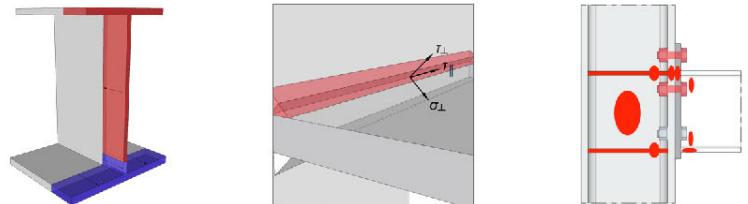


Beräkningssamling stålbyggnad



Errata
2022 augusti

Uppgift 4

Korrigering enligt gul markering nedan

Uppgift 7

$$M_{cr} := \frac{\pi}{L} \cdot \sqrt{B_z \cdot \left(C + \frac{\pi^2 \cdot C_w}{\left(\frac{L}{2}\right)^2} \right)}$$

Uppgift 8 & 9

Förutsättning för flytledsteori är klass 1. Ej klass 1-2.

Uppgift 14

$$h := 190 \text{ mm}$$

$$h_w := h - 2 \cdot t_f = 170 \text{ mm}$$

Uppgift 17

$$M_{cr} := \frac{\pi}{L} \cdot \sqrt{E \cdot I_z \cdot \left(G \cdot I_t + \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_w}{L^2} \right)} = 110 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Uppgift 21

Böjbelastad pelarfläns inkl. dragbelastade skruvar och pelarfläns - komponent 4 och 10. Skruvrad i anslutning till avstyrning.

$$\alpha_{c,rad1} := 7.2$$

Uppgift 22**22. Rostfritt stål****Uppgift 23**

Uppgift 23 inkluderar justeringar från tryckning 1 till tryckning 2. Tryckning två återges nedan.

4. Transversalbelastad svetsad balk i tvärsnittsklass fyra

Uppgift

En balk belastas med en jämnt utbredd last. Balkens överfläns är stagad i en takkonstruktion med tillräcklig styvhet och livet har tillräcklig tvärkraftskapacitet. Balkens längd är 10 m, bestäm det maximala värdet på lasten.

Förutsättningar

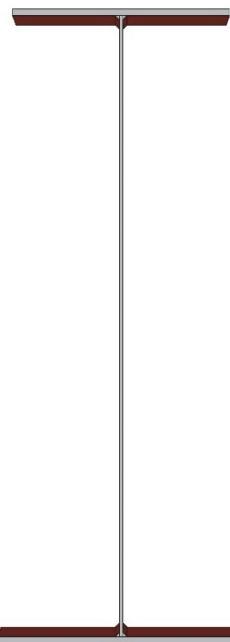
Övre fläns: 10x300 mm

Nedre fläns: 16x400 mm

Liv: 8x1000

Stål: S355

Svets: a5



Lösning

$$t_{f.uk} := 16 \text{ mm}$$

$$t_{f.öök} := 10 \text{ mm}$$

$$t_w := 8 \text{ mm}$$

$$h_w := 1000 \text{ mm}$$

$$b_{f.uk} := 400 \text{ mm}$$

$$b_{f.öök} := 300 \text{ mm}$$

$$f_y := 355 \text{ MPa}$$

$$a := 5 \text{ mm}$$

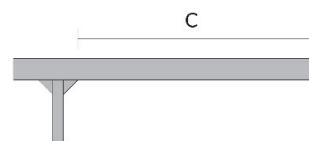
$$L := 10 \text{ m}$$

Kontroll av tvärsnittsklass.

Övre fläns

$$\varepsilon := \sqrt{\frac{235}{355}} = 0.814$$

$$\frac{b_{f.öök} - t_w - \sqrt{2} \cdot a}{2} < 9 \varepsilon \quad \text{uppfylls ej}$$



$$\frac{b_{f.öök} - t_w - \sqrt{2} \cdot a}{2} < 10 \varepsilon \quad \text{uppfylls ej}$$

$$\frac{b_{f.öök} - t_w - \sqrt{2} \cdot a}{2} < 14 \varepsilon \quad \text{uppfylls ej}$$

Liv

Livet är utsatt för icke-symmetrisk böjning. Ett antagande om symmetrisk böjning kan användas för att kontrollera om livet möjligt kan vara i tvärsnittsklass 3.

$$\frac{h_w - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot a}{t_w} < 124 \varepsilon = 0$$

1993-1-1
Tabell 5.2

1993-1-1
Tabell 5.2

Tvärsnittet ligger alltså i klass 4.

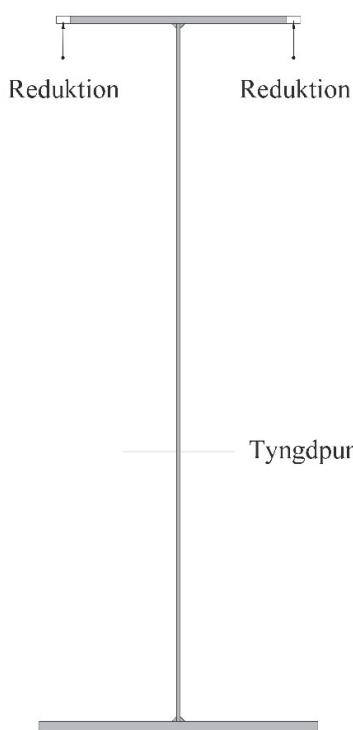
"Klass 4 avser tvärsnitt där buckling inträffar innan flytgränsen uppnås i en eller flera delar av tvärsnittet". "För tvärsnitt i klass 4 kan effektiva bredder användas för att beakta den nödvändiga reduktionen av bärformågan på grund av buckling"

1993-1-1
5.5.2 (1,2)

Slankhet och reduktionsfaktor för den tryckta flansen. Spänningsförhållandet ψ ger bucklingsfaktorn k_σ vid jämn spänning.

