mitoitusohjeisiin. Diplomityön kirjoittamisen aikana on laadittu Excel-laskelmia, joita kannattaa edelleen kehittää käytännöllisten ja havainnollisten mitoitusohjelmien aikaansaamiseksi. Laskelmien myötä työtasorakenteesta muodostuu matemaattinen malli, jota voidaan käyttää mitoitusohjeiden tarkastamisen lisäksi myös rakenteiden optimoinnissa.

## 8 YHTEENVETO

Työtasojen on oltava turvallisia, turvallisen tuntuisia, käytännöllisiä, edullisia ja hyvän näköisiä. Suuri osa rakenteille asetetuista vaatimuksista on esitetty standardeissa tai asiakkaiden vaatimuslistoilla, mutta kyseisten vaatimusten tulkinta ei ole aina ollut yksinkertaista.

Työssä on esitetty yleisimmin epäselvyyttä aiheuttaneet paperikoneiden työskentelytasoille asetetut vaatimukset ja laadittu ehdotus mitoituksessa käytettäville kuormituksille. Standardeissa esitetyille taipumarajoitteille on esitetty tulkinta, jonka avulla rajoitteita voidaan soveltaa mutkikkaiden palkkirakenteiden mitoituksessa.

Ritilöiden tarkastelussa on osoitettu kiepahdustarkastelun tarpeellisuus. Jalkalistojen mitoituksessa on otettu jännitysten ja siirtymien lisäksi huomioon lommahdus ja työtasokehikoiden poikittaisjäykisteiden jalkalistoja tukeva vaikutus. Lisäksi on näytetty, että tyypillinen alumiinijalkalistan ylälaidan lommahdusjäykisteeksi otaksuttu levennys on usein turha.

Putkipalkista valmistettujen kannattimien mitoituksessa on tavallisesti palkeille suoritettavien siirtymä- ja kestävyystarkastelujen lisäksi kiinnitetty huomiota erityisesti vinoutuvien liitosten mitoitukseen. Tällaisia liitoksia ovat kannattimen peruspalkin ja haarojen väliset liitokset. Paperikoneiden työtasojen kannattimet ovat ulokkeita, joten liitosten ominaisuudet vaikuttavat merkittävästi mitoitukseen. Suoraan peruspalkin kylkeen liitetyn haaran kuormituksen aiheuttamat jännitykset peruspalkissa on esitetty mitoituksessa riittävällä tarkkuudella. Peruspalkin ja uloimman haaran välisen jiiriliitoksen joustavuutta on tutkittu FE-analyysillä siten, että tuloksia voidaan käyttää hyväksi käsinlaskennassa. Jiiriliitoksen kestävyyttä on tutkittu kvalitatiivisesti koekappaleiden avulla. Tällaiselle liitokselle on päädytty suosittelemaan liitoksen jäykistämistä poikittaisella vinoutumisjäykisteellä uloimman haaran pään siirtymien vähentämiseksi. Peruspalkin korkeutta matalampien haaraprofiilien käyttö on osoitettu kannattamattomaksi FE-analyysillä ratkaistun esimerkin avulla.



Kannatinpalkin kitkaliitoksena toimivan päätylevyliitoksen mitoitukselle on esitetty laskentamenetelmä, jolla voidaan tutkia liitosta, johon kohdistuu mm. taivutus- ja vääntömomenttia. Työssä on esitetty ohjeet myös vastaavasti kuormitetun putkipalkin ja päätylevyn välisen hitsausliitoksen mitoitukselle.

## LÄHTEET

Asva Oy. 2002. Tuoteluettelo. Rautaruukki Group. Saatavissa: puh. 020 47471 tai <http://www.asva.fi/>: Tuotteet ja palvelut; Esitteet ja tuoteluettelot

B1 Määräykset. 1998. Rakenteiden varmuus ja kuormitukset. Ympäristöministeriö, asunto- ja rakennusosasto. 11 s. Saatavissa:

<http://www.finlex.fi/pdf/normit/1914-b1.pdf> tai

<http://www.vyh.fi/raken/rakmk/index.htm>: Rakenteiden varmuus ja kuormitukset, määräykset.

B7 Teräsrakenteet. Ohjeet 1996. Suomen rakentamismääräyskokoelma. Ympäristöministeriö, asunto- ja rakennusosasto. 51 s. Saatavissa:

<http://www.finlex.fi/pdf/normit/1929-b7.pdf> tai

<http://www.ymparisto.fi>: Lainsäädäntö, Maankäyttö ja rakentaminen, Suomen rakentamismääräyskokoelma, B7.

Ballio G. ja Mazzolani F.M., 1983. Theory and Design of Steel Structures. 632 pages. Chapman and Hall. London. ISBN 0-412-23660-5.

