

Dimensionering för traverskranbanas uppgradering

Kim Ricksén

Examensarbete för (YH)-ingenjörsexamen
Utbildningsprogrammet för byggnadsteknik
Vasa 2020



EXAMENSARBETE

Författare: Kim Ricksén
Utbildning och ort: Byggnadsteknik, Vasa
Inriktningsalternativ: Konstruktionsteknik
Handledare: Anders Borg

Titel: Dimensionering för traverskranbanas uppgradering

Datum: 6.5.2020

Sidantal: 64

Bilagor: 3

Abstrakt

Detta examensarbete har utförts åt Oy LMNT elements Ab. Motivet har varit att göra konstruktionsberäkningar för en befintlig kranbanas uppgradering. Då verksamheten ökar eller rent av byts ut är det vanligt att traverskranen behöver ersättas med en kran av högre lyftkapacitet. I detta arbete var fallet att den befintliga traverskranens kapacitet på 6,3 ton inte räckte till för att lyfta större elementkonstruktioner. En ny traverskran på 7,5 ton ansågs vara tillräcklig för att gynna den förändrade produktionen. Den nya traverskranen är tänkt att samverka med den befintliga för att i framtiden kunna lyfta ännu tyngre betongelement.

Arbetet har byggts kring beräkningarna där alla ingående delar är dokumenterade samt dess teoretiska bakgrund. Teoridelen bygger på litteraturstudier och en kort beskrivning av objektets stomme. Beräkningsdelen omfattar utredning av kranlaster, framtagning av snittkrafter samt kontroll av kranbanans bärförmåga per dimensioneringssituation. Resultatet är ett helhetsexempel enligt Eurokoden där den uppgjorda beräkningsbotten även kan användas till dimensionering av nya kranbanor för likartade fall.

Den befintliga traverskranbanan uppfyller delvis de kriterier som ställs av Eurokoden under varje dimensioneringssituation under förutsättningen att inga av dem leder till brott eller oacceptabla deformationer. Kompletteringarna av konstruktionen redovisas i arbetet.

Språk: svenska

Nyckelord: traverskranbana, EN1993-6, dimensionering, utmattning

OPINNÄYTETYÖ

Tekijä: Kim Ricksén
Koulutus ja paikkakunta: Rakennustekniikka, Vaasa
Suuntautumisvaihtoehto: Rakennesuunnittelu
Ohjaaja: Anders Borg

Nimike: Mitoitus nosturiradan päivittämiseksi

Päivämäärä: 6.5.2020

Sivumäärä: 64

Liitteet: 3

Tiivistelmä

Tämä opinnäytetyö on laadittu Oy LMNT elements Ab:lle. Opinnäytetyön tarkoitus oli päivittää olemassa olevan nosturiradan rakennelaskelmat. Kun toiminta lisääntyy tai kokonaan vaihtuu on tavallista, että nosturisilta pitää korvata nosturilla korkeammalla nostokapasiteetilla. Tässä työssä olemassa olevan nosturisillan 6,3 tonnin nostokapasiteetti ei ollut riittävä nostamaan isompia elementtirakenteita. Uutta nosturisiltaa 7,5 tonnin nostokapasiteetilla pidettiin riittävänä vaihtelevaan tuotantoon. On suunniteltu, että tulevaisuudessa uusi nosturisilta toimisi yhteistyössä olemassa olevan nosturisillan kanssa nostamaan painavampia betonielementtejä.

Työ on rakennettu laskelmien ympärillä, missä kaikki siihen kuuluvat osat sekä niiden teoreettinen tausta on dokumentoitu. Teoriaosa koostuu kirjallisuustutkimuksista ja lyhyestä selityksestä kohteen rungosta. Laskelmaosuus koostuu nosturikuorman selvittämisestä, leikkauskuorman ja momenttikuorman esittämisestä, sekä nosturiradan kantavuuden tarkastuksesta jokaisesta mitoitusilanteesta. Tulos on kokonaisesimerkki Eurokoodien mukaan, missä laadittu laskelmapohja voidaan myös käyttää mitoitukseen samankaltaisissa tapauksissa.

Olemassa oleva nosturisiltarata täyttää osittain Eurokoodien vaatimukset, jotka vaaditaan jokaisesta mitoitus tapauksesta edellyttäen, ettei rakenteessa synny muodonmuutoksia tai katkeamia. Rakenteiden täydennykset esitetään työssä.

Kieli: ruotsi

Avainsanat: ratapalkki, EN1993-6, mitoitus, väsyminen

BACHELOR'S THESIS

Author: Kim Ricksén
Degree Programme: Construction Engineering, Vasa
Specialization: Structural Design
Supervisor: Anders Borg

Title: Design for Crane Beam Upgrade

Date: May 6, 2020

Number of pages: 64

Appendices: 3

Abstract

This Bachelor's thesis has been made for Oy LMNT elements Ab. The objective has been to produce structural calculations for upgrading of an existing crane beam. As the activity of a business expands or changes, it is common that the existing travelling crane needs to be replaced with one of a higher lifting capacity. For this thesis, the case was that existing unit of 6,3 metric tons did not have enough lifting capacity for heavier element structures. A new travelling crane of 7,5 metric ton lifting capacity was to be considered for the increased production line. The new unit is supposed to work together with the existing one to lift heavier concrete elements in the future.

This thesis is built up around the calculations where every part is documented as well as its theoretical background. The theoretical part is based on literature studies and a short presentation of the object's structure. The calculation part covers analysis of crane loads, shear load and moments calculations as well as examination of the crane beams strength and durability for various design situations. The result is a complete calculation example by Eurocode standards which can be used in designing new crane beams for similar cases.

The calculations of the existing crane beam partially meet the criteria by Eurocode standards, provided that none of the conditions leads to structural damage or unacceptable deformations. Additions to the design are described in the thesis.

Language: Swedish

Key words: Crane beam, EN1993-6, Design, Fatigue

Innehållsförteckning

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund.....	1
1.2	Mål och syfte	1
1.3	Avgränsningar	1
1.4	Metodik.....	2
1.5	Eurokoder.....	2
2	Allmänt.....	3
2.1	Traverskran	3
2.2	Kranbana.....	4
2.2.1	Stålsorter.....	5
2.2.2	Rältyper.....	5
3	Bärverksanalys.....	6
3.1	Kartläggning.....	6
3.2	Objektet	7
3.2.1	Grunden	10
3.2.2	Sockel och ytterväggar	10
3.2.3	Betongpelare	11
3.2.4	Takbalkar och vattentak	11
3.2.5	Traverskranbana.....	12
4	Lastanalys	13
4.1	Partialkoefficientmetoden.....	13
4.1.1	Brukgränstillstånd	13
4.1.2	Brottgränstillstånd.....	13
4.2	Konsekvensklass.....	14
4.3	Utförandeklass	14
4.4	Toleransklass.....	15
4.5	Klassificeringssystem hos kranar	15
4.6	Korrosivitetsklass	15
4.7	Lasternas utformning	16
4.7.1	Permanent last	16
4.7.2	Variabel last.....	16
4.7.3	Olyckslast.....	17
4.8	Egenvikt	17
4.9	Snölast	17

4.10	Vindlast.....	18
4.11	Temperaturlast	18
5	Framtagande av kranlaster	20
5.1	Vertikala laster	20
5.2	Horisontala laster	21
5.2.1	Sneda lyft	22
5.2.2	Kranens acceleration och retardation.....	22
5.2.3	Lyftanordningens acceleration och retardation.....	24
5.2.4	Skevgång.....	24
5.3	Lastkombinationer	28
5.3.1	Dynamikfaktorer	29
5.3.2	Utmattningslast.....	30
6	Snittkrafter och deformation	31
6.1	Beräkningsfall.....	31
6.2	Vinkeländringsmetoden	32
6.3	Deformation.....	34
7	Dimensionering av kranbalk.....	36
7.1	Tvärsnittsklass.....	36
7.2	Tvärkraftsbärförmåga.....	38
7.3	Fleraxlig böjbärförmåga.....	38
7.4	Vipplingsbärförmåga.....	40
7.5	Koncentrerad hjullast	43
7.6	Skjuvbuckling	46
7.7	Livandning.....	47
7.8	Underflänsvängningar.....	47
8	Utmattning.....	48
8.1	Beräkningspunkter	51
8.2	Klassificering av förband.....	51
9	Resultat	52
9.1	Kompletteringar och reflektioner.....	53
9.2	Jämförelse med dataprogrammet Rapalkki	54
10	Diskussion	55
11	Litteraturförteckning	56

Bilagor

Bilaga 1	Dimensionering av traverskranbana
Bilaga 2	Utdrag ur Rapalkki beräkningsprogram
Bilaga 3	Huvudritningar

Eurokoder och definitioner

EN1990	Grundläggande dimensioneringsregler för bärverk
EN1991-1-1	Innehåller laster och anvisningar för bestämning av egentygnd och nyttig last på byggnadsverk
EN1991-1-3	Omfattar krav för bestämning av snölaster på bärverk. Snölast bör beaktas på kranbanor och traverskranar utomhus
EN1991-1-4	Vägledning för bestämning av vindlaster på bärverk, denna Eurokod tillämpas vid bestämning av vindlast på kranbanor utomhus
EN1991-1-5	För bestämning av temperaturlaster. Bör beaktas för kranbanor som är utsatta för temperaturväxlingar såsom vid angränsningen till inomhus och utomhus.
EN1991-3	Framtagning av kranlaster, dynamikfaktorer och lastkombinationer samt klassificeringar för traverskranar
EN1993-1-1	Allmänna regler för dimensionering av stålkonstruktioner i bruk- och brottgränstillstånd
EN1993-1-5	Återger krav för dimensionering av svetsade plåtbalkar, kranbanor kan också utformas som svetsade profiler
EN1993-1-8	Dimensioneringsmetoder för förband, användbar för kranbanor som är skarvade med bultförband och kontroll av svetsar
EN1993-1-9	Ger vägledningar och krav för utformning av konstruktionsdetaljer för utmattningsdimensionering
EN1993-6	Regler och krav för dimensionering av kranbanor i bruk- och brottgränstillstånd. Innehåller bilaga A för kontroll av instabilitetsfenomenet vippning

1 Inledning

Detta examensarbete baserar sig på ett verkligt projekt beläget i Närpes kommun. Arbetets omfattning är kartläggning och analys av en befintlig konstruktions bärförmåga, framtagande av belastningar och dimensioneringen av en traverskranbana med två kranar. Examensarbetet motsvarar 15 studiepoäng på Yrkeshögskolan Novia och utförs åt Oy LMNT elements Ab.

1.1 Bakgrund

Examensarbetet utförs åt det nygrundade företaget Oy LMNT elements Ab, grundat år 2018 i Närpes. Företaget sköter tillverkning av olika produkter i betong, element, plintar och plattor samt utför olika specialgjutningar. Företaget hyr i nuläget hallen av Ab Närpes Betong Oy som var tidigare fabrikör av betongtillverkning i hallen. Det har visserligen funnits andra inhyrare i hallen, senaste var företaget Botnia element Oy Ab som skötte om betongelementtillverkningen i Närpes [1]. Beställaren har framtida behov av en ny traverskran med större lyftkapacitet än den befintliga eftersom det möjliggör tillverkning av större betongelement.

1.2 Mål och syfte

Arbetets mål var att ge beställaren en säker och ekonomisk konstruktionslösning för den nyplanerade traverskranen. En annan målsättning var att få en fördjupad kunskap hur man dimensionerar traverskranbalkar för hand enligt Eurokod och hur dess dynamiska, icke statiska laster påverkar kranbanan när traversanläggningen utför sin arbetscykel. Syftet var att ge läsaren utgångsberäkningar för kranbanor som behöver uppgraderas samt att beräkningsmetoderna också kan tillämpas vid dimensionering av nya kranbanor.

1.3 Avgränsningar

I början avgränsades arbetet från att utföra konstruktionsberäkningar på hela hallens stomme till att fokusera endast på dimensionerandet av traverskranbanan, eftersom den kräver största insatsen. Detta medförde att kartläggningen kortades av till konstruktionsdelar som endast berör kranbanan.

1.4 Metodik

En utgångslösning planeras tillsammans med beställaren angående val av ny traverskran och eventuella förstärkningar av stommen. Objektet kontrollmäts för att se om måtten överensstämmer med gamla bygglovsritningar, inga konstruktionsritningar finns att tillgå för projektet. Därefter analyseras byggnadens stomme med fokus på traverskranbanans detaljer. Utgångslaster för traverskranarna fås från tillverkaren, övriga laster reds ut enligt Eurokod. I arbetet uppgörs en beräkningsmodell baserad på senaste Eurokodens regelverk och formler vilket används som beräkningsunderlag i beräkningsdelen. Jämförbara resultat med handberäkningarna bifogas till slutet av arbetet.

Arbetet dokumenteras i Microsoft Word och Excel som är utgåvor från Microsoft Office 365. Alla beräkningar görs för hand i PTC Mathcad 4.0 bifogade till slutet av arbetet. Som bestyrkande till handberäkningarna används Ruukkis Rapalkki och Autodesk Robot Structural Analysis Professional som kontroll av tvärkrafter och moment på kranbanan. Befintlig byggnad modelleras i Autodesk Revit 2020 och Autocad 2018.