$$k_\sigma := 0.43$$

$$\lambda_p := \frac{\frac{b_{f,\text{ök}} - t_w - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot a}{2}}{\frac{t_{f,\text{ök}}}{28.4 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{k_\sigma}}} = 0.917$$



1993-1-5
Tabell 4.2

Om slankheten är högre än 0,748 ska reduktionsfaktorn användas.

$$\rho_f := \frac{\lambda_p - 0.188}{\lambda_p^2} = 0.867$$

$$A_{f,\text{ök},\text{eff}} := \rho_f \cdot t_{f,\text{ök}} \cdot b_{f,\text{ök}} = 2601 \text{ mm}^2$$

1993-1-5
(4.3)

Livplåtens tryckta area ligger ovanför tvärsnittets effektiva tyngdpunkt.
Bestämmer tyngdpunkten för det effektiva tvärsnittet med avseende på underkant av tvärsnittet.

$$A_{f,\text{uk}} := t_{f,\text{uk}} \cdot b_{f,\text{uk}} = 6400 \text{ mm}^2$$

1993-1-5
(4.1)

$$t_{p,\text{eff},1} := \frac{A_{f,\text{uk}} \cdot \frac{t_{f,\text{uk}}}{2} + t_w \cdot h_w \cdot \left(\frac{h_w}{2} + t_{f,\text{uk}} \right) + A_{f,\text{ök},\text{eff}} \cdot \left(\frac{t_{f,\text{ök}}}{2} + h_w + t_{f,\text{uk}} \right)}{A_{f,\text{uk}} + t_w \cdot h_w + A_{f,\text{ök},\text{eff}}} = 402 \text{ mm}$$

Den tryckta delen av livet blir:

$$h_{w,c} := h_w + t_{f,\text{uk}} - t_{p,\text{eff},1} = 614 \text{ mm}$$

Slankhet och reduktionsfaktor för livet.

$$\psi := \frac{t_{p,\text{eff},1}}{h_w - t_{p,\text{eff},1}} = -0.67$$

1993-1-5
Tabell 4.1

$$k_\sigma := 7.81 - 6.29 \cdot \psi + 9.78 \cdot \psi^2 = 16.5$$

$$\lambda_p := \frac{\frac{h_w - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot a}{t_w}}{28.4 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{k_\sigma}} = 1.31$$

$$\rho_w := \frac{\lambda_p - 0.055 \cdot (3 + \psi)}{\lambda_p^2} = 0.69$$

$$h_{w,eff} := \rho_w \cdot h_{w,u} = 421.6 \text{ mm}$$

$$h_{w,e1} := 0.4 \cdot h_{w,eff} = 169 \text{ mm}$$

$$h_{w,e2} := 0.6 \cdot h_{w,eff} = 253 \text{ mm}$$

Tyngdpunkten för det nya effektiva tvärsnittet med avseende på tvärsnittets underkant.

$$h_{w,u} := t_{p,eff,1} - t_{f,uk} = 386 \text{ mm}$$

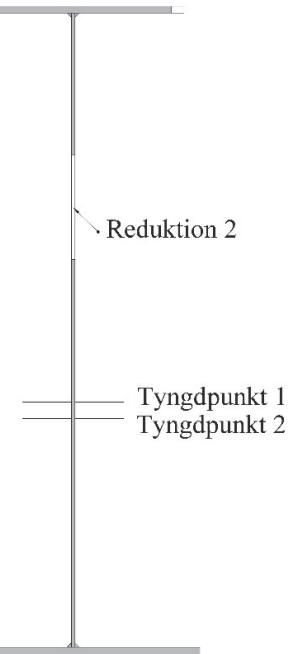
$$t_{p,eff,2} := \frac{A_{f,uk} \cdot \frac{t_{f,uk}}{2} + A_{f,öök,eff} \cdot \left(\frac{t_{f,öök}}{2} + h_w + t_{f,uk} \right) + t_w \cdot h_{w,u} \cdot \left(\frac{h_{w,u}}{2} + t_{f,uk} \right) + t_w \cdot h_{w,e2} \cdot \left(\frac{h_{w,e2}}{2} + h_{w,u} + t_{f,uk} \right) + t_w \cdot h_{w,e1} \cdot \left(h_w + t_{f,uk} - \frac{h_{w,e1}}{2} \right)}{A_{f,uk} + A_{f,öök,eff} + t_w \cdot (h_{w,u} + h_{w,e1} + h_{w,e2})} = 367.3 \text{ mm}$$

Yttröghetsmomentet räknas med avseende på den andra effektiva tyngdpunkten.

$$h_m := t_{p,eff,1} - t_{p,eff,2} = 34.8 \text{ mm}$$

$$h_{w,u} := t_{p,eff,2} - t_{f,uk} = 351.3 \text{ mm}$$

$$I_{y,eff} := \frac{A_{f,uk} \cdot t_{f,uk}^2}{12} + A_{f,uk} \cdot \left(t_{p,eff,2} - \frac{t_{f,uk}}{2} \right)^2 + \frac{A_{f,öök,eff} \cdot t_{f,öök}^2}{12} + A_{f,öök,eff} \cdot \left(\frac{t_{f,öök}}{2} + h_w + t_{f,uk} - t_{p,eff,2} \right)^2 + \frac{t_w \cdot h_{w,u}^3}{12} + t_w \cdot h_{w,u} \cdot \left(\frac{h_{w,u}}{2} \right)^2 + \frac{t_w \cdot h_m^3}{12} + t_w \cdot h_m \cdot \left(\frac{h_m}{2} \right)^2 + \frac{t_w \cdot h_{w,e1}^3}{12} + t_w \cdot h_{w,e1} \cdot \left(h_w + t_{f,uk} - t_{p,eff,2} - \frac{h_{w,e1}}{2} \right)^2 + \frac{t_w \cdot h_{w,e2}^3}{12} + t_w \cdot h_{w,e2} \cdot \left(\frac{h_{w,e2}}{2} + h_m \right)^2 = (2.55 \cdot 10^9) \text{ mm}^4$$



1993-1-5
(4.2)

1993-1-5
Tabell 4.1

Momentkapacitet för balken med avseende på spänning i överflänsens centrum:

$$\gamma_{m0} := 1$$

$$M_{Rd} := \frac{I_{y,eff} \cdot f_y}{\gamma_{m0} \cdot \left(h_w + t_{f,uk} + \frac{t_{f,ök}}{2} - t_{p,eff,2} \right)} = 1384.7 \text{ kN} \cdot m$$

EKS11
3.1.1 §11

Största tillåten jämnt utbredd last:

$$q_d := \frac{8 \cdot M_{Rd}}{L^2} = 110.8 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Resultat:

Balken kan belastas med 110 kN per meter.