Barron J., 1998. Computing the Stiffness of a Fastener. In: Bickford & al., Handbook of Bolts and Bolted Joints. pages 179...185. Marcel Dekker Inc. New York. ISBN 0-8247-9977-1.

Björk Timo. 1988. Myötöviivateorian sovellutuksia. In: RIL 167-1, Teräsrakenteet I. s. 188...200. Suomen Rakennusinsinöörien Liitto RIL ry. Helsinki. ISBN 951-758-181-5. ISSN 0356-9403.

Bulten Stainless. Stainless and acid-proof steel fasteners. Technical information 11:4. Bulten Stainless Industry AB. Svartå, Sweden.

British Steel Tubes & Pipes. 1997. SHS Jointing: Flowdrill & Hollobolt (). Tuote-esite. Saatavissa: <http://www.civil.port.ac.uk/britishsteel/pdfs/td384.pdf> tai <http://www.civil.port.ac.uk/britishsteel/>; Corus (SHS); Flowdrill & Hollobolt.

Cheal B., 1994. Design of connections. In: Graham & al., Steel Designers's guide. The Steel Construction Institute. pages 707...778. University Press. Cambridge. ISBN 0-632-03877-2.

prEN 1993-1-1. 2003 (draft 19.5.2003). Eurocode 3: Design of Steel Structures, Part 1.1: General rules and rules for buildings. European Standard, CEN. Brussels. Suomen yhteyshenkilö: Jouko Kouhi / VTT Rakennus ja yhdyskuntatekniikka / Teräsrakenteet. Email: [jouko.kouhi@vtt.fi](mailto:jouko.kouhi@vtt.fi).

prEN 1993-1-3. 2003 (draft 30.9.2003). Eurocode 3: Design of Steel Structures, Part 1.3: General rules, Supplementary rules for cold-formed thin gauge members and sheeting. European Standard, CEN. Brussels. Suomen yhteyshenkilö: Jouko Kouhi / VTT Rakennus ja yhdyskuntatekniikka / Teräsrakenteet. Email: [jouko.kouhi@vtt.fi](mailto:jouko.kouhi@vtt.fi).

prEN 1993-1-4. 2003 (draft 21.10.2003). Eurocode 3: Design of Steel Structures, Part 1.4: General rules, Stainless steels. European Standard, CEN. Brussels. Suomen yhteyshenkilö: Jouko Kouhi / VTT Rakennus ja yhdyskuntatekniikka / Teräsrakenteet. Email: [jouko.kouhi@vtt.fi](mailto:jouko.kouhi@vtt.fi).

prEN 1993-1-5. 2003. (draft 19.9.2003). Eurocode 3: Design of Steel Structures, Part 1.5: Plated structural elements. European Standard, CEN. Brussels. Suomen yhteyshenkilö: Jouko Kouhi / VTT Rakennus ja yhdyskuntatekniikka / Teräsrakenteet. Email: [jouko.kouhi@vtt.fi](mailto:jouko.kouhi@vtt.fi).

prEN 1993-1-8. 2003. (draft 5.5.2003). Eurocode 3: Design of Steel Structures, Part 1.8: Design of Joints. European Standard, CEN. Brussels. Suomen yhteyshenkilö: Jouko Kouhi / VTT Rakennus ja yhdyskuntatekniikka / Teräsrakenteet. Email: [jouko.kouhi@vtt.fi](mailto:jouko.kouhi@vtt.fi).

prEN 1999-1-1. October 2002. Eurocode 9: Design of Aluminium Structures, Part 1.1: General structural rules. European Standard, CEN. Brussels. Suomen yhteyshenkilö: Jouko Kouhi / VTT Rakennus ja yhdyskuntatekniikka / Teräsrakenteet. Email: jouko.kouhi@vtt.fi.

Engineering Systems Ltd, Limcon 3, Teräsrakenteiden liitosten mitoitusohjelma. Hemel Hempstead Herts, United Kingdom. Puh. +44 144 226 2647. Saatavissa: <http://www.steel-connections.com/> tai [sales@steel-connections.com](mailto:sales@steel-connections.com)

Ervasti Alpo. Puhelinkeskustelu 6.4.2004. puh. 020 5922 248. Rautaruukki Oyj, Raahe. Tekninen asiakaspalvelu. <http://www.rautaruukki.fi/>: Tuotteet ja palvelut, Tekninen asiakaspalvelu.

Euro Inox. 2002. Ruostumattomien terästen käyttö kantavissa rakenteissa. Suomenkielinen käännös kirjasta Design Manual for Structural Stainless Steel. Diamant Building. Brussels. Toinen painos. 164 s. Saatavissa: VTT Building and Transport / Steel Structures. Saatavissa: [www.euro-inox.org/](http://www.euro-inox.org/): >>enter here<<; Menu; Area of Interest; Architecture, building and construction; The Euro-inox Building Series; Design Manual for Structural Stainless Steel. ISBN 2-87997-043-1.