Rapalkki är ett dataprogram för dimensionering av kranbanebalkar enligt Eurokodens regler. Programmet är väl anpassat för kontroll av kranbanor med valsade eller svetsade profiler med såväl små till stora traverskranar. Kranbalkarna kan dimensioneras kontinuerliga upptill sex stöd med två oberoende traverskranar samtidigt eller en hängtraverskran. Programmet kan också ta fram kranlaster om dessa ej gets av leverantören samt rekommendera val av kranbanebalk. Ursprungligen har Rapalkki uppgjorts genom ett eller flera examensarbeten och finns nu i programutgåva 3.0.

1.5 Eurokoder

Eurokoderna är europeiska standarder som innehåller dimensioneringsmetoder och regelverk för att analysera bärverk och enskilda konstruktionsdelars bärförmågor då de utsätts för olika omständigheter. [2] I arbetet används de svenska eurokoderna som grund fastän projektet befinner sig i Finland. Detta innebär att landsenliga dimensioneringsvärden tas från Finlands nationella bilaga (nationalt annex), förkortas NA(FI). I arbetet har hänvisningar till Eurokodens inledande del förkortats till EC, exempelvis från EN1991-3 till EC1-3.

2 Allmänt

Kapitlet ger en kort bakgrundsinformation om det allmänna traverskransystemet för industribyggnader. En traverskran är en anordning avsedd för lyftning och transporter av last. Avsnittet behandlar traverskranens typindelning och kranbanans utformning.

2.1 Traverskran

Traverskranar är indelade i två typer, rälgående traverskran där kranen vanligtvis löper direkt ovanpå kranbanebalkar med räl och hängtraverskran där kranen rör sig på kranbanebalkarnas underflänsar. Beroende på användningsändamålet är det inte ovanligt att det monteras flera traverskranar per bana till och med i olika höjder så att kranarna kan köras ovanpå varandra, se figur 1. Traverskranarna är ofta skräddarsydda och anpassade till byggnaders geometri och kundens önskemål. [3, 4]

Den rälgående traverskranen har inga direkta begränsningar i lyftkapacitet utan det är konstruktionslösningen som bestämmer kapaciteten och det utrymme som kan användas. Det är vanligt att kranar med högre kapacitet är utav två kranbryggor och flera hjul än två per bana. Detta medger en optimal lastfördelning på kranbanan. Kranen är antingen försedd med telfer vid mindre lyftkapaciteter eller överliggande tralla när högre lyftkapacitet fodras. [5]



Figur 1 Multipla rälgående traverskranar i flera våningar. [5]

Hängtraversen kan däremot användas då lyftbehovet är litet och när utrymmet är begränsat, vanligaste lösningen är att kranbanan är monterad i taket enligt figur 2 istället för till pelarna. Hängtraversen är oftast utrustade med en hängtelfer som åker utefter traversbryggans underflänsar. [5]



Figur 2 Hängtraverskran monterad till fackverken. [5]

2.2 Kranbana

Kranbanor är utförda som I- eller H- profilbalkar som är antingen valsade eller svetsad plåtbalk. Profilens storlek påverkas främst av belastningar, spannets längd och utrymmets geometri. Kranbanan skall ta emot belastningar av traverskranen i vertikal-, horisontell- och längdriktning, dessa krafter varierar i tid och rörelse. Väljs en valsad profilbalk är den mest förmånliga lösningen typen HEA-profil för små och medelstora kranar. För stora lyftkapaciteter brukar en enkelsymmetrisk svetsad plåtbalk väljas, man brukar då göra balkens övre fläns bredare för att ge god styvhet i sidled. kranbanans upplagsystem görs antingen helt kontinuerliga eller kontinuitet över två spann. Alternativt kan kranbanor också göras som fritt upplagda, vilket betyder att balken är skarvad per stöd. Långa kontinuerliga balkar över flera stöd är inte att föredra då detta normalt kräver svetsning på byggplatsen, vilket ökar arbetskostnaden. Dessutom behöver balken målas för att undvika korrosion. Vid stöd där balken är fritt upplagd krävs det att rälen förses med rörelsefog. Detta undviker onödiga belastningar vilket medför ökat slitage på räl. Rörelsefogarna placeras ca 1/10 av spannets avstånd från det fritt upplagda stödet där spänningarna är något mindre. [4]

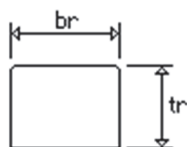
2.2.1 Stålsorter

Stålet används som byggnadsmaterial på grund av få negativa aspekter. Stålets viktigaste egenskaper är dess hållfasthet, seghet och lång hållbarhet. Stålsorten betecknas utgående från värden av stålets sträckgräns och seghet. Stålsorten betecknas SXXX YY där S står för konstruktionsstål, XXX för sträckgränsen och YY för seghetsklass, till exempel S355J2. Seghetsklassen anger till vilken temperatur stålet har sin seghet och hur stålet har blivit tillverkat, genom varm- eller kallbearbetning. Det går även att ha flera stålsorter för olika tvärsnittsdelar i svetsade plåtbalkar, flänsarna brukar då göras i bättre stålsort än livet. [6]

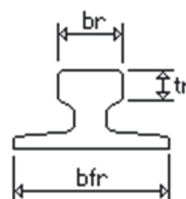
2.2.2 Rältyper

Vanliga rältyper är platträl och kranräl, där platträlen har formen av en rektangulär profil med avfasade hörn på ena långsidan se (figur 4). Platträlen används vid lågt hjultryck och är således till för små och medelstora kranar, rälens betecknas med bredd och höjd. Om kranbanan är belägen inomhus svetsas platträlen till kranbalken med intermittenta kälsvetsar på vardera sidan om rälens. Utomhus helst med kontinuerliga svetsar. Detta är för att utöka livslängden och minimera spaltkorrosion. Det fodras att man alltid räknar med att rälens slits, detta skall beaktas redan i beräkningsskedet. För att ytterligare minska slitaget kan gummibelägg placeras under rälens för att minska friktionen. [4]

Kranrälens i figur 3 är en standardsenlig räl enligt DIN536, betecknas med A XX där XX är måttet på rälhuvudet. Denna typ av räl är klarar av ökat hjultryck som inte platträlen klarar av. Kranrälens svetsas inte utan fästs till kranbalkens överfläns med klamrar. Vid stora temperaturväxlingar såsom mellan inomhus och utomhus bör flänslösa hjul och styrrullar väljas. Vid långa spännvidder bör denna räl även förses med längsgående styrrullar. [4]



Figur 4. Platträl. [16]



Figur 3. Kranräl. [16]

3 Bärverksanalys

När ändringar skall göras i en byggnad som påverkar bärande konstruktioner behöver man vanligtvis reda ut befintliga konstruktionsdelars bärförmågor för vidare dimensionering. Beroende på vilken del av byggnaden som ändras hamnar man ofta på att kartlägga flera delar på grund av hur de samverkar. Med kartläggningen försöker man fastställa konstruktionens egenskaper genom att visuellt granska och mäta, beroende på vad som skall utredas. Om ändringen gäller en konstruktionsdel som riskerar stora katastrofala följder vid brott eller dess tillstånd inte kan konstateras i det visuella skedet öppnas konstruktioner upp och lokaliseras genom noggrannare utredning och provtagning.

En noggrann kartläggning är grunden till en fördelaktig dimensionering vilket gynnar beställarens behov. Det är upp till planeraren att kunna hitta en ekonomisk lösning som är både enkel och säker att utföra. Konstruktionslösningen bör bibehålla sina egenskaper under garantitiden och uppvisa betryggande säkerhet mot brott [7].

3.1 Kartläggning

För att kartläggningen skulle gå så smidigt som möjligt utarbetades frågeställningar utöver utredningen i förhand. Objektet kontrollmättes, där ramens centrumavstånd, fri höjd och totallängd på hallen konstaterades stämma överens med bygglovsritningarna. Stommens ingående delar mättes och tvärsnitten till dessa skissades upp på papper. I bygglovsritningarna uppkommer det inga mått på själva stommen vilket inte är ändamålsenligt för denna typ av ritningar. Kranbanans placering mättes från profilbalkarnas liv till liv och dess begynnelsehöjd från golvnivå vilket också överensstämde med bygglovsritningarna. Pelarnas anslutningar till vägg, kranbalkarna, taket noterades och den befintliga traverskranens hjul och räl observerades. Till näst följer en beskrivning av objektet och dess delar.

3.2 Objektet

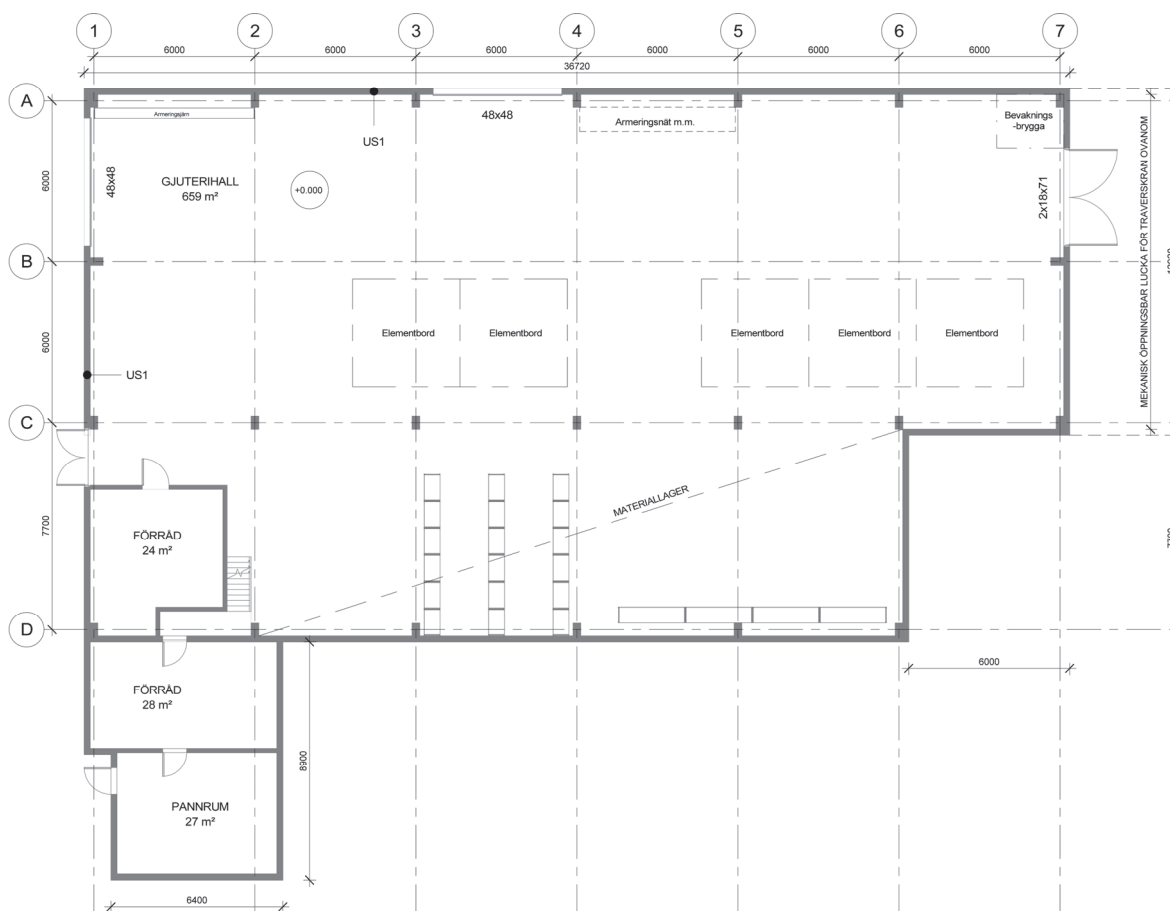


Figur 5. Rending av Oy LMNT elements Ab:s fabrikshall, uppgraderingen sker för hallen längst bort.

År 1986 hade Ab Närpes Betong Oy behov av att utöka betongtillverkningen och byggde till gjuterihallen där elementtillverkningen sker idag, se figur 5 och figur 6. Det tillbyggdes även en socialavdelning och kontor. Vid tillbyggningen kapades den äldre gjuterihallens stålpelare av och svetsades ihop med den nya gjuterihallens betongpelare. Utseendemässigt har kontorstillbyggnaden och cementsilon rivits bort. På insidan har blandare och dess tillhörigheter rivits ut och de sociala utrymmena har gjorts om till förråd.



Figur 6. Rending av fabrikshallen utöver kranbanan utomhus.