Observera att exemplet med en fläns i tvärsnittsklass fyra inte är en materialeffektivt utformning.

23. Traverskranbana

Uppgift

Kontrollera om en HEA500 balkprofil är lämplig som kranbanebalk för de lastuppgifter som kranleverantören anger.

Förutsättningar:

Spänvidd 8 meter

Hjulavstånd 4.0 meter

Lagerkran för kontinuerlig användning till skrothantering, lyftkapacitet 14 ton

Lyftklass HC3 Driftklass S6

Travers med hjulflänsar och IFF styrning

Platträl 40x70 svetsad med a5 kälvets

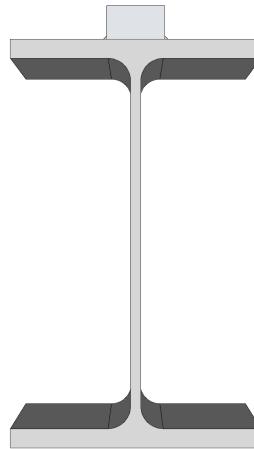
Intermittenta svetsar 1=100 mm cc=200 mm

Kranens hastighet $v=45$ m/min

Lyfthastighet 5 m/min

Livslängd 25 år

Säkerhetsklass 3



Uppgifter från Kranleverantören:

Vertikalt hjultryck av obelastad kran $Q_c=24$ kN

Vertikalt hjultryck av den lyfta massan $Q_h=79$ kN

Kraft vinkelrätt mot banan vid hjul p.g.a. skevgång $S-H_{S,1.1,T}=22$ kN (skevgångstrykraft)

Kraft vinkelrätt mot banan vid hjul p.g.a. start eller broms $H_T=11.8$ kN

Lösning:

$$L:=8 \text{ m}$$

$$f_y:=345 \text{ MPa}$$

$$Q_c:=24 \text{ kN}$$

$$Q_h:=79 \text{ kN}$$

$$E:=210 \text{ GPa}$$

$$H_S:=22 \text{ kN}$$

$$H_T:=11.8 \text{ kN}$$

$$\varepsilon := \sqrt{\frac{235 \text{ MPa}}{f_y}} = 0.83$$

HEA500

Platträl 40x70

$$h:=490 \text{ mm}$$

$$b_r:=70 \text{ mm}$$

$$b:=300 \text{ mm}$$

$$h_r:=40 \text{ mm}$$

$$t_f:=23 \text{ mm}$$

$$a_r:=5 \text{ mm}$$

$$t_w:=12 \text{ mm}$$

$$L_w:=100 \text{ mm}$$

$$r:=27 \text{ mm}$$

$$L_1:=100 \text{ mm}$$

$$A:=19750 \text{ mm}^2$$

$$A_w:=5328 \text{ mm}^2$$

$$I_y:=86960 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$W_{pl,y}:=3950 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$I_z:=10370 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$W_{pl,z}:=1060 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$h_w:=h-2 \cdot t_f=444 \text{ mm}$$

$$W_{el,y}:=3550 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$W_{el,z}:=691 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$g := 1.77 \frac{kN}{m}$$

$$\gamma_{m0} := 1.0$$

EKS 11
3.1.1 §11

Bestämning av tvärsnittsklass

Liv

$$\frac{h_w - 2 \cdot r}{t_w} \leq 72 \cdot \varepsilon \quad \text{Tvärsnittsklass 1 är uppfyllt}$$

Fläns

$$\frac{\frac{b}{2} - \frac{t_w}{2} - r}{t_f} \leq 9 \cdot \varepsilon \quad \text{Tvärsnittsklass 1 är uppfyllt}$$

Dynamisk lyftfaktor för kranens egentyngd

1991-3
Tabell 2.4

$$\varphi_1 := 1.1$$

Dynamisk lyftfaktor för lyftlast baserat på lyftklass

$$\varphi_{2,min} := 1.15$$

1991-3
Tabell 2.5

$$\beta_2 := 0.51$$

$$v_h := \frac{5}{60}$$

$$\varphi_2 := \varphi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_h = 1.19$$

Dynamisk faktor för kranåkning för egentyngd och lyftlast. Förutsätter toleranser enligt klass 1 i SS-EN 1090-2.

$$\varphi_4 := 1.0$$

Dynamisk faktor från drivande hjul. Förutsätter ett system där krafter ändras mjukt, konservativt valt värde.

1991-3
Tabell 2.6

$$\varphi_5 := 1.5$$

Reduktion av dynamikfaktorer för utmattningsbelastning

$$\varphi_{fat,1} := \frac{1 + \varphi_1}{2} = 1.05$$

$$\varphi_{fat,2} := \frac{1 + \varphi_2}{2} = 1.1$$

Lastgrupper

De lastgrupper som kan vara aktuella för denna traverskranbana är. Balkens egentyngd är försummad i exemplet.