Häme Maire. Puhelinkeskustelu 25.2.2004. Stalatube Oy, puh. 03-882 190. <http://www.stalatube.com> .

Ingman Jukka. Puhelinkeskustelu, 25.2.2004. Trader Ingman Oy, puh. 09-344 5544. <http://www.traderingman.fi>

Karhunen J. & al., Lujuusoppi. Julkaisu 543. 5. korjattu painos. 571 s. Otatieto Oy. Helsinki. ISBN 951-672-253-9.

Kato, B., Mukai, A. 1982. Bolted tension flanges joining square hollow section members. CIDECT Report 8B82/3-E. University of Tokyo. Japan.

Kouhi Jouko. 1988. Lommahduksen ja nurjahduksen yhteisvaikutus. In: RIL 167-1, Teräsrakenteet I. s. 256...258. Suomen Rakennusinsinöörien Liitto RIL ry. Helsinki. ISBN 951-758-181-5. ISSN 0356-9403.

Kähönen Asko, Niemi Erkki. 1986. Distortion of a double symmetric box section subjected to eccentric loading – using the beam on elastic foundation approach. Tutkimusraportti no 36. Koneenrakennuksen laitos. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu. ISBN 951-763-389-0. ISSN 0357-5594.

Kärkkäinen Onni. Puhelinkeskustelu 25.2.2004. Starckjohann Steel Oy Ab, Lappeenrannan myyntiyksikkö, puh. 05-229 4961. <http://www.starckjohannsteel.fi/>.

Laitinen Esko & al. 1997. Kaavasto: Matematiikan, fysiikan, mekaniikan ja lujuusopin peruskaavoja. Tammertekniikka. Gummerus Kirjapaino Oy. Jyväskylä. ISBN 951-9004-42-4.

Lassila Veikko. 1992. Vapaa vääntö. In: Lujuusoppi, Julkaisu 543. 5. korjattu painos. s. 169...238. Otatieto Oy. Helsinki. ISBN 951-672-253-9.

Lehtinen Ilkka. 2000. Hitsatut profiilit, Käsikirja. Teräsrakenneyhdistys ry. Otavan Kirjapaino Oy, Keuruu. Saatavissa: puh. 09 1728 4290 tai <http://www.try.vtt.fi>: Suunnittelun apuvälineet; Hitsattujen profiilien käsikirja tai <http://mango2.vtt.fi:84/virtual/try/public/Try113.htm>

LTKK, 1986. AGIFAP 6.1, Advanced Graphical Interactive Frame Analysis Package. Tietokoneohjelma FE-palkkianalyysiin. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu. Konetekniikan osasto. Ohjelman Windows-versio: OME-software Oy, 040-540 2321, <http://www.ome-software.fi/>

MET 26/1984. Korroosionesto tuotesuunnittelussa. Tekninen tiedotus. 127 s. Suomen metalliteollisuuden keskusliitto. ISBN 951-817-222-6.

Murray T.M., 1990. Design Guide for Extended End Plate Moment Connections. In: Steel Design Guide 4, American Institute of Steel Construction.

Niemi Erkki. 1980. Hitsausliitosten suunnitteluohjeita sauva- ja palkkirakenteita varten. 80 s. Tekninen tiedotus 2/80. Suomen metalliteollisuuden keskusliitto. Helsinki. ISBN 951-817-052-5. ISSN 0357-7368.

Niemi Erkki. 1992. Pulttiliitokset. In: RIL 167-2, Teräsrakenteet II. s. 143...177. Suomen Rakennusinsinöörien Liitto RIL ry. Helsinki. ISBN 951-758-269-2. ISSN 0356-9403.

Niemi Erkki. 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. 136 s. Tekninen tiedotus 2/2003. Teknologiateollisuus ry. Helsinki. ISBN 951-817-813-5. Saatavissa: puh. 09 19231

Niemi E., Kemppi J., 1993. Hitsatun rakenteen suunnittelun perusteet. 337 s. Painatuskeskus, Opetushallitus. Helsinki. ISBN 951-37-1115-3.

Packer J. A., Henderson J.E., 1997. Hollow Structural Section Connections and Trusses, A Design Guide. Second Edition, First Printing. 448 pages. Canadian Institute of Steel Construction. ISBN 0-88811-086-3.

Pere Aimo. 1995. Koneenpiirustus 2. Kirpe Oy, Espoo

Pennala Erkki. 1982. Lujuusopin perusteet. Otakustantamo, julkaisu 407. Toinen korjattu painos. 352 s. Espoo. ISBN 951-671-311-4.