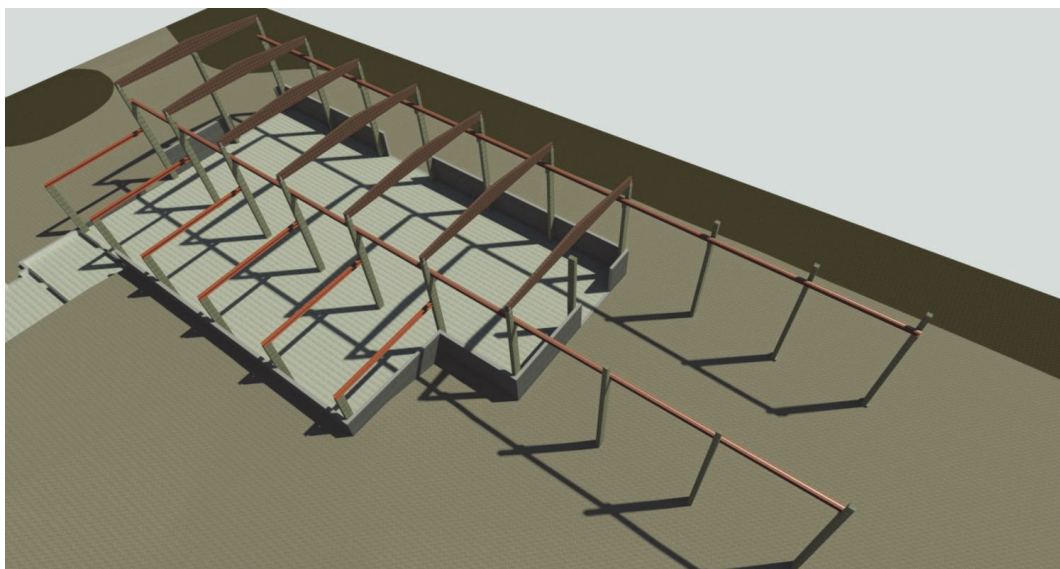
Figur 7. Bottenplan utöver elementfabriken. Ovanpå förrådet inuti gjuterihallen finns pausrummet.

Dagens gjuterihall enligt figur 7, utgör en våningsyta på 475 m² med dimensionerna 36,8 x 12,9 m och utrymmeshöjden 7,3 m till den befintliga traversbryggans underkant. Hallens bärande stomme utgör en ram med centrumavståndet sex meter, stommen består av betongpelare och sadelbalkar av limträ. Betongpelarna håller upp traverskranbanans H-profilbalk med påsvetsad räl i form av en rektangulär skena. Traverskranbanan utgör en kontinuerlig balk på 36 m med sex stöd inomhus och utomhus 18 m med tre stöd. Hallens gavel följer samma stomsystem med undantag av en mittpelare för att stöda upp väggkonstruktionen.

I ena gaveln, se figur 8 finns en mekaniskt öppningsbar lucka som gör att traverskranen kan köras på rälen utomhus för att lasta elementen. Den befintliga traverskranen av typen ASEA 6,3 ton kan då lyfta upp betongelementen från elementformarna och transportera ut elementen på utomhusbanan genom luckan under limträbalken. I figur 9 uppvisas stomsystemet och kranbanan omgiven av betongelementen som upprätthåller träväggskonstruktionen. Samma gavel från figur 8 ses i figur 9.



Figur 8. Gjuterihallens gavel där lastning av färdiggjutna element sker.



Figur 9. Rendering utöver stomsystemet.

3.2.1 Grunden

Ingen noggrannare utredning kunde göras av grunden. Hallen är uppbyggd på pålade pelarsulor av okänd storlek. På grund av byggnadens ålder uppskattas det att pålningen har gjorts med betongpålar med åtminstone två pålar per sula. Pålarna är troligen vertikalt nedslagna i marken vilket baseras på det normala.

3.2.2 Sockel och ytterväggar

Sockeln är gjord som ca 2,4 m höga betongsandwichelement med inner- och ytterskalets tjocklek 60 mm med 100 mm okänd styv isolering. Elementen är fastsvetsade till grunden och pelarna med ingjutna svetsplattor enligt figur 10. En Träspantervägg med 150 mm mineralullisolering fortsätter upptill vattentaket, ytskikt av profilplåt och gips.



Figur 10. Övergången från sockelns betongelement till träspantervägg.

3.2.3 Betongpelare

Betongpelarna i figur 11 och figur 12 är utförda som element av Kyyjärven Sementtöte KY och har dimensionerna 280 x 480 x 8750 mm med 15 x 15 mm avfasningar och egenvikten 29,0 kN vilket motsvarar 2957,2 kg. Kranbanans stöd är utformade som en klack med dimensionerna 480 x 150 x 300 mm. Inomhus är pelarna infäst till limträbalken med två nedgjutna plåtar på vardera sidan om limträbalken med anslutande bultar. I figur 11 har kranbanan blivit skarvad med stumsvets ca 60 cm från stödet. Stumsvetsade skarvar är det normala för kontinuerliga kranbanor som denna. Skarvorna placeras då 1/10 av spännvidden från stöd. I figur 12 har Kranbanan avslutats med ett ändstopp av en mindre H-profil, fastsvetsad till kranbanan.



Figur 12. Betongpelare som upprätthåller kranbanan utomhus.



Figur 11. Utformning vid mittstöden inomhus.

3.2.4 Takbalkar och vattentak

Taket bärs upp av sadelbalkar utav limträ med bredden 190 mm, begynnelsehöjden 500 mm och totala höjden 1100 mm. Som sekundärbalkar har använts konstruktionsvirke 50 x 200 mm på okänt centrumavstånd som fördelar lasterna på limträbalkarna. Taket är isolerat med 150 mm mineralullsisolering och takets yta är av profilplåt och gips med glesbrädning.

3.2.5 Traverskranbana

Kranbalkarna är utav profilbalken HEB 260, då denna profil har samma höjd som bredd kontrollmättes flänsarna till 17–18 mm, vilket överensstämmer med denna typ av H-profil. Av byggnadens ålder uppskattas stålsorten till S235JR, vilket motsvarar Fe 36 som tidigare var den vanliga stålqualitén för HEB-profiler. I dagens läge valsas HEB-profiler antingen i S275JR eller S355JO. Till kranbanans övre fläns är en platträl svetsad med måtten 30 x 50 mm. Rälen har svetsats med dubbla intermittenta kälsvetsar med svetslängden 5 cm och centrumavståndet 50 cm enligt figur 14. Kranbanan har egentligen inga livavstyvningar vid stöden förutom vid båda ändstöden och vid avgränsningen till utomhusbanan, avstyvningarna är utformade enligt figur 14. Till kranbanan i figur 13 är traverskranarnas strömförsörjning fästa med flatjärn, svetsade till banans liv. I samma figur kan också glappet mellan traverskranens flänshjul och räl ses. Glappet kommer från tillverkningstoleranserna samt behövs för att minska på rälslitaget [6]. Dock inverkar glappets storlek på kranens skevgång som redovisas senare i arbetet.



Figur 13. Intermittent svetsad platträl ovanpå kranbanans övre fläns.



Figur 14. Infästning till betongpelare vid hallens gavlar.

4 Lastanalys

Lastanalys innebär att man utreder de påkänningar som verkar på ett bärverk. Verket har som uppgift att överföra laster vidare till andra bärande konstruktioner eller till undergrunden. Till de mest dominerande lasterna hör egenvikt, nyttolast, vind- och snölast, dessa behandlas på bärverket som yttre laster. De inre lasterna är de krafter som förs vidare av bärverket. Lasterna orsakar spänningar, deformationer i konstruktionen och för stor stress kan ge upphov till olika typer av brott [8].

4.1 Partialkoefficientmetoden

Beräkningsmetod enligt de senaste Eurokoderna, metoden grundar sig på att bevisa att lasteffekten E_d är mindre än eller lika med bärförmågan R_d . Lasteffekten definieras exempelvis som högsta moment i snitt eller största tvärkraft vid stöd. Medan andra ledet beskrivs som kapaciteten eller bärförmågan. I beräknings-åtgången används olika säkerhetskoefficienter beroende på laster, material och yttre omgivningar. Säkerhetskoefficienterna beaktar osäkerheten i materialet och lasterna genom att uppförstora lasterna och minska på hållfastheten. Yttre omgivningar påverkar resultatet genom exponering för väder och vind, olika klassificeringar för konstruktionen såsom konsekvens- och utförandeklasser. Med dessa restriktioner avses det att konstruktionen skall hålla mot brott och skadliga förändringar såsom sprickor och deformationer under dess brukstid [7].

4.1.1 Brukgränstillstånd

Tillståndet uppnås då konstruktionen närmar sig sin slutliga bärförmåga eller stabilitet med avseende på normal användning. Dimensionering i brukgränstillstånd görs utan säkerhetskoefficienter vilket innebär att karakteristiska värden på lasterna används. [8] I brukgränstillstånd kontrolleras kranbanan mot nedböjningar och förskjutningar.

4.1.2 Brottgränstillstånd

Uppnås när konstruktionen är på gräns till något slags brott. För att begränsa att detta tillstånd uppnås används säkerhetskoefficienter för att förstora lasternas verkan, vilket i sin tur minskar på osäkerheterna. [8]

4.2 Konsekvensklass

Byggnaden indelas i tre olika konsekvensklasser CC1-CC3 även benämnt säkerhetsklass enligt SS-EN 1990. Klassen är beroende av hur stor risk för personskador samt ekonomiska följder ett brott skulle kunna medföra, se Tabell 1. Om ingen konsekvensklass har specificerats gäller klass CC2. Kranbanebalkar hör oftast till CC3 då spännvidden ≥ 15 m och lyftkapaciteten ≥ 20 ton. Ett brott skulle medge smärre ekonomiska följder och kan väntas någon risk för allvarliga personskador. Alternativt för små kranbanor kan konsekvensklassen väljas till CC2.

Tabell 1. De tre konsekvensklasserna [2]

Konsekvensklass	Beskrivning	Exempel på byggnader och anläggningar
CC3	Hög risk för dödsfall, eller mycket stora ekonomiska, samhälleliga eller miljö-betingade konsekvenser	Läktare, offentliga byggnader där konsekvenserna av en kollaps är allvarliga (t.ex. konserthallar)
CC2	Normal risk för dödsfall, betydande ekonomiska, samhälleliga eller miljö-betingade konsekvenser	Bostadshus och kontorsbyggnader, offentliga byggnader där konsekvenserna av en kollaps är normala (t.ex. kontorsbyggnader)
CC1	Liten risk för dödsfall, och små eller försumbara ekonomiska, samhälleliga eller miljöbetingade konsekvenser	Jordbruksbyggnader där personer normalt inte vistas (t.ex. lagerbyggnader), växthus

4.3 Utförandeklass

Utförandeklass väljs enligt SFS-EN 1993-1-1 och nationella bilagan. I Finland kan direkta kopplingar göras för utförandeklassen till konsekvensklassen enligt Tabell 2, anses det att konsekvensklassen är CC2 kan också utförandeklassen väljas som EXC2. Utförandeklassen kan väljas samma för hela byggnaden eller per del. Val av utförandeklass påverkar främst kontroll av svets- och skruvförband i dimensioneringssyfte. I utmattningsbelastade svetsförband kan det ha betydelse att välja klass EXC3 om utnyttjandegraden för spänningsvidden är högre än 70 % eftersom det höjer bärförmågan och minskar såväl osäkerheten i utmattningstillståndet [9].

Tabell 2. Sambanden mellan konsekvensklass och utförandeklass [9]

Säkerhetsklass (RC) eller Konsekvensklass (CC)	Typ av belastning	
	Statisk, kvasistatisk eller seismisk DCL ^a	Utmattning ^b eller seismisk DCM eller DCH ^a
RC3 eller CC3	EXC3 ^c	EXC3 ^c
RC2 eller CC2	EXC2	EXC3
RC1 eller CC1	EXC1	EXC2

^a Seismiska duktilitetsklasser definieras i EN 1998-1: Låg = DCL; Normal = DCM; Hög = DCH

^b Se EN 1993-1-9.

^c EXC4 kan föreskrivas för bärvärk med externa konsekvenser av brott.