1991-3
Tabell 2.2

$$1) V_{LG1} := \varphi_1 \cdot Q_c + \varphi_2 \cdot Q_h = 120.61 \text{ kN}$$

$$H_{LG1} := \varphi_5 \cdot H_T = 17.7 \text{ kN}$$

$$3) V_{LG3} := 1.0 \cdot Q_c + \varphi_2 \cdot Q_h = 118.21 \text{ kN}$$

$$H_{LG3} := \varphi_5 \cdot H_T = 17.7 \text{ kN}$$

$$4) V_{LG4} := \varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h = 103 \text{ kN}$$

$$H_{LG4} := \varphi_5 \cdot H_T = 17.7 \text{ kN}$$

$$5) V_{LG5} := \varphi_4 \cdot Q_c + \varphi_4 \cdot Q_h = 103 \text{ kN}$$

$$H_{LG5} := 1.0 \cdot H_S = 22 \text{ kN}$$

Brottgränslast enligt 6.10b

1991-3
Tabell A.1

$$V_{Ed.6.10b.LG1} := 1.35 \cdot \varphi_1 \cdot Q_c + 1.35 \cdot \varphi_2 \cdot Q_h = 162.82 \text{ kN}$$

$$H_{Ed.6.10b.LG1} := 1.35 \cdot \varphi_5 \cdot H_T = 23.9 \text{ kN}$$

$$V_{Ed.6.10b.LG5} := 1.35 \cdot \varphi_4 \cdot Q_c + 1.35 \cdot \varphi_4 \cdot Q_h = 139.05 \text{ kN}$$

$$H_{Ed.6.10b.LG5} := 1.35 \cdot 1.0 \cdot H_{LG5} = 29.7 \text{ kN}$$

Bruksgränslast 6.14b

$$5) V_{6.14b.LG5} := Q_c + Q_h = 103 \text{ kN}$$

$$H_{6.14b.LG5} := H_S = 22 \text{ kN}$$

Utmattningslast

$$V_{Ed.fat} := \varphi_{fat.1} \cdot Q_c + \varphi_{fat.2} \cdot Q_h = 111.8 \text{ kN}$$

Snittkrafter

För att bestämma snittkrafter kan exempelvis tabeller för snittkrafter användas eller beräkningsprogram. Här har snittkrafter bestämts med hjälp av figurer för maximala storheter för kontinuerliga balkar i SBI's publikation 195.

SBI P195
Figur 3.5
Figur 3.6
Figur 3.7

Lastfall 1

Max moment kring y-axeln, i fält i första facket

$$M_{y,max1} := 300 \text{ kN} \cdot m$$

Min moment kring y-axeln, vid första innerstöd

$$M_{y,min1} := -221 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Största tvärkraft i z-riktning, intill första innerstöd

$$V_{z,max1} := 244 \text{ kN}$$

Max moment kring z-axeln, i fält i första facket

$$M_{z,max1} := 59 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Största tvärkraft i y-riktning, intill första innerstöd

$$V_{y,max1} := 36 \text{ kN}$$

Lastfall 5

Max moment kring y-axeln, i fält i första facket

$$M_{y,max5} := 256 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Min moment kring y-axeln, vid första innerstöd

$$M_{y,min5} := -189 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Största tvärkraft i z-rikting, intill första innerstöd

$$V_{z,max5} := 209 \text{ kN}$$

Max moment kring z-axeln, i fält i första facket

$$M_{z,max5} := 73 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Största tvärkraft i y-rikting, intill första innerstöd

$$V_{y,max5} := 45 \text{ kN}$$

Nedböjning i ytterfackens mitt. Influenslinje för nedböjning används från "Kranbahnen - Bemessung und konstruktive Gestaltung nach Eurokode" vilket ger ett närmevärde till nedböjningens värde.

Influensfaktorer

$$\eta_{1\delta} := 1.055$$

$$\eta_{2\delta} := 0.863$$

Kranbahnen
Tabell 9.5

Korrektionsfaktor för flerfacksbalk

$$\beta_\delta := 0.0068$$

Tillåten nedböjning

$$\delta_z := \frac{L}{600} = 13.3 \text{ mm}$$

1993-6
Tabell 7.2

Nedböjning av hjullaster samt egentyngd

$$\delta_z := \frac{\eta_{1\delta} \cdot (Q_c + Q_h) \cdot L^3}{100 \cdot E \cdot I_y} + \frac{\eta_{2\delta} \cdot (Q_c + Q_h) \cdot L^3}{100 \cdot E \cdot I_y} + \beta_\delta \cdot \frac{g \cdot L^4}{E \cdot I_y} = 5.8 \text{ mm}$$

Kranbahnen
(9.5)

Tillåten utböjning horisontalt, standardvärde

$$\delta_y := \frac{L}{600} = 13.3 \text{ mm}$$

1993-6
Tabell 7.1

Utböjning av last från skevgång, överflänsen antas ta hela horisontalkraften.

$$\eta_\delta := 1.458$$

$$\delta_y := \frac{\eta_\delta \cdot H_s \cdot L^3}{100 \cdot E \cdot \left(\frac{t_f \cdot b^3}{12} \right)} = 15.1 \text{ mm}$$

Kranbahnen
(9.5)

Spänviddsförändringen är här större än standardvärdet angivet i 1993-6. Men om spelet mellan hjulflänsar och räl är tillräckliga för att inrymma nödvändiga tolleranser kan deformationsbegränsningarna göras mindre strikta genom överenskommelse med beställare och krantillverkare.