Piironen Kaarina. Puhelinkeskustelu 27.2.2004. puh. 05-544 4540. Kontino Oy, Kouvolan myyntialue. <http://www.kontino.fi> .

Puska Markku. Puhelinkeskustelu 12.1.2004, puh. 09 6825 2280. Nordic Aluminium Oy. <http://www.nordicaluminium.fi/>

Råde L., Westergren B., 2001. Mathematics Handbook for Science and Engineering. Fourth edition. 546 pages. Studentlitteratur, Lund, Sweden. ISBN 91-44-00839-2

Saikkonen Matti. 1992. Taivutus. In: Lujuusoppi, Julkaisu 543. 5. korjattu painos. s. 76...166. Otatieto Oy. Helsinki. ISBN 951-672-253-9.

Salmi Pekka. Puhelinkeskustelu 12.1.2004, puh. 016 452 676. AvestaPolarit Stainless Oy.

SFS-EN ISO 14122-2. 2001. Koneturvallisuus. Koneiden kiinteät kulkutiet. Osa 2: Työskentelytasot ja kulkutasot. Standardi. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

SFS-EN ISO 14122-3. 2001. Koneturvallisuus. Koneiden kiinteät kulkutiet. Osa 3: Portaatt, porrastikkaat ja suojakaiteet. Standardi. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

SFS-ENV 1993-1-1. 1993. Eurocode 3. Teräsrakenteiden suunnittelu, osa 1-1. Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt. Esistandardi. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 324 s. + 111 liites.

Silvennoinen Sakari. 2000. Rautaruukin terästuotteet. Suunnittelijan opas. 6. painos. 320 s. Saatavissa: Rautaruukki Steel, Raahel, puh. 08 849 11. ISBN 952-5010-32-5.

Sorvali Kari. Puhelinkeskustelu 27.2.2004, puh. 020 4747 05. Asva Oy, Kouvolan myyntikonttori. <http://www.asva.fi/> .

Stala Oy. 6 / 2000. Stainless for Construction: Stalatable Normit. Tuote-esite. Saatavissa: puh. 03 882 190 tai <http://www.stalatable.com/> : Sisään; Esitteet; Stalatable Norms tai <http://www.stalatable.com/fi/downloads.htm> .

Timoshenko S. 1958. Strength of Materials, part II, Advanced theory and problems. 3. painos 1983, 572 s. Robert E. Krieger Publishing company, Malabar, Florida. ISBN 0-88275-421-1.

Trahair N. S., 2001. Moment Capacities of Steel Angle Sections. Verkkodokumentti. Tutkimusraportti. 24 s. Australia: University of Sydney. Saatavissa: <http://www.civil.usyd.edu.au/publications/r809.pdf>

Trahair N. S., 2002. Lateral Buckling Strengths of Steel Angle Section Beams. Verkkodokumentti. Tutkimusraportti. 36 s. Australia: University of Sydney. Saatavissa: <http://www.civil.usyd.edu.au/publications/r812.pdf>

Vainio Hannu. 2000. Rautaruukin putkipalkkikäsikirja. Korjattu uusintapainos. 352 s. Saatavissa: Rautaruukki Oyj Metform, Hämeenlinna, puh. 03 528 60. ISBN 952-5010-46-5.

Valtanen Esko. 2002. Tekniikan taulukkokirja. 1056 s. Genesis-Kirjat Oy, Jyväskylä. ISBN 952-9867-07-7

Verho Arto. 1997. Ruuviliitokset ja liikeruuvit. In: Airila & al., Koneen osien suunnittelu. 2. tarkistettu painos. s. 161...243. WSOY. Porvoo. ISBN 951-0-20172-3.

Wheeler A.T., Clarke M.J., Hancock, G.J. ja Murray, T.M. 1997. Design Model for Bolted Moment End Plate Connections using Rectangular Hollow Sections. Verkkodokumentti. Tutkimusraportti. 51 s. Australia: University of Sydney. Saatavissa: <http://www.civil.usyd.edu.au/publications/r745.pdf>

Wheeler A.T., Clarke M.J., Hancock, G.J. ja Murray, T.M. 2003. Design Model for Bolted Moment End Plate Connections Joining Rectangular Hollow Sections Using Eight Bolts. Verkkodokumentti. Tutkimusraportti. 58 s. Australia: University of Sydney. Saatavissa: <http://www.civil.usyd.edu.au/publications/r827.pdf>

Vähäkainu Olli. 2003. Hitsaajan opas. 3. painos. 104 s. Saatavissa: Rautaruukki Steel, Raaha, puh. 08 849 11. ISBN 952-5010-35-X.



Young W. C., 1989. Roark's Formulas for Stress and Strain. International Edition. Sixth Edition. New York. McGraw-Hill. 763 s. ISBN 0-07-100373-8.