4.4 Toleransklass

Toleransklassen återger krav under tillverknings- och monteringskedet. Toleransklasserna anges enligt EC 1090–2 i klass 1 och 2, där klass 2 är den noggrannare utav klasserna, klass 2 kräver kontinuerlig och certifierad kvalitetskontroll. Val av toleransklass gynnar beräkningskedet genom att man får minska på partialkoefficienterna. Om toleransklassen ej specificeras gäller klass 1. [4]

4.5 Klassificeringssystem hos kranar

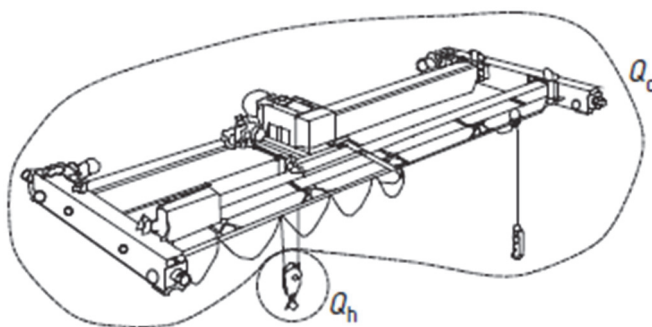
Traverskranar benämns främst som lyftlasten gånger spännvidden tillsammans med kranklassen och driftklassen. Kranklassen består av fyra klasser HC₁ till HC₄ klassats efter den dynamiska verkan en kran anses ge vid vidareföring av laster till kranbanan, alltså hur mjukt eller ryckigt en kran rör sig. Kranklass HC₄ ger den största inverkan av dynamiska krafter. Är kran- och driftklassen således okänd kan den bestämmas ur EC1-3 bilaga B där klasserna ges beroende på typ av kran för olika användningsändamål. Driftklassen är indelade i tio klasser från S₀ – S₉ där den första är den lägsta. Klassen baserar sig på det totala antalet lastcykler kranen kan förvänta sig utföra under förväntad livslängd. [4, 10, 3]

4.6 Korrosivitetsklass

Kranbanan bör förses med rostskydd beroende på omgivningen, klasserna ges enligt krav i EN 12944–2 och indelas i klasserna C₁-C₅. Normalläget för kranbanor är klass C₂ för inomhusbanor och klass C₃ för banor utomhus. För att skydda mot rost bör konstruktionen antingen förzinkas eller målas. När konstruktionen skall målas som rostskydd bör också en hållbarhetsklass ges på själva utförandet av målningen. Hållbarhetsklasserna klassas enligt förväntat korrosionsskydd i år där klass låg är för 2–5 år, medel 5–15 år och klass hög för över 15 år, denna tid skall ej förväxlas med arbetets garantitid. [4, 6]

4.7 Lasternas utformning

Lasterna uppdelas i tre olika kategorier, permanent last, variabel last och den mera sällan förekommande olyckslasten. Last vid olycka behöver endast beaktas om kranen i fråga saknar lämpliga skydd mot kollision. Vid dimensionering i brottgränstillstånd kombineras lasternas karakteristiska värden med partialkoefficienter och reduktionsfaktorer beroende på kategori och tidsklass. Lastfall som ger de största osäkerheterna väljs som dimensionerande. [8, 3]



Figur 15. Uppdelning av kranens egentyngd och lyftlast. [3]

4.7.1 Permanent last

Last som varierar så lite att den betraktas som en statisk last. Kranbanans egenvikt och övriga anordningar anslutna till banan såsom strömförsörjningsdon klassas som permanenta laster [8, 3].

4.7.2 Variabel last

Laster som är icke permanenta klassas som variabla laster. Lasternas storlek är inte bundna utan kan variera, till exempel snö- och vindlast samt nyttolast på bjälklag. Hos traverskranen klassas alla laster som variabla, traverskranens arbetscykel utgör variabla laster vid start och inbromsning, skevgång och lyftlast. Dessa varierar med tid och rörelse och kallas ibland för dynamiska krafter. [8, 4].

4.7.3 Olyckslast

Olyckslast hör till de laster som uppkommer vid explosioner, brand, översvämningar och dylika företeelser. Hos traverskranar betraktas buffertkraften som en olyckslast. Lasten uppkommer när traversen, trallan eller telfern kolliderar med ändstoppet eller med en annan travers på samma bana. Buffertkraften är oftast inte dimensionerande för kranbanan men bör tas i beaktande vid dimensionering av ändstopp. Denna kraft kan minskas såväl avlägsnas helt med kodning av åksystemet för traversen. Annars bestäms buffertkraften från EC1-3. [8, 3, 4]

4.8 Egenvikt

Last som utgörs av ett objekts egentyngd och bör ses som en permanent statisk last. Egenvikterna för traverskranen samt dess anordningar fås från respektive tillverkare och övriga egenvikter beräknas för hand eller tas från SS-EN 1991 1-1 och SS-EN 1991-3. Vid handberäkningar kan materialets densitet användas om egenvikterna inte hittas i Eurokoderna ovan.

4.9 Snölast

Generellt är snölasten en av de dominerande lasterna vid dimensionering av en byggnad. Dock gällande kranbanor utomhus är det beroende från fall till fall. Hör kranbanan till stomsystemet bör snölasten beaktas i samband med andra variabla laster och finns det konstruktionsdelar med större ytor exponerade för snöfall bör dessa även beaktas. Enbart för kranbanan är den snömängd som egentligen hamnar på banan och dess lyftanordning väldigt liten. I detta arbete tas snölasten ej upp i beräkningarna eftersom så liten snömängd lämnar kvar på kranbanan, dessutom körs traverskranen alltid inomhus efter dagens lopp. För bestämning av snölastens karakteristiska värde hänvisas läsaren till att följa reglerna i EC1-1-3.

4.10 Vindlast

Vindlasten är en tidsmässig varierande last och förekommer på kranbanor av traverskranens rörelse samt av vinden om banan befinner sig utomhus. Inomhus får vind- och snölasten försummas för kranbanan men bör kombineras med konstruktionsdelar som belastas både av kran-, vind- och snölast. [3]

För kranbanor utomhus kan vindlasten bestämmas ur EC1-1-4 som karakteristisk kraft på kranbana och dess lyftanordning. Metoden utgår ifrån den vindlast som uppkommer av yttre omständigheter gällande delens form, dimensioner, materialets yta och dess yttre omgivning [11]. Vindlastens karakteristiska kraft på byggnadsdelen för utsida bestäms ur:

$$F_{w.e} = C_s C_d * C_f * q_p(h) * A_{ref.x} \quad (1)$$

[EC1-1-4(5.3)]

Varav $C_s C_d$ är bärverksfaktorn, C_f är en faktor som är beroende på bärverkets form. $q_p(h)$ är vindens karakteristiska värde beroende på vindhastighet på höjden från marknivå till aktuell höjd på bärverket. $A_{ref.x}$ är referensarean för delen och bör bestämmas för varje belastat fall. För bestämning av värden på bärverksfaktorn $C_s C_d$ och faktorn C_f för bärverkets form hänvisas läsaren att följa EC1-1-4 kap. 6–8. [11, 3]

4.11 Temperaturlast

Tvångskrafter av temperaturvariationer skall beaktas, typiska fall för kranbanor är när samma kranbana fortsätter från insidan till utsidan av en byggnad. Temperaturlasten klassas som en variabel indirekt last på bärverk utsatta för temperaturskillnader beroende på årstid och förändringar i temperaturen orsakad vid drift och dygnsrytm. Storleken på temperaturförändringarna beror på klimatförhållande, exponering, massa och ytskikt. För att underlätta att tvångskrafter inte uppstår i samband med temperaturrörelser bör rörelsefogar sättas in. Normalt behöver temperaturskillnader endast beaktas i vertikalt led och temperaturskillnaden bestäms ur EC1-1-5 för aktuellt fall och del [3, 12].

Temperaturspänningar som uppkommer av temperaturrörelser bestäms enligt:

$$u_t = \alpha_t * t * L \quad (2)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

Där u_t är materialets längd ökning / minskning vid temperaturskillnaden t och är beroende av materialets linjära längdutvidgnings koefficient α_t på längden L . Materialets längdutvidgnings koefficient för vanligt förekommande material hittas i tabell C.1 i EC1-1-5 bilaga C.

$$u_t = u_1 + u_2 = u_1 + \frac{\sigma}{E} * L \quad (3)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

u_t är materialets slutliga längd ökning / minskning vilket u_1 baserar sig på summan av materialets ändring vid temperaturskillnaden och spänningen σ i aktuell del genom elasticitetsmodulen E för materialet på längden L .

$$\sigma_t = E * \varepsilon_t \quad (4)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta L}{L} \quad (5)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

Den slutliga temperaturspänningen fås enligt formlerna ovan där E är materialets elasticitetsmodul och ε_t är den töjning / stukning som uppstår av förändringen i längden ΔL som u_t ger upphov till genom aktuell längd L .

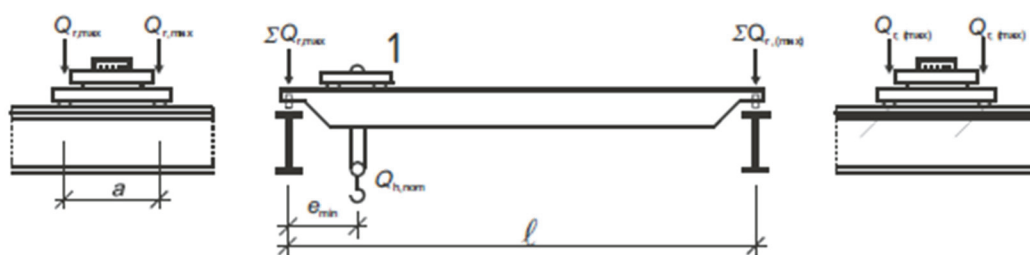
Eventuella tvångskrafter som uppstår med temperaturförändringar i banan tas inte i beaktande i beräkningsskedet då kranbanan är försedd med rörelsefog vid öppningen till kranbanan utomhus.

5 Framtagande av kranlaster

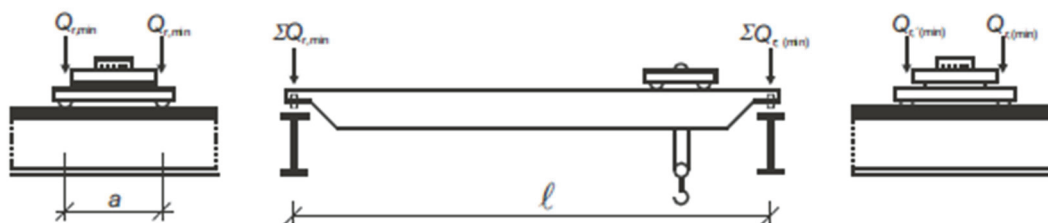
Oftast fås kranlasterna av kranleverantören, de brukar då vara uppdelade per hjul och i alla belastade riktningar. Leverantören brukar också specificera dynamikfaktorerna som skall kombineras med kranlasterna. Om inga värden fås från leverantören kan lasterna bestämmas med metoder och regler i enlighet med EC1-3. I övrigt skall kranleverantörens värden användas i beräkningarna eftersom dessa är noggrannare än vid beräkning för hand.

5.1 Vertikala laster

Den vertikala lasten bör sättas lika med summan av alla lodräta krafter, bestående av variabel last och egentyngd med dynamikfaktorer. Lyftanordningens egentyngd klassas som permanent last men då lasten är rörlig av hjulen är det i praktiken en variabel last [4]. Den största och minsta vertikala lasten på hjul bestäms med jämviktsekvation med hjälp av lastfigurer:



Figur 16. Fall som ger största vertikallast, telfern eller trallan befinner sig vid ändstopp. [3]



Figur 17. Fall som ger minsta vertikallast, telfern eller trallan befinner sig vid motsatt ändstopp. [3]

$$A = \frac{F \cdot b}{L} \quad \text{och} \quad B = \frac{F \cdot a}{L} \quad (6 \ \& \ 7)$$

(Jämviktsekvation för tvåstödsbalk)

Och last per hjul fås enligt samma formel som ovan eller om vertikala lasten är mittpå:

$$A = \frac{F}{2} \quad (8)$$

(Jämviktsekvation för tvåstödsbalk)

Där stödkraften A ersätts med den belastade kranens största hjullaster $\sum Q_{r,max}$, B med den belastade kranens största samhörande hjullaster $\sum Q_{r,(max)}$ och kraften F med kranens egentyngd Q_c eller lyftlasten Q_h i figur 16. Motsvarande görs för $\sum Q_{r,min}$ och $\sum Q_{r,(min)}$ i figur 17. e_{min} är det minsta avstånd lyftlasten Q_h kan befinna sig från kranbanans mittpunkt, detta avstånd ges av leverantören. e_{min} kan sättas som avståndet a vid tillämpning av jämviktsekvationerna. Vid beräkning av den största och minsta hjullasten $Q_{r,max}$, $Q_{r,min}$ och samhörande hjullast $Q_{r,(max)}$, $Q_{r,(min)}$ används formlerna på nytt beroende på fall. Det underlättar att dela upp permanent last och variabel last i skilda fall för att lasterna skall kombineras med olika dynamikfaktorer beroende på lastfall i brottgränstillståndet. I detta arbete förekommer två oberoende kranar på samma kranbana vilket innebär att vertikallaster för båda skall beaktas. [4]

5.2 Horisontala laster

Horisontala krafter som påverkar kranbanan och byggnadens stomme är bland annat tröghetskrafter i längd- och tvärriktning från kranens acceleration och retardation. Samma gäller tröghetskrafterna av lyftanordningen. Sist är styrkrafter på grund av kranens skevgång i längdriktning [4]. Används buffert skall eventuella buffertkrafter beaktas då kranen eller lyftanordningen kolliderar med bufferten. Den dimensionerande kraften i horisontalriktning brukar oftast vara från skevgången. De horisontala lasterna behandlas skilt i följande rubriker och utreds från EC1-3. Då detta arbete behandlar två oberoende kranar på samma kranbana räcker det med att de horisontala krafterna av endast en traverskran beaktas. [4]

5.2.1 Sneda lyft

Överlag är sneda lyft förbjudna då lyftanordning och lyftlast inte är i lod. Små oundvikliga krafter av att lyftlasten inte är helt i linje med lyftanordningen är inkluderade i tröghetskrafterna [3]. Sneda lyft ökar påfrestningen på lyftanordningens delar och minimerar max lyftlast. Långa linor eller kättingar skall användas för att undvika stora lyftvinklar.