Spänningsvidder för utmattning

$$\Delta M_{y,F} := 185 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\Delta M_{y,S} := 134 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$V_{stöd.fat} := 179 \text{ kN}$$

Kontroll i brottgränstillstånd

Tvärkraftskontroll i z-riktning

$$A_v := A - 2 \cdot b \cdot t_f + (t_w + 2 \cdot r) \cdot t_f = 7468 \text{ mm}^2$$

1993-1-1
6.2.6 (3)

$$V_{pl.Rd} := \frac{A_v \cdot \left(\frac{f_y}{\sqrt{3}} \right)}{\gamma_m} = 1487.52 \text{ kN}$$

1993-1-1
(6.18)

Kontroll om skjuvbuckling behöver kontrolleras

$$\eta := 1.2$$

1993-1-5
5.1 ANM.2

$$\frac{h_w}{t_w} > 72 \cdot \frac{\epsilon}{\eta} \quad \text{Villkoret är inte uppfyllt och skjuvbuckling behöver ej kontrolleras}$$

1993-1-1
(6.22)

Kontroll om tvärkraften inverkar på beräkning av momentbärförstånd

1993-1-1
6.2.8 (2)

$$\frac{V_{z,max1}}{V_{pl.Rd}} \leq 0.5 \quad \text{Tvärkraften är lägre än 50 %, inverkar ej på momentbärförstånd}$$

Tvåaxlig böjning i fältmitt

Momentet som verkar kring z-axeln tas av överflänsen och normalkraft försummas.

För I och H tvärsnitt:

$$\alpha := 2$$

1993-1-1
(6.41)

På säkra sidan kan alpha och beta sättas till 1

$$\beta := 1$$

$$W_{\text{öf},\text{pl},z} := \frac{t_f \cdot b^2}{4} = 517500 \text{ mm}^3$$

$$\left(\frac{M_{y,max1}}{W_{pl,y} \cdot f_y} \right)^\alpha + \left(\frac{M_{z,max1}}{W_{\text{öf},\text{pl},z} \cdot f_y} \right)^\beta = 0.38$$

$$\left(\frac{M_{y,max5}}{W_{pl,y} \cdot f_y} \right)^\alpha + \left(\frac{M_{z,max5}}{W_{\text{öf},\text{pl},z} \cdot f_y} \right)^\beta = 0.44$$

Kontroll av vippning

För kranbanebalkar utan gummimellanlägg under rälen kan hjullasten antas angripa centriskt. Detta för att kranens hjul motverkar en rotation av balken. Se Figur 3.12 i SBI P195. Horisontallasten antas även här tas av enbart överfläns, se Figur 3.13 SBI P195. Vippningskontroll utförs enligt 1993-6 Bilaga A. Ytterfack:

EKS 11
3.6 §6

Ekvivalent konstant moment för horisontallasten kan konservativt väljas till 0.9 enligt Bilaga B.3 i SS-EN 1993-1-1, vilket motsvarar den mest ogynnsamma lastställningen för en punktlast på en flerstödsbalk.

1993-1-1
Tabell B.3

$$C_{mz} := 0.9$$

Kritiskt vippningsmoment hittas genom att maximera fältmomentet i ytterfacket. Programmet LTBeam* har använts för att beräkna det kritiska momentet i ett fack. Stödmomentet fås genom att använda influenslinjen i P195 Figur 3.2.

* Kan fritt hämtas, se referenser.

$$M_{cr,LT} := 876 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\lambda_{LT} := \sqrt{\frac{W_{pl,y} \cdot f_y}{M_{cr,LT}}}$$

1993-1-1
Tabell 6.4

För valsade tvärsnitt där $h/b \leq 2$ ger vippningskurva a

$$\alpha_{LT} := 0.21$$

1993-1-1
Tabell 6.3

$$\Phi_{LT} := 0.5 \cdot (1 + \alpha_{LT} \cdot (\lambda_{LT} - 0.2) + \lambda_{LT}^2) = 1.39$$

$$\chi_{LT} := \frac{1}{\Phi_{LT} + \sqrt{\Phi_{LT}^2 - \lambda_{LT}^2}} = 0.5$$

Korrigering av reduktionsfaktorn m.a.p. momentfördelning i ytterfacken

$$k_c := 0.91$$

$$f := 1 - 0.5 \cdot (1 - k_c) \cdot \left(1 - 2 \cdot (\lambda_{LT} - 0.8)^2 \right) = 0.97$$

$$X_{LT,mod} := \frac{X_{LT}}{f} = 0.5$$

$$\gamma_{m1} := 1$$

$$\frac{M_{y,max5}}{X_{LT,mod} \cdot W_{pl,y} \cdot f_y} + \frac{C_{mz} \cdot M_{z,max5}}{W_{\delta f,pl,z} \cdot f_y} = 0.73$$

$$\gamma_{m1}$$

Lokal spänning i livet av hjullast på överflänsen

Effektiv belastningslängd för kranräl fast förbunden med överflänsen, kranrälen räknas i slitet tillstånd med 25% reduktion.

$$h_{r,0.75} := 0.75 \cdot h_r = 30 \text{ mm}$$

$$b_{eff} := b_r + h_{r,0.75} + t_f = 123 \text{ mm}$$

Yttröghetsmoment för sliten platträl samt för överflänsens effektiva del.

$$I_r := \frac{b_r \cdot h_{r,0.75}^3}{12} = 157500 \text{ mm}^4$$

$$I_{f,eff} := \frac{b_{eff} \cdot t_f^3}{12} = 124712 \text{ mm}^4$$

Samverkan mellan räl och effektiv flänsdel tillgodoräknas inte här.

$$I_{eff} := 3.25 \sqrt[3]{\frac{I_r + I_{f,eff}}{t_w}} = 93.1 \text{ mm}$$

Normalspänning i livet

$$\sigma_{oz,Ed} := \frac{V_{Ed,6.10b,LG1}}{(I_{eff} + 2 \cdot r) \cdot t_w} = 92.2 \text{ MPa}$$

Max spänning i livet intill stöd

Här används på säkra sidan maximalt stödmoment tillsammans med maximal skjuvspänning intill livet även om dessa uppträder vid olika lastställningar.