5.2.2 Kranens acceleration och retardation

Horisontalkraft i längdriktning av kranens start och stopp uppstår från friktion av kontaktytan mellan räl och drivande hjul och bestäms ur formeln:

$$H_{L,i} = \varphi_5 * K * \frac{1}{n_r} \quad (9)$$

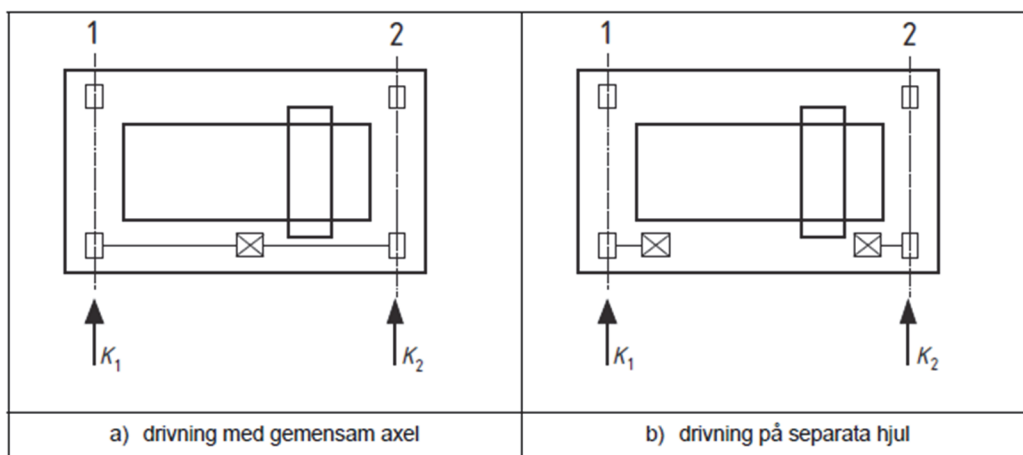
[EC1-3(2.2)]

Där φ_5 är dynamikfaktorn för drivande hjul, n_r är antalet kranbanebalkar och drivkraften K bör anhållas av kranleverantören, annars bestäms drivkraften ur:

$$K = K_1 + K_2 = \mu * \sum Q_{r,min} \quad (10)$$

[EC1-3(2.5)]

Varvid friktionskoefficient μ är beroende av rälens underlag gånger summan av minsta hjullaster per separata drivande hjul. För kranar med gemensam drivande axel fås summan av minsta hjullaster med minsta hjullast(er) per sida. Drivkraften K beror på drivsystem och verkar enligt figur 18.



Figur 18. Driftkraften K beroende av drivsystem. [3]

Horisontalkraft i tvärriktningen av tröghetskrafterna från start och stop agerar utefter trallans eller telferns position på kranbryggan. När den befinner sig närmare ändstoppet förskjuts tyngdpunkten i sidled. Förskjutningen gör att drivkraften och tröghetskraften ändrar lägen vilket ger uppror till rotationsmoment från masscentrumet till den förskjutna tyngdpunkten. Momentet motverkas av krafterna i sidled som verkar vid de båda yttersta hjulen men har motsatta riktningar på fram- och bakhjul av rotationen [4]. En förenkling är att tänka ett rektangulärt föremål som färdas rakt fram med en kraft. Föremålet har en större last vid ena kanten, vilket gör att friktionen på samma sida ökar. Då föremålet är förhindrat att styra på grund av att det bara kan färdas rakt fram vill föremålet vrida sig kring masscentrumet och krafter kring kanterna uppstår som försöker motverka rotationen. Horisontalkraft i tvärriktningen för fasta hjul i båda sidorna beräknas enligt:

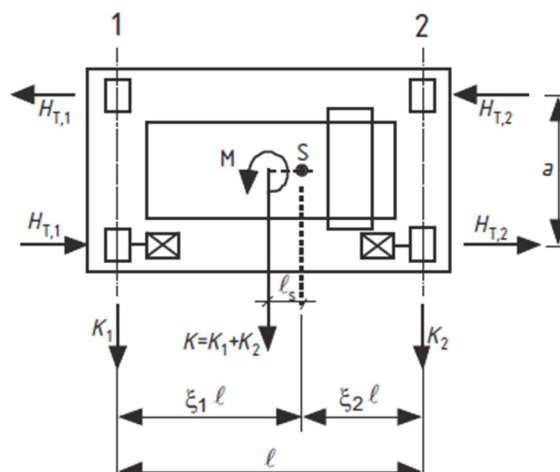
$$H_{T,1} = \varphi_5 * \xi_2 * \frac{M}{a} \quad (11)$$

[EC1-3(2.3)]

$$H_{T,2} = \varphi_5 * \xi_1 * \frac{M}{a} \quad (12)$$

[EC1-3(2.4)]

Där φ_5 är dynamikfaktorn för drivande hjul. Dämpningsfaktorn ξ_1 fås från förhållandet på summan av största vertikallast på bana genom summan av totala vertikala lasterna från kranen. ξ_2 är beroende av första dämpningsfaktorn och bestäms med att subtrahera ξ_1 från talet 1. Avståndet a är mellan hjulen enligt figur 19. Momentet M av drivkrafter bestäms från drivkraften K gånger avståndet l_s mellan masscentrumet och den förskjutna tyngdpunkten, $M = K * l_s$ och avståndet $l_s = (\xi_1 - 0.5) * l$ där l är traverskranens spännvidd.



Figur 19. Illustrerar krafterna på kranbanorna i tvärriktningen. [3]

5.2.3 Lyftanordningens acceleration och retardation

Denna last uppkommer vid start och bromsning av trallan eller telfern och verkar till kranbanan via hjulens kontaktyta. Enligt handboken för traverskranbana från SBI brukar denna last inte vara dimensionerande och behöver ej kombineras med andra sidokrafter. [4]

Horisontalkraften av lyftanordningen $H_{B,2}$ fås som 10 % av summan från lyftlast och lyftanordningens egentyngd förutsatt att lyftlasten kan svänga fritt. Horisontalkraften för underhängande kranar får sättas till minst 10% av den största vertikala hjullasten utan verknings av dynamikfaktorn med avsaknad för noggrannare värden. [3]

5.2.4 Skevgång

Vid skevgång uppstår styrkrafter på grund av gapet mellan styrdon och räl. Styrkrafterna uppkommer då ett av de främre styrdonens flänsar kolliderar med rälets kant. Gapet behövs för att undvika onödigt slitage genom friktion, bestäms också utefter tillverkningsstoleranser. Ett större gap gör att kranen får större skevgångskrafter om den hamnar snett på banan. Skevgången sker på samma vis som då krafterna i tvärriktningen uppstår, telfern eller trallan är nära ändstopp och skapar en roterande verkan genom att tyngdpunkten förskjuts från masscentrumet. Kranen roterar tills den kolliderar med den motsatta kranbanans räl där den vertikala lasten är minst. Reaktionskrafter uppstår i sidled av skevgången där den vertikala lasten är som störst, d.v.s. där telfern eller trallan befinner sig [4].

Används styrrullar istället för flänshjul fås en mindre skevgång samt med styrrullar fås krafter också på bakhjulen vilka får försummas. Dessutom om traversen har fler än fyra hjul per bana uppstår krafter från skevgången vid varje hjul [4].

Horisontalkraft av kranens skevgång bestäms enligt uttrycket:

$$H_{S,1,j,L} = f * \lambda_{S,i,j,L} * \sum Q_r \quad (13)$$

[EC1-3(2.7)]

Där f är den "icke" positiva faktorn och baserar sig på friktionen. $\lambda_{S,1,j,L}$ är en kraftfaktor beroende på hur hjulen är monterade med hänsyn till sidorörelser, detta beskrivs som ett system i Tabell 4 på sida 27. Kraftfaktorn beskrivs generellt som $\lambda_{S,i,j,k}$ där i och j är rälen respektive hjulparet, k är kraftens riktning där L är i längd- och T i tvärriktning. Hur kraftfaktorn bestäms beskrivs i ett senare skede. Den sistnämnda $\sum Q_r$ är summan av de största vertikala lasterna.

Den "icke" positiva faktorn bestäms enligt:

$$f = 0,3 * (1 - e^{-250*\alpha}) \leq 0,3 \quad (14)$$

[EC1-3(2.11)]

Där e är den matematiska konstanten Eulers tal. Skevgångsvinkeln α fås ur summan:

$$\alpha = \alpha_F + \alpha_V + \alpha_0 \leq 0,015 \text{ rad} \quad (15)$$

[EC1-3(2.12)]

Varvid ökad vinkel fås för varje momentum av slitage. Enligt tabell [EC1-3(tab2.7)] fås α_F , α_V och α_0 ur:

$$\alpha_F = \frac{0,75*x}{\alpha_{ext}} \quad (16)$$

$$\alpha_V = \frac{y}{\alpha_{ext}} \quad (17)$$

$$\alpha_0 = 0,001 \quad (18)$$

[EC1-3(tab.2.7)]

Där x är glappet mellan styrdon och räl, där $0,75 * x \geq 5 \text{ mm}$ för styrrullar respektive 10 mm för flänshjul. α_{ext} är avståndet mellan yttre styrdon längs styrrälen enligt figur 20 på sida 27. y är slitage på räl och styrdon och bör vara $y \geq 0,03 * b$ för styrrullar och $y \geq 0,10 * b$ för flänshjul där b är rälhuvudets bredd. α_0 är tolerans för hjul- och rälriktningar.

Som tidigare nämnt bestäms kraftfaktorn $\lambda_{S,i,j,k}$ ur Tabell 4, samma tabell hittas i [EC1-3(tab.2.9)]. $\lambda_{S,i,j,k}$ är beroende på vilket drivsystem som traversen använder sig av och kraftens riktning. För tvärkrafter av kranens skevgång med oberoende hjul bestäms kraftfaktorn av:

$$\lambda_{S,1,j,L} = \frac{\xi_2}{n} * \left(1 - \frac{e_j}{h}\right) \quad (19)$$

$$\lambda_{S,2,j,L} = \frac{\xi_1}{n} * \left(1 - \frac{e_j}{h}\right) \quad (20)$$

[EC1-3(tab.2.9)]


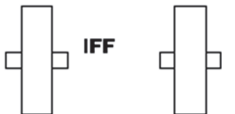

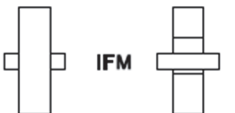
Och för kopplade hjul:

$$\lambda_{S,i,j,L} = \frac{\xi_1 * \xi_2}{n} * \frac{1}{h} \quad (21)$$

[EC1-3(tab.2.9)]

Där ξ_i är dämpningsfaktorer enligt tidigare se 5.2.2 och n är antalet hjul per kranbana eller hjulpar. Avståndet e_j är från hjulpar j till aktuellt styrdon d.v.s. avståndet mellan hjulen där skevgångskraften S uppstår. Avståndet h bestäms ur Tabell 3 beroende på drivsystem och h är avståndet mellan momentant rotationscentrum och aktuellt styrdon enligt figur 20.

Tabell 3. Bestämning av avståndet h [3]

Hjulmontering med hänsyn till sidorörelser	Kombination av hjulpar		h
	kopplade (c)	oberoende (i)	
Fast/Fast FF			$\frac{m \xi_1 \xi_2 \ell^2 + \sum e_j^2}{\sum e_j}$
Fast/Rörlig FM			$\frac{m \xi_1 \ell^2 + \sum e_j^2}{\sum e_j}$
Där: h är avståndet mellan momentant rotationscentrum och aktuellt styrdon; m är antalet kopplade hjulpar ($m = 0$ för oberoende hjulpar); $\xi_1 \ell$ är avståndet mellan momentant rotationscentrum och räl 1; $\xi_2 \ell$ är avståndet mellan momentant rotationscentrum och räl 2; ℓ är anordningens spännvidd; e_j är avståndet från hjulpar j till relevant aktuellt styrdon.			

Skevgångskraften S bör ej användas inom dimensionering eftersom den verkar i samma punkt som den horisontella kraften i tvärriktningen $H_{S,i,j,T}$ som är den resulterande kraften. Skevgångskraften bestäms ur uttrycket nedan där $\lambda_{S,j}$ är kraftvektorn ur Tabell 4.

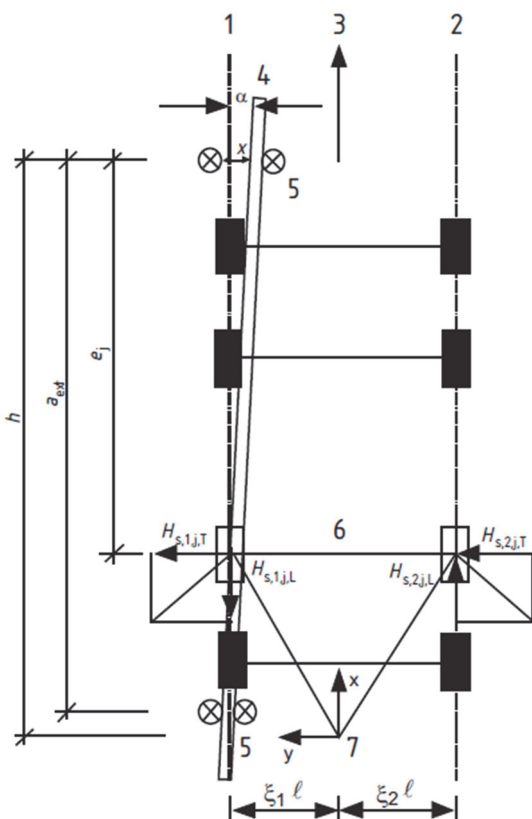
$$S = f * \lambda_{S,j} * \sum Q_r \quad (22)$$

[EC1-3(2.6)]

Tabell 4. Bestämning av $\lambda_{S,i,j,k}$ – värden [3]

System	$\lambda_{S,j}$	$\lambda_{S,1,j,L}$	$\lambda_{S,1,j,T}$	$\lambda_{S,2,j,L}$	$\lambda_{S,2,j,T}$
CFF	$1 - \frac{\sum e_j}{nh}$	$\frac{\xi_1 \xi_2}{n} \frac{1}{h}$	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$	$\frac{\xi_1 \xi_2}{n} \frac{1}{h}$	$\frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$
IFF		0	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$	0	$\frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$
CFM	$\xi_2 \left(1 - \frac{\sum e_j}{nh}\right)$	$\frac{\xi_1 \xi_2}{n} \frac{1}{h}$	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$	$\frac{\xi_1 \xi_2}{n} \frac{1}{h}$	0
IFM		0	$\frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_j}{h}\right)$	0	0

Där:
 n är antalet hjulpar;
 $\xi_1 \ell$ är avståndet mellan momentant rotationscentrum och räl 1;
 $\xi_2 \ell$ är avståndet mellan momentant rotationscentrum och räl 2;
 ℓ är anordningens spännvidd;
 e_j är avståndet från hjulpar j till aktuellt styrdon;
 h är avståndet mellan momentant rotationscentrum och aktuellt styrdon.



Figur 20. Definition av den uppkommande vinkeln α och avståndet h vid kranens skevgång. [3]

5.3 Lastkombinationer

Som tidigare nämnt i 4.1 s.13 belastas ett bärverk ofta av flera laster samtidigt i variation med tid, vilka då kombineras i ett lastfall. Lasterna förstoras och reduceras med partialkoefficienter beroende på kategori, dimensioneringssituation och dominerande last för variabla laster. Traverskranens karakteristiska laster bör kombineras enligt Tabell 5 med dynamikfaktorer där varje bildad lastgrupp bör kombineras med andra icke relaterade laster [4, 3].

Tabell 5. Lastfallskombinationer för kranlaster beroende på dimensioneringssituation [3]

		Be- teck- ning	Kapitel	Lastgrupp									
				Brottgränstillståndet							Prov- last	Olycks- last	
				1	2	3	4	5	6	7			
1	Kranens egentyngd	Q_e	2.6	φ_1	φ_1	1	φ_4	φ_4	φ_4	1	φ_1	1	1
2	Lyftlast	Q_h	2.6	φ_2	φ_3	-	φ_4	φ_4	φ_4	η^1	-	1	1
3	Acceleration av traversbrygga	H_L, H_T	2.7	φ_5	φ_5	φ_5	φ_5	-	-	-	φ_5	-	-
4	Horisontalkraft av skevgång	H_S	2.7	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-
5	Acceleration eller bromsning av överliggande tralla eller telfer	H_{T3}	2.7	-	-	-	-	-	1	-	-	-	-
6	Vindlast på kran i drift	F_W^*	Bilaga A	1	1	1	1	1	-	-	1	-	-
7	Provlust	Q_T	2.10	-	-	-	-	-	-	-	φ_6	-	-
8	Buffertkraft	H_B	2.11	-	-	-	-	-	-	-	-	φ_7	-
9	Vältningskraft	H_{TA}	2.11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1

ANM. För vindlast på kran ur drift, se bilaga A.

¹ η kvoten mellan lyftlasten minus nyttolasten och lyftlasten.

Den dimensionerande lasteffekten för kranbanor bestäms från formel [EN1990(6.1ob)] i brottgränstillståndet och fås enligt SBI handboken för traverskranar:

$$E_d = E\{\gamma_d * (1,20 * G_k + 1,35 * Q_k)\} \quad (23)$$

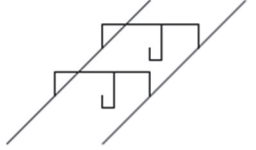
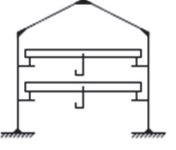
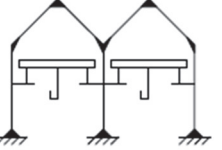
[EN1990(6.1ob)]

Där E representerar lasteffekten inom parentes, γ_d är partialkoefficienten för säkerhetsklass, G_k är kranbanans egentyngd och Q_k är den variabla kranlasten av kombinerad lastgrupp enligt tabellen ovan. När flera kranar används för att lyfta samma last beaktas dessa som en enda last. Men arbetar kranarna oberoende av varandra skall det största antalet kranar beaktas enligt tabell [EC1-3(tab.2.3)]. Observera att horisontallaster av endast en kran beaktas fastän kranarna arbetar oberoende [4].

Den dimensionerande lasteffekten för oberoende kranar på samma kranbana blir då:

$$E_d = E\{1,35 * G; 1,35 * (Q_{c,1} + Q_{h,1}); 1,35 * \psi_0 * (Q_{c,2} + Q_{h,2})\} \quad (24)$$

[EN1990(6.10b)]

	Kranar på varje kranbana	Kranar i varje skepp	Kranar i flerskeppsbyggnader	
				
Vertikal kranlast	3	4	4	2
Horisontal kranlast	2	2	2	2

Figur 21. Illustrerar största antal kranar som bör beaktas vid oberoende arbete. [3]

5.3.1 Dynamikfaktorer

Traverskranens laster skall kombineras enligt Tabell 5 med dynamikfaktorer där varje lastgrupp utgör en kranlast. Den karakteristiska lasten som bör kombineras med andra icke kranrelaterade laster fås ur:

$$F_{\varphi,k} = \varphi_i * F_k \quad (25)$$

[EC1-3(2.1)]

Där φ_i är dynamikfaktorn enligt lasttyp och F_k är kranlastens karakteristiska värde.

Dynamikfaktorerna beaktar den dynamiska effekterna som uppstår vid användning av kranen och kombineras med kranlasterna. Kranen ger ifrån sig en dynamisk verkan när lasten lyfts upp från mark, då lasten släpps och beroende på hur den släpps, plötsligt eller mjukt. Verkan sker också då kranen åker längs rälen eller trallan, telfern längs med kranbanan samt traversens drivning, samt dynamisk inverkan av hjulen vid lyftning av provlast och kollision med buffert på olyckslasten [4, 3].

Utgångsläget är att dynamikfaktorer fås av kranleverantören, annars bestäms de enligt tabell [EC1-3(tab.2.4)] Där φ_1 är dynamisk inverkan av lyftning av last och värden mellan 0,9 – 1,1 används, enligt SBI handbok för traverskranbana kan värden 1,1 väljas. φ_2 är dynamisk inverkan vid överföring av last från marken och bestäms ur:

$$\varphi_2 = \varphi_{2,min} + \beta_2 + v_h \quad (26)$$

[EC1-3(tab.2.4)]

Varvid $\varphi_{2,min}$ och β_2 bestäms utifrån lyftklassen ur tabell [EC1-3(tab.2.5)] och v_h är lyfthastigheten i m/s . φ_3 är beroende på den dynamiska inverkan som sker vid oväntat släpp av lyftlast:

$$\varphi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m} * (1 + \beta_3) \quad (27)$$

[EC1-3(tab.2.4)]

$\frac{\Delta m}{m}$ är förhållandet mellan släppt eller tappad del av lyftlasten med den totala lyftlasten. β_3 ger verkan av den frigörande anordningen hur fort lasten släpps vilket bestäms ur samma tabell. φ_4 sköter inverkan vid kranåkning och får sättas till 1,0 om rärens toleranser uppfyller klass 1 ur EN 1090–2. φ_5 har hand den dynamiska inverkan av drivande hjul och baserar sig på hur mjukt, ryckigt kranen accelererar eller bromsar och bestäms ur tabell [EC1-3(tab.2.6)].

5.3.2 Utmattningslast

Vid kontroll mot utmattningslast bör dynamikfaktorerna för kranens permanenta- och variabla laster reduceras en aning, då det inte är troligt att den dynamiska inverkan återkommer på samma plats på banan varje arbetscykel kranen utför [4]. Den reducerade dynamikfaktorn bestäms enligt:

$$\varphi_{fat,1} = \frac{1+\varphi_1}{2} \quad (28)$$

$$\varphi_{fat,2} = \frac{1+\varphi_2}{2} \quad (29)$$

[EC1-3(2.19)]

6 Snittkrafter och deformation

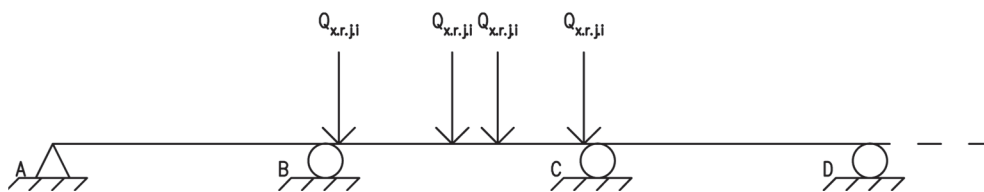
Kranlasterna ger upphov till moment och tvärkrafter i kranbanans tvärriktningar samt normalkraft i banans längdriktning. Det gäller att bestämma de största momenten, tvärkrafterna och deformationen hos kranbanan för att kunna analysera den farligaste lastställningen [4]. Dessa kan bestämmas utgående från en rad olika metoder såsom influenslinjer av olika lastställningar, dataprogram och tillämpningar av handboksformler där vinkeländringsmetoden är en av dom. I detta arbete har valts att beräkna enligt vinkeländringsmetoden eftersom den kan behandla både snittkrafter och deformation, är lätt att använda och universal gällande placering av lasterna.

6.1 Beräkningsfall

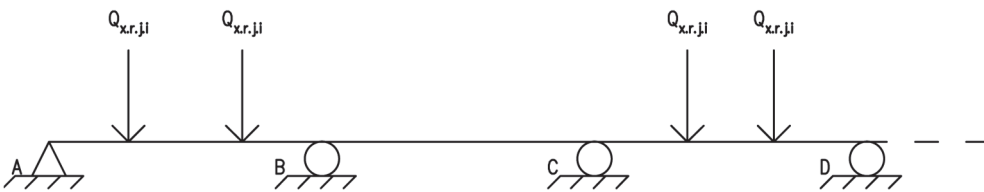
Fall som behöver kontrolleras är när traverskranarna befinner sig enligt dessa kritiska fall:



Figur 23. Fall 1, ger största stödmomentet, fallet uppfylls vid kranbanans respektive ändor.



Figur 22. Fall 2, Innerfacket belastat, ger relativt jämn tvärkraft och momentfördelning.



Figur 24. Fall 3, Ytter- och innerfacket belastat ger negativt moment i mittfacket.



Figur 25. Fall 4, ger största tvärkraft- och fältmomentfördelning.

6.2 Vinkeländringsmetoden

Metoden bygger på att det uppstår vinklar vid stöden då balken deformeras av belastning, observera att en balk deformeras även av dess egentyngd. Balkens inspänning till upplaget påverkar hur momentet vid stödet uppstår beroende på hur vinkeländringen i viss mån förhindras eller helt. En balk är fast inspänd om vinkeländringen förhindras helt, elastisk inspänd om upplaget förskjuts och fritt upplagd om en vridning är möjlig utan motstånd. Fast inspänning möjliggör största inspänningsmomentet medan vid inspänningen fritt upplagd blir momentet noll. I verkligheten är ett bärverk aldrig helt fast inspänd till upplaget, detta är en förenkling på ett svårt fall vilket då är lättare att anta som fast inspänd som ger största möjliga inspänningsmoment. [8]

Kontinuerliga balkar behandlas på samma vis som för tvåstödsbalkar, bara att den kontinuerliga balken delas upp i delbalkar avgränsade av stöden. Delbalkarna belastas då av yttrelaster och de obestämda stödmomenten. Stödmomenten bestäms utgående från att stödvinklarna är lika stora på vardera sidan om stödet. Dock om balken är fast inspänd i någotdera upplag skall stödvinkeln sättas lika med noll för aktuellt stöd. [8] För en fritt upplagd kontinuerlig fyrstödsbalk fås stödvillkoren enligt villkoren nedan där θ är stödvinkeln till vänster eller högre om aktuellt stöd:

$$\theta_{BV} = \theta_{BH} \quad \text{och} \quad \theta_{CV} = \theta_{CH} \quad \text{och om fast inspänning vid stöd A} \quad \theta_A = 0$$

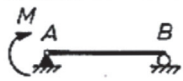
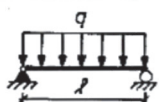
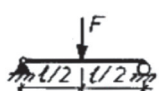
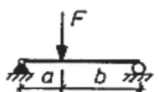
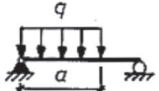
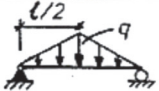



Stödvinklarna bestäms utifrån uttrycket:

$$\theta = \frac{l}{6 \cdot E \cdot I} * \bar{M} \tag{30}$$

[8]

Där l är bärverkets spännvidd, E är materialets elasticitetsmodul och I är tvärsnittets tröghetsmoment. Formeln har att göra med hur böjstyvt EI ett material är på längden l med inverkan av stödmomentet \bar{M} . Dessutom om balken har olika styvheter påverkar detta momenten och stödkrafternas storlek. Det relativa momentet \bar{M} bestäms ur Tabell 6 beroende på belastningsfall.