Tillskott av lokal skjuvspänning från hjullast får antas enligt nedan:

$$\tau_{oxz} := 0.2 \cdot \sigma_{oz,Ed} = 18.4 \text{ MPa}$$

1993-1-1
Tabell 6.6

1993-1-1
(6.58)

EKS 11
3.1.1 §11
1993-6
(A.1)

1993-6
5.6.2 (2)

1993-6
Tabell 5.1

1993-6
(5.1)

1993-6
5.7.2 (1)

Skjuvspanning

$$\tau_{xz.Ed} := \frac{V_{z,max1}}{A_w} = 45.8 \text{ MPa}$$

Normalspanning vid underkant av överflänsens radier

$$z_{ox} := \frac{h_w - 2 \cdot r}{2} = 195 \text{ mm}$$

$$\sigma_{x.Ed} := \frac{M_{y,max1} \cdot z_{ox}}{I_y} = 67.27 \text{ MPa}$$

Flytvillkor för kritisk punkt i balklivet

$$\left(\frac{\sigma_{x.Ed}}{f_y} \right)^2 + \left(\frac{-\sigma_{oz.Ed}}{f_y} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{x.Ed}}{f_y} \right) \left(\frac{-\sigma_{oz.Ed}}{f_y} \right) + 3 \cdot \left(\frac{\tau_{xz.Ed} + \tau_{oxz}}{f_y} \right)^2 = 0.27$$

1993-1-1
(6.1)

Transversalbelastat liv

$$k_F := 6 + 2 \left(\frac{h_w}{L} \right)^2 = 6.01$$

1993-1-5
Figur 6.1a

$$s_s := l_{eff} - 2 \cdot t_f = 47.11 \text{ mm}$$

1993-6
(6.1)

$$m_1 := \frac{b}{t_w} = 25$$

1993-1-5
(6.8)

$$m_2 := 0.02 \left(\frac{h_w}{t_f} \right)^2 = 7.45 \quad \text{Om } \lambda_F > 0.5 \text{ kontrolleras}$$

1993-1-5
(6.9)

$$l_y := s_s + 2 \cdot t_f \cdot \left(1 + \sqrt{m_1 + m_2} \right) = 355.17 \text{ mm}$$

1993-1-5
(6.10)

Kritisk last

$$F_{cr} := 0.9 \cdot k_F \cdot E \cdot \frac{t_w^3}{h_w} = 4417.9 \text{ kN}$$

1993-1-5
(6.5)

$$\lambda_F := \sqrt{\frac{l_y \cdot t_w \cdot f_y}{F_{cr}}} = 0.58$$

1993-1-5
(6.4)

Reduktionsfaktor för belastad längd

$$\chi_F := \frac{0.5}{\lambda_F}$$

1993-1-5
(6.3)

Effektiv längd vid transversallast

$$L_{\text{eff}} := \chi_F \cdot l_y = 307.82 \text{ mm}$$

Bärförmåga m.a.p. buckling av transversalkraft

$$F_{Rd} := \frac{f_y \cdot L_{\text{eff}} \cdot t_w}{\gamma_m 1} = 1274.37 \text{ kN}$$

Kontroller i bruksgränstillstånd

Förutom redan kontrollerade deflektioner kontrolleras livets andning och underflänssvängningar.

Livets andning

Får försummas om

$$\frac{h_w}{t_w} < 120 \quad \text{Villkoret är uppfyllt och andning kan försummas} \quad 1993-6 \\ 7.4 (3)$$

Underflänssvängningar

Underflänssvängningar kan anses undvikas om underflänses slankhet understiger 250.

1993-6
7.6 (2)

Underflänsens tröghetsradie

$$i_z := \frac{b}{\sqrt{12}} = 86.6 \text{ mm}$$

Slankhet

$$\frac{L}{i_z} \leq 250 \quad \text{Villkoret är uppfyllt}$$

Kontroll av utmattning

Den förenklade metoden enligt 1993-6 9.3.2 används för kontroll av utmattning. Snittkraftvidder för utmattning har bestämts med hjälp av figurer för maximala storheter för kontinuerliga balkar i SBI's publikation 195.

$$\Delta M_{y,F} = 185 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\Delta M_{y,S} = 134 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$V_{\text{stöd.fat}} = 179 \text{ kN}$$

Överfläns i fält

$$\Delta\sigma_x := \frac{\Delta M_{y,F} \cdot \left(\frac{h}{2}\right)}{I_y} = 52.12 \text{ MPa}$$

Faktor för ekvivalent skada för driftklass S6 och normalspänning från global analys

$$\lambda_{S6,\sigma} := 0.794$$

Ekvivalent spänningsvidd

$$\Delta\sigma_{E,2} := \lambda_{S6,\sigma} \cdot \Delta\sigma_x = 41.38 \text{ MPa}$$

Dimensionering för säker livslängd och med allvarlig konsekvens av brott i säkerhetsklass 3.

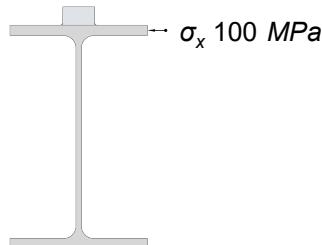
$$\gamma_{Mf} := 1.35$$

$$\gamma_{Ff} := 1.0$$

Förbandsklass för en valsad profil är i normalfallet 160 enligt 1993-1-9 Tabell 8.1 detalj 1. Här är dock platträlen svetsad längsmed överflänsen. Detta gör att detalj 7 i Tabell 8.2 väljs.

$$\Delta\sigma_c := 100 \text{ MPa}$$

$$\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2}}{\gamma_{Mf}} = \frac{\Delta\sigma_c}{\Delta\sigma_c} = 0.56$$



Kälvets mellan överfläns och räl

För svetsarna mellan platträl och överfläns antas endast skjuvkraft verka genom böjning samt genom tillskott från hjullast. Däremot antas vertikalkraften överföras genom god anliggning mellan räl och fläns enligt rekommendation i P195 3.5.2.