Tabell 6. \bar{M} - tal och mittnedböjning för tvåstödsbalk [8]

Nr	Belastningsfall	\bar{M}_A	\bar{M}_B	y_{mitt}
1		$2M$	M	$\frac{Ml^2}{16EI}$
2		$\frac{ql^2}{4}$	$\frac{ql^2}{4}$	$\frac{5ql^4}{384EI}$
3		$\frac{3Fl}{8}$	$\frac{3Fl}{8}$	$\frac{Fl^3}{48EI}$
4		$\frac{Fab(b+l)}{l^2}$	$\frac{Fab(a+l)}{l^2}$	$\frac{Fa(3l^2 - 4a^2)}{48EI}$ ($a < b$)
5		$\frac{qa^2}{l^2} \left(l - \frac{a}{2} \right)^2$	$\frac{qa^2}{2l^2} \left(l^2 - \frac{a^2}{2} \right)$	
6		$\frac{5ql^2}{32}$	$\frac{5ql^2}{32}$	$\frac{ql^4}{120EI}$
7		$\frac{8}{60} ql^2$	$\frac{7}{60} ql^2$	$\frac{5ql^4}{768EI}$
8		$\frac{qa^2}{60l^2} (20l^2 - 15al + 3a^2)$	$\frac{qa^2}{60l^2} (10l^2 - 3a^2)$	
9		$\frac{6EI}{l^2} y$	$\frac{6EI}{l^2} y$	

Råder flera laster på samma delbalk adderas deras \bar{M} - tal. Observera att stödmomenten också skall beaktas genom att den betraktade stödvinkeln sätts $\bar{M} = 2 * M$ och för stödet längre bort inom samma spann $\bar{M} = M$. [8]

Det antas en deformationskurva för bärverket vilket inte behöver överensstämma med verkligheten, spannet där lasterna är som störst antas balken böjas nedåt vilket betyder den bör böjas upp i följande spann. Stödvinklarna får då positivt tecken vid nedböjningen och negativt då balken böjs uppåt. Stödvinklarna sätts lika med varandra enligt stödvillkoren och de obekanta stödmomenten löses ut.

Stödkrafterna bestäms utifrån belastningarna och stödmomenten med jämviktsekvation. Ekvationen bygger på att alla krafter i samma riktning skall vara lika med noll. [8]

$$\sum F_x = 0 \quad (31)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (32)$$

$$\sum M_F = 0 \quad (33)$$

[8]

För att kunna visualisera normalkrafts-, tvärkrafts- och momentfördelningen i bärverket behöver så kallade snittkrafter bestämmas utifrån belastningarna och stödkrafterna. Man tänker sig att balken kapas av vid lämpliga snitt, vilka kan föreställas vara vid punktlaster och där tvärkraften är lika med noll. De beräknas då på samma vis som stödkrafterna, att varje del skall vara i jämvikt alltså lika med noll.

6.3 Deformation

Kranlasterna ger upphov till deformationer i både vek- och styvriktning av kranbanan. En kranbanas deformation kan bestämmas utefter dataprogram, handboksformler, där enkla fall finns tabellerade. Då stödmomentet och de yttrelastera är kända kan deformationen för varje spann beräknas med formlerna utifrån tabell Tabell 6 på sida 33. Det blir nedböjning om det uppstår drag i undre ändan av balken av positivt moment och motsatt utböjning om det blir tryck av negativt moment [8]. Mittnedböjningen uttrycks i regel:

$$w = \frac{M \cdot l^2}{6 \cdot E \cdot I} + y_{mitt} \quad (34)$$

[8]

Där M är stödmomentet med korrekt tecken, y_{mitt} bestäms ur Tabell 6 på sida 33. Observera att om spannet har flera stödmoment skall dessa också tas med genom att använda samma begynnelseformel som ovan.

Kranbanor har också andra deformationskrav än hos vanliga bärverk, detta är så att traverskranen skall kunna röra sig jämt längs banan. Deformationskraven återges i tabell [EC3-6(tab7.2)].

Gränsvärden för nedböjningen är $\delta_z \leq L/600$ och $\delta_z \leq 25mm$ samt $\Delta h_c \leq S/600$ där L är bärverkets spännvidd och Δh_c är höjdskillnaden mellan kranbanorna vid nedböjning. S är traverskranens spännvidd.

Gränsvärden för utböjning i sidled är $\delta_y \leq L/600$ och $\Delta S \leq L/600$ där L är avståndet mellan stöd d.v.s. spännvidden. ΔS är skillnaden i avståndet mellan båda kranbanorna utsatta för utböjning.

En negativ aspekt med formlerna i Tabell 6 är vid bestämning av flera punktlaster inom samma spann. För en kontinuerlig balk behöver inte deformationen alltid vara störst mitti spannet. Kraftiga stödmoment ger en vridande verkan och orsakar att största deformationen kan hittas någon bit från mitten samt punktlaster som är ojämnt fördelade ger samma verkan. Skillnaden i största och mittersta nedböjningen brukar dock inte vara kritisk. En försäkran kan vara att kolla nedböjningen på avstånd x med passande program.

7 Dimensionering av kranbalk

Enligt EC3-6 skall kranbanan kontrolleras mot tvåaxlig böjning av vertikal- och horisontallast, normalkraft av längsriktad horisontallast, vridning på grund av horisontallast och lokal inverkan av hjullast [10].

7.1 Tvärsnittsklass

Tvärsnittsklasserna är indelade i fyra klasser från tvärsnittsklass 1 – 3 och 4 som räknas som specialfall. Klassindelningen är beroende av slankheten hos tvärsnittets ingående delar d.v.s. hur tunn/tjock en inre del är i förhållande till dess längd. Klasserna presenterar den teoretiska spänningsfördelningen som uppstår av moment hos ett fullt utnyttjat tvärsnitt. Tvärsnittsklass för kranbanan bestäms utefter Tabell 7 där den sämsta klassen ger tvärsnittsklassen för hela tvärsnittet. [6]

Tabell 7. Bestämning av tvärsnittsklass [13]

Inre tryckta delar						
Klass	Böjda delar	Tryckta delar	Tryckta och böjda delar			
Spänningsfördelning i tvärsnittet (tryck positiv)						
1	$c/t \leq 72\epsilon$	$c/t \leq 33\epsilon$	om $\alpha > 0,5$: $c/t \leq \frac{396\epsilon}{13\alpha - 1}$ om $\alpha \leq 0,5$: $c/t \leq \frac{36\epsilon}{\alpha}$			
2	$c/t \leq 83\epsilon$	$c/t \leq 38\epsilon$	om $\alpha > 0,5$: $c/t \leq \frac{456\epsilon}{13\alpha - 1}$ om $\alpha \leq 0,5$: $c/t \leq \frac{41,5\epsilon}{\alpha}$			
Spänningsfördelning i tvärsnittet (tryck positiv)						
3	$c/t \leq 124\epsilon$	$c/t \leq 42\epsilon$	om $\psi > -1$: $c/t \leq \frac{42\epsilon}{0,67 + 0,33\psi}$ om $\psi \leq -1^{*)}$: $c/t \leq 62\epsilon(1 - \psi)\sqrt{-\psi}$			
$\epsilon = \sqrt{235/f_y}$	f_y	235	275	355	420	460
	ϵ	1,00	0,92	0,81	0,75	0,71

*) $\psi \leq -1$ gäller både om tryckspänningen $\sigma \leq f_y$ eller om $\epsilon_y > f_y/E$

Det är generellt kategorin för böjda delar man bör bekanta sig med för bestämning av kranbanans tvärsnitt eftersom den utsätts för böjning. Förhållandet mellan avståndet c och deltjockleken t skall vara mindre eller lika med en klassspecifik faktor gånger töjningen ε . Töjningen ε bestäms ur:

$$\varepsilon = \sqrt{235/f_y} \quad (35)$$

[EC3-1-1(tab.5.2)]

Där f_y är stålets sträckgräns som fås ur tabell [EC3-1-1(tab.3.1)] beroende på stålsort och delens nominella tjocklek.

Tvärsnittsklass 1 är kompakta tvärsnitt som kan bilda en flytled med rotationskapaciteten som behövs för plastisk analys och utan reducering av bärförmågor. Tvärsnittsklass 1 är av den orsaken den mest förmånliga tvärsnittsklassen för kranbanor. [6]

Tvärsnittsklass 2 tillhör också de kompakta tvärsnittet och kan dimensioneras enligt plasticitetsteorin för momentbärförmåga men rotationskapaciteten är begränsad av buckling. [6]

Tvärsnittsklass 3 är medelslanka tvärsnitt som kan uppnå flytgränsen i den allra yttersta delen av tvärsnittet med en elastisk spänningsfördelning. I denna klass är plastisk bärförmåga förhindrad av buckling. [6]

Tvärsnittsklass 4 tillhör slanka tvärsnitt där buckling inträffar någon gång innan tvärsnittets flytgräns uppnås. Det effektiva tvärsnittet kan då reduceras så att man räknar bort den del av tvärsnittet som bucklan förorsakar [6]. Efter att det för buckling kritiska tillståndet uppkommit, omfördelas spänningarna i plåten. Därefter kan överkritiskt område användas och tvärsnittet kan i bästa fall få en ännu högre bärförmåga. [13]

7.2 Tvärkraftsbärförmåga

De flesta kranbalkarna fungerar så att största tvärkraften tas upp av livet. Utefter tvärkraftsfördelningen går det att se exakt var punktlasterna belastar balken och då ta ut momenten för att bestämma momentfördelningen. Fördelningen av tvärkraft i en fritt upplagd kontinuerlig kranbalk är störst intill stöden avgränsade av närmsta hjul. Tvärkraftsbärförmågan bestäms enligt rubrik [EC3-1-1(6.2.6)] där tvärkraftskapaciteten fås ur:

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v * (f_y / \sqrt{3})}{\gamma_{M0}} \quad (36)$$

[EC3-1-1(6.18)]

Där A_v är skjuvarean som väljs beroende på typ av tvärsnitt och lastfördelning. f_y är stålets sträckgräns enligt tidigare och γ_{M0} är tvärsnittets partialkoefficient för bärförmåga. Observera att om mer än 50 % av tvärkraftsbärförmågan utnyttjas inverkar detta reducerande på bärförmågan för moment. Skjuvarean bestäms för valsade I- och H-tvärsnitt med parallell lastfördelning med livet:

$$A_v = A - 2 * b * t_f + (t_w + 2 * R) * t_f > \eta * h_w * t_w \quad (37)$$

[EC3-1-1(6.2.6(3a))]

Skjuvarean A_v är den del som lämnas kvar av totala tvärsnittsarean A . Då båda flänsareornas bredd b gånger flänstjockleken t_f plus summan av livets tjocklek t_w och två kälradier R gånger flänsens tjocklek subtraheras från tvärsnittsarean A . Dessutom får inte skjuvarean bli mindre än uttrycket till höger, där $\eta = 1,2$ för stålsorter upp till S460 och temperaturen 400 °C enligt den finska nationella bilagan för [EC3-1-5].

7.3 Fleraxlig böjbärförmåga

Kranbalkar utsätts för varierande moment i vertikal- och horisontalriktningen, momenten orsakar en böjning som uppstår som en krökning av kranbalken [14]. Momentet tas upp av tvärsnittets flänsar där positivt moment ger tryckspänning i övre fläns samt dragspänning i nedre fläns och vice versa av negativt moment [6]. För att bestämma den fleraxliga momentbärförmågan behövs bärförmågan i båda leden där det horisontala momentet endast tas upp av övre flänsen i den veka riktningen.

Momentbärförmågan bestäms ur rubrik [EC3-1-1(6.2.9)] enligt tvärsnittsklassificering:

$$M_{c,Rd} = M_{pl,Rd} = \frac{W_{pl} * f_y}{\gamma_{M0}} \quad \text{Tvärsnittsklass 1 \& 2} \quad (38)$$

[EC3-1-1(6.13)]

$$M_{c,Rd} = M_{el,Rd} = \frac{W_{el,min} * f_y}{\gamma_{M0}} \quad \text{Tvärsnittsklass 3} \quad (39)$$

[EC3-1-1(6.14)]

Där $M_{pl,Rd}$ och $M_{el,Rd}$ är bärförmågan för momentet. W är tvärsnittets böjmotstånd för respektive plasticitets- eller elasticitetsteori och hittas tabellerad för valsade profiler. f_y och γ_{M0} är stålets sträckgräns respektive partialkoefficient för bärförmåga enligt tidigare. Övre flänsens elastiska böjmotstånd kan bestämmas enligt hållfasthetsläran då övre flänsen utgör en rektangulär profil:

$$W = \frac{b * h^2}{6} \quad (40)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

Där b är övre flänsens bredd respektive höjd h som är övre flänsens tjocklek t_f . Inverkan av tvärkraft kan försummas enligt tidigare se 7.2 om dess utnyttjandegrad är under 50%. Är tvärkraftsbärförmågan över 50% skall en reduktion på momentbärförmågan göras enligt:

$$f_{y,r} = (1 - \rho) * f_y \quad (41)$$

$$\rho = \left(\frac{2 * V_{Ed}}{V_{pl,Rd}} - 1 \right)^2 \quad (42)$$

[EC3-1-1(6.29)]

Där V_{Ed} är dimensionerande tvärkraft utefter banan och $V_{pl,Rd}$ är dimensionerande bärförmåga för tvärkraft enligt tidigare se 7.2. Den reducerade sträckgränsen $f_{y,r}$ plockas då in på f_y :s plats i formel (6.13-14) för bestämning av momentbärförmåga.