Tillskott av skjuvspänning fås från 1993-6 5.7.2 (1). för det sammansatta tvärsnittet av sliten räl och överfläns.

$$A_{f,eff} := b_{eff} \cdot t_f = 2829 \text{ mm}^2$$

$$A_{r,0.75} := h_{r,0.75} \cdot b_r = 2100 \text{ mm}^2$$

Tyngdpunkt m.a.p. underkant av tvärsnittet

$$t_{p,rf} := \frac{\frac{t_f}{2} \cdot A_{f,eff} + \left(t_f + \frac{h_{r,0.75}}{2}\right) A_{r,0.75}}{A_{f,eff} + A_{r,0.75}} = 22.8 \text{ mm}$$

1993-6
(9.1)

1991-3
Tabell 2.12

EKS 11
3.1.9 §2

1993-6
9.2(1)

1993-1-9
Tabell 8.2
1993-1-9
(8.2)

Steiners sats ger tröghetsmoment för det sammansatta tvärsnittet

$$I_{rf} := I_{f,eff} + A_{f,eff} \cdot \left(t_{p,rf} - \frac{t_f}{2} \right)^2 + I_r + A_{r,0.75} \cdot \left(t_f + \frac{h_{r,0.75}}{2} - t_{p,rf} \right)^2 = 113 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^4$$

Effektiv längd vid samverkan mellan räl och fläns.

$$l_{eff} := 3.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{I_{rf}}{t_w}} = 148 \text{ mm}$$

Belastningslängd mellan räl och fläns

$$s_s := l_{eff} - 2 \cdot t_f = 101.8 \text{ mm}$$

Spänningar i svetsen från lokalt hjultryck

$$\sigma_{\perp} := \frac{V_{Ed,fat}}{s_s \cdot 2 \cdot a_r} = 109.8 \text{ MPa}$$

Tillskott av lokal skjuvspänning från hjullast får antas enligt nedan

$$\tau_{\parallel,z} := 0.2 \cdot \sigma_{\perp} = 22 \text{ MPa}$$

Skjuvflödet i fält räknas

Tyngdpunkt m.a.p. underkant av tvärsnittet

$$t_{p,rs} := \frac{\frac{h}{2} \cdot A + \left(h + \frac{h_{r,0.75}}{2} \right) A_{r,0.75}}{A + A_{r,0.75}} = 270 \text{ mm}$$

Steiners sats ger tröghetsmomentet

$$I_{rs} := I_y + A \cdot \left(t_{p,rs} - \frac{h}{2} \right)^2 + I_r + A_{r,0.75} \cdot \left(h + \frac{h_{r,0.75}}{2} - t_{p,rs} \right)^2 = 99807 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^4$$

Statiskt moment för rälen vid samverkande räl och balk

$$S_y := A_{r,0.75} \cdot \left(h + \frac{h_{r,0.75}}{2} - t_{p,rs} \right) = 49.35 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^3$$

$$V_f := \frac{V_{Ed,fat} \cdot S_y}{I_{rs}} = 55.3 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Skjuvspänning i rälsvetsarna i fält

$$\tau_{\parallel,Vf} := \frac{V_f}{2 \cdot a_r} \cdot \frac{L_w + L_1}{L_w} = 11.1 \text{ MPa}$$

1993-6
Tabell 5.1a

1993-6
(6.1)

1993-6
5.7.2 (1)

Spänningssvind i fält

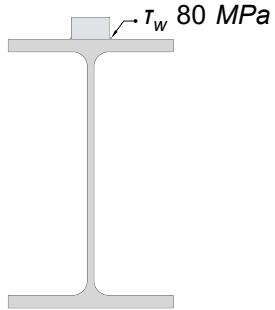
$$\Delta \tau_{w,f} := 2 \cdot \tau_{\parallel,z} + \tau_{\parallel,Vf} = 55 \text{ MPa}$$

På grund av kranens två hjul innebär varje arbetscykel två lastcykler (se Tabell 3.5 P195). Därför höjs driftsklassen ett steg till S7 vilket ger en höjning av skadeekvivalensfaktorn.

$$\lambda_{S7,r} := 1.0$$

1991-3
Tabell 2.12

Förbandsklass väljs genom Tabell 8.5 för lastöverförande svetsförband, detalj 8



$$\Delta \tau_c := 80 \text{ MPa}$$

1993-1-9
Tabell 8.5

Ekvivalent skjuvspänningssvind

$$\Delta \tau_{E,2} := \lambda_{S7,r} \cdot \Delta \tau_{w,f} = 54.99 \text{ MPa}$$

$$\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta \tau_{E,2}}{\frac{\Delta \tau_c}{\gamma_{Mf}}} = 0.93$$

1993-1-9
(8.2)

Skjuvflöde intill stöd

$$V_s := \frac{V_{stöd,fat} \cdot S_y}{I_{rs}} = 88.5 \frac{kN}{m}$$

Skjuvspänning i rälsvetsarna vid stöd

$$\tau_{\parallel,Vs} := \frac{V_s}{2 \cdot a_r} \cdot \frac{L_w + L_1}{L_w} = 17.7 \text{ MPa}$$

Spänningssvind vid stöd

$$\Delta \tau_{w,s} := 2 \cdot \tau_{\parallel,z} + \tau_{\parallel,Vs} = 61.6 \text{ MPa}$$

Varje kranöverfart vid ett stöd ger en lastcykel (se Tabell 3.5 P195). Skadeekvivalensfaktorn ges därför av driftklass S6.

$$\lambda_{S6,r} := 0.871$$

1991-3
Tabell 2.12

Förbandsklass

$$\Delta \tau_c := 80 \text{ MPa}$$

1993-1-9
Tabell 8.5

Ekvivalent skjuvspänningssvidd

$$\Delta\tau_{E,2} := \lambda_{S6,T} \cdot \Delta\tau_{w,s} = 53.68 \text{ MPa}$$

$$\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E,2}}{\frac{\Delta\tau_c}{\gamma_{Mf}}} = 0.91$$

1993-1-9
(8.2)

Balkliv vid övergång till kälradie

I fält:

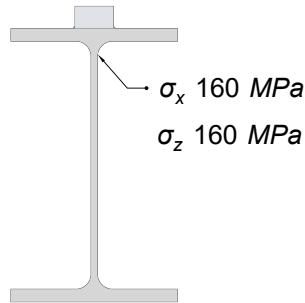
Normalspänning i fält från böjning

$$z_{käl} := \frac{h}{2} - t_f - r = 195 \text{ mm}$$

$$\Delta\sigma_x := \frac{\Delta M_{y,F} \cdot z_{käl}}{I_y} = 41.48 \text{ MPa}$$

För valsad profil där inte några försämringar av utmattningshållfastheten inverkar kan detalj 2 i Tabell 8.1 väljas. Det ger förbandsklass 160.

$$\Delta\sigma_c := 160 \text{ MPa}$$



1993-1-9
Tabell 8.1

För normalspänning ger en kranöverfart en lastcykel.

$$\lambda_{S6,\sigma} := 0.794$$

Ekvivalent spänningssvidd

$$\Delta\sigma_{E,2x} := \lambda_{S6,\sigma} \cdot \Delta\sigma_x = 32.94 \text{ MPa}$$

Spänning från hjultryck i livet under balkens radie

$$\Delta\sigma_z := \frac{V_{Ed,fat}}{t_w \cdot (s_s + 2 \cdot r)} = 59.8 \text{ MPa}$$

De lokala spänningarna från hjullasten ger att driftklassen höjs till S7

$$\lambda_{S7,\sigma} := 1.0$$

Ekvivalent spänningssvidd

$$\Delta\sigma_{E,2z} := \lambda_{S7,\sigma} \cdot \Delta\sigma_z = 59.8 \text{ MPa}$$

Skjuvspänning i livet av hjultryck inkl. lokal ökning

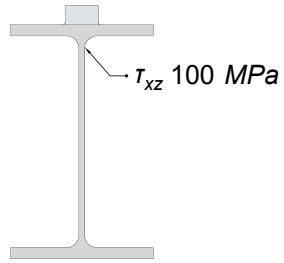
$$\tau_{xz} := \frac{V_{Ed,fat}}{A_w} + 2 \cdot 0.2 \cdot \Delta\sigma_z = 44.9 \text{ MPa}$$

För den lokala skjuvspänningen från hjullast innebär varje kranöverfart två lastcykler, driftklassen höjs till S7.

$$\Delta\tau_{E,2y} := \lambda_{S7,r} \cdot \tau_{xz} = 44.9 \text{ MPa}$$

För valsad profil där inte några försämringar av utmattningshållfastheten inverkar kan detalj 6 i Tabell 8.1 väljas. Det ger förbandsklass 100.

$$\Delta\tau_c := 100 \text{ MPa}$$



1993-1-9
Tabell 8.1

Interaktionskontroll

$$\left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2x}}{\Delta\sigma_c} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2z}}{\Delta\sigma_c} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E,2y}}{\Delta\tau_c} \right)^5 = 0.23$$

1993-1-9
(8.3)

Vid stöd:

Normalspänning vid stöd från böjning

$$\Delta\sigma_x := \frac{\Delta M_{y,S} \cdot z_{käl}}{I_y} = 30.05 \text{ MPa}$$

Ekvivalent spänningssvind

$$\Delta\sigma_{E,2x} := \lambda_{S6,\sigma} \cdot \Delta\sigma_x = 23.86 \text{ MPa}$$

Transversallast från hjultryck är oförändrad längs balken

Skjuvspänning i livet av hjultryck inkl. lokal ökning

$$\tau_{xz} := \frac{V_{stöd,fat}}{A_w} + 2 \cdot 0.2 \cdot \Delta\sigma_z = 57.52 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau_{E,2y} := \lambda_{S7,r} \cdot \tau_{xz} = 57.52 \text{ MPa}$$

Interaktionskontroll

$$\left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2x}}{\Delta\sigma_c} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2z}}{\Delta\sigma_c} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E,2y}}{\Delta\tau_c} \right)^5 = 0.42$$

Överflänsens underkant vid stödens livavstyrning

Kontrolleras för normalspänning i överflänsen med en försvagning av flänsen m.a.p. livavstyrningen. Förbandsklass 80 MPa enligt Tabell 8.4 detalj 7 med l<50mm.

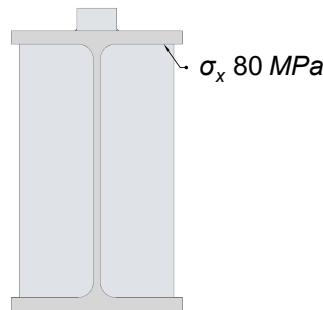
Normalspänning i flänsens underkant vid stöd från böjning

$$z_{uk.fläns} := \frac{h}{2} - t_f = 222 \text{ mm}$$

$$\Delta\sigma_x := \frac{\Delta M_{y,S} \cdot z_{uk.fläns}}{I_y} = 34.21 \text{ MPa}$$

Förbandsklass

$$\Delta\sigma_c := 80 \text{ MPa}$$



1993-1-9
Tabell 8.4

Ekvivalent spänningssvind

$$\Delta\sigma_{E,2} := \lambda_{S6,\sigma} \cdot \Delta\sigma_x = 27.16 \text{ MPa}$$

$$\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2}}{\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}}} = 0.46$$

1993-1-9
(8.2)

Resultat:

Balken är lämplig m.a.p. brottlast och utmattning. Svetsen mellan räl och liv är utnyttjad till 93 % för utmattningslast. I brottgränstillstånd ger vippningskontroll 73 % utnyttjande. I bruksgränstillstånd överskrider utböjning av överflänsen tillåtet värde med 1.8 mm. Större horisontalutböjning kan dock i vissa fall överenskommas med kranleverantör och beställare om spelet mellan hjulflänsar och räl är tillräckliga.