Den slutgiltiga fleraxliga böjbarförmågan bör uppfylla villkoret:

$$\left[\frac{M_{y,Ed}}{M_{N,y,Rd}} \right]^\alpha + \left[\frac{M_{z,Ed}}{M_{\text{öf},pl,z,Rd}} \right]^\beta \leq 1 \quad \text{Tvärsnittsklass 1 \& 2} \quad (43)$$

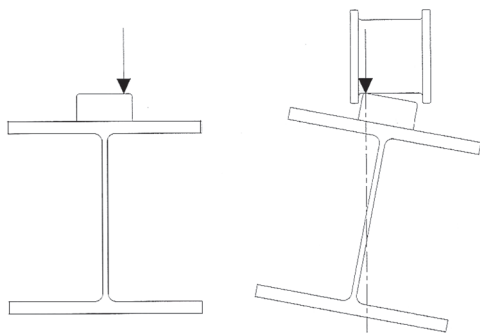
$$\frac{M_{y,Ed}}{M_{N,y,Rd}} + \frac{M_{z,Ed}}{M_{\text{öf},el,z,Rd}} \leq 1 \quad \text{Tvärsnittsklass 3} \quad (44)$$

[EC3-1-1(6.41)]

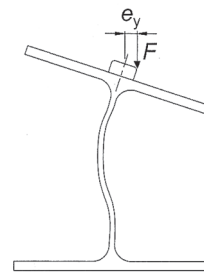
Där $M_{y,Ed}$ och $M_{z,Ed}$ är dimensionerande moment i balken, $M_{N,y,Rd}$ är momentbärförmåga för styvriktning och $M_{\text{öf},z,Rd}$ för övre flänsen. Exponenterna $\alpha = 2$ och $\beta = 1$, i övrigt bestäms dessa enligt punkt [EC3-1-1(6.2.9.1(6))].

7.4 Vippningsbärförmåga

När en kranbalk utsätts för vippning böjs den ut i sidled och vrids, detta påverkar den slutliga momentbärförmågan. Vippning är ett instabilitetsfenomen hos den trycka flänsen och är en av de avgörande faktorerna för dimensioneringen. Risken för vippning är störst för I-profiler som är förhållandevis höga och smala, dock finns det profiler som inte är vippningsbenägna såsom låd- och rörprofiler. Hjullastens placering inverkar också på vippningen, angriper den excentrisk till övre flänsen orsakar det ett tilläggsmoment som har hävarmen från excentriciteten vilket orsakar en vridande verkan [6]. Om hjullasten verkar på en kranbanebalk med räl utan gummibelägg har detta en stabiliserande effekt på vippningen genom att den roterar åt motsatt håll. Kranbanebalkar utan gummibelägg får då antas att hjullasten angriper skjuvcentrumet vid vippning, vridningen av horisontala laster kan då tas upp av enbart övre flänsen [4, 10].



Figur 27. Stabiliserande verkan som sker vid vippning hos platträl utan gummibelägg. [4]



Figur 26. Kranbanebalk utsatt för vippning. [4]

Verkan av vippning kan förminsкас eller uteslutas helt med vippningsförhindrande stag, det är då den trycka flänsen som skall stagas i sidled. Notera att då kranbalken är kontinuerlig varierar det vilkendera flänsen som för tillfället är tryckt. Stagning av den dragna underflänsen förminsкас också risken för vippning med att den stabiliserar balken [6]. Eventuella livavstyvningar påverkar också vippningen vilket kan underlätta beräkningsgången om man kontrollerar för skjuvbucklingen först då den är avgörande om livavstyvningar behöver sättas in.

Kontroll för vippning genomförs generellt enligt EC3-1-1 & NA(FI) men bör inte tillämpas på kranbanebalkar utan istället skall bilaga A i EC3-6 följas. De generella metoderna beaktar inte vridmomentet som upptas genom välvning vilket metoden i EC3-6 bilaga A gör [4].

Dimensioneringsvillkoret för bärförmågan hos vippning beräknas enligt:

$$\frac{M_{y,Ed}}{\chi_{LT} * M_{y,Rk} / \gamma_{M1}} + \frac{C_{mz} * M_{z,Ed}}{M_{z,Rk} / \gamma_{M1}} + \frac{k_w * k_{zw} * k_{\alpha} * B_{Ed}}{B_{Rk} / \gamma_{M1}} \leq 1 \quad (45)$$

[EC3-6(A.1)]

$$\frac{M_{y,Ed}}{\chi_{LT} * M_{y,Rk} / \gamma_{M1}} + \frac{C_{mz} * M_{z,Ed}}{M_{\delta f,z,Rk} / \gamma_{M1}} \leq 1 \quad (46)$$

[EC3-6(A.1)] & [4](3.9)]

Där $M_{y,Ed}$ och $M_{z,Ed}$ är de dimensionerande maxmoment mellan stagningspunkterna. χ_{LT} är reduktionsfaktorn för vippning, reduktionsfaktorn χ_{LT} reducerar den karakteristiska momentbärförmågorna i respektive led $M_{y,Rk}$ och $M_{z,Ed}$ med inverkan av partialkoefficienten γ_{M1} av instabilitet. C_{mz} är faktorn för ekvivalent konstant moment och fås ur tabell [EC3-1-1(tab.B.3)] varvid $C_{mz} = 0,9$ då punktlaster angriper tvärsnittet från båda leden. Den sista delen av original-formeln behandlar välvningen som upptas genom vridmomentet, där faktorerna k_w , k_{zw} och k_{α} bestäms utifrån uttrycken:

$$k_w = 0,7 - \frac{0,2 * B_{Ed}}{B_{Rk} / \gamma_{M1}} \quad (47)$$

$$k_{zw} = 1 - \frac{M_{z,Ed}}{M_{z,Rk} / \gamma_{M1}} \quad (48)$$

$$k_{\alpha} = \frac{1}{1 - M_{y,Ed} / M_{y,cr}} \quad (49)$$

[EC3-6(A.1)]

Faktorerna baserar sig på dimensionerande värden för vridmomentet B_{Ed} och böjmoment kring y- och z-axeln. B_{Rk} är den karakteristiska bärförmågan mot vridmomenten som upptas genom välvning. Reduktionsfaktorn χ_{LT} för vippning fås för valsade- eller dubbelsymmetriska svetsade tvärsnitt:

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\Phi_{LT} + \sqrt{\Phi_{LT}^2 + \beta * \bar{\lambda}_{LT}^2}} \quad (50)$$

[EC3-1-1(6.57)]

Den dimensionslösa slankhetsparametern för vippning $\bar{\lambda}_{LT}$ och värdet Φ_{LT} bestäms enligt:

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_y * f_y}{M_{y,cr}}} \quad (51)$$

$$\Phi_{LT} = 0,5 * \left[1 + \alpha_{LT} * (\bar{\lambda}_{LT} - \bar{\lambda}_{LT,0}) + \beta * \bar{\lambda}_{LT}^2 \right] \quad (52)$$

[EC3-1-1(6.3.2.2)]

Där slankhetsparametern för vippning $\bar{\lambda}_{LT}$, desto större kritiskt vippningsmoment $M_{y,cr}$ desto lägre inverkan har slankhetsparametern vilket tyder på att det håller mer. Det kritiska vippningsmomentet $M_{y,cr}$ bestäms enligt byggnadsmekaniken, detta har gjorts i arbetet, se bilaga 1. W_y är balkens böjmotstånd, det elastiska böjmotståndet är att föredra då det annars bör finnas sidostöd vid plasticeringspunkterna fastän tvärsnittsklassen tillåter dimensionering enligt plasticitetsteorin. Parametrarna $\bar{\lambda}_{LT,0} = 0,4$ och $\beta = 0,75$ för valsade profiler eller motsvarande svetsade profiler enligt NA(FI). Imperfektionsfaktor α_{LT} för formel (6.57) är beroende av tvärsnittets höjd- och breddförhållande vars värde ger vippningskurvan enligt Tabell 8 och imperfektionsfaktorn α_{LT} fås ur Tabell 9.

Tabell 8. Val av vippningskurva för formel (6.57) [13] + NA(FI)

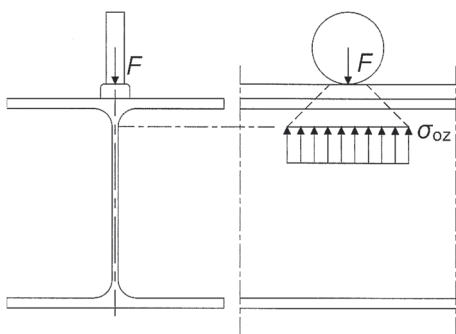
Tvärsnitt (tvärsnittet är konstant längs stängeln)	Gränser	Vippningskurva
Valsade dubbelsymmetriska I- och H-profiler samt varmvalsade konstruktionsrör	$h/b \leq 2$ $2 < h/b < 3,1$	b c
Svetsade dubbelsymmetriska I- och H-profiler samt kallformade konstruktionsrör	$h/b \leq 2$ $2 < h/b < 3,1$	c d

Tabell 9. Imperfektionsfaktorn för aktuell vippningskurva [14]

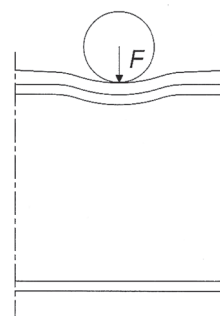
Vippningskurva	a	b	c	d
Imperfektionsfaktor α_{LT}	0,21	0,34	0,49	0,76

7.5 Koncentrerad hjullast

Hjullasterna skapar spänningar i kranbanans överfläns och liv, spänningarna fortplantar sig från rälen till överflänsen som i sin tur överför spänningarna till livet. Spänningarna som uppkommer av hjullasten är lokal vertikal tryckspänning σ_{0z} i överfläns och lokal skjuvspänning τ_{0xz} i livet enligt figur 29. Dessutom uppkommer lokal böjning av överfläns i form av böjspänningar i längsled σ_{0x} och tvärled σ_{0y} enligt figur 28 [4, 10]. Det uppkommer också små spänningar när överflänsen utsätts för enbart böjning samt vridning av överflänsen tillsammans med böjning av livet, enligt SBI handboken för traverskranbanor kan dessa spänningar försummas vid dimensionering i brottgränstillstånd.



Figur 29. Vertical tryckspänning i överfläns och skjuvspänning i livet. [4]



Figur 28. Överfläns utsatt för lokal böjning. [4]

Vid Kontroll av spänningar som uppkommer av hjullaster följs avsnitten [EC3-6(5.7–5.8)].

Dimensionerande lokal tvärgående tryckspänning σ_{0z} på livet beräknas ur:

$$\sigma_{0z,Ed} = \frac{F_{z,Ed}}{l_{eff} * t_w} \quad (53)$$

[EC3-6(5.1)]

Där lokala tvärgående tryckspänning σ_{0z} verkar med en kraftspridning av kraften $F_{z,Ed}$ på livets tjocklek t_w med en effektiv belastad längd l_{eff} som beror på rälen och överflänsens samverknin.

Den effektiva belastade längden l_{eff} fås från tabellen i [EC3-6(tab.5.1)] enligt:

$$l_{eff} = 3,25 * [I_{rf}/t_w]^{1/3} \quad (a) \quad (54)$$

$$l_{eff} = 3,25 * [(I_r + I_{f,eff})/t_w]^{1/3} \quad (b) \quad (55)$$

$$l_{eff} = 4,25 * [(I_r + I_{f,eff})/t_w]^{1/3} \quad (c) \quad (56)$$

[EC3-6(tab.5.1)]

Där fall a) används vid en kranräl som är fast förbunden med överfläsen, exempelvis en svetsad räl. Fall b) innebär inget förband utan räklamrar används istället. Fall c) innebär att ett ändamålsenligt gummibelägg mellan överfläns och räl används.

Den effektiva belastade längden l_{eff} bestäms utefter livplåtens tjocklek t_w och tröghetsmomenten I . Där I_{rf} är det samverkande tröghetsmomentet för räl och fläns. I_r är rälets tröghetsmoment och $I_{f,eff}$ är tröghetsmomentet av rälen med medverkande bredd b_{eff} från fläsen. Observera vid bestämning av samtliga tröghetsmoment behöver inverkan av rälets slitage beaktas genom att reducera den minsta nominella tjockleken t_r för rälen med 25% där t_r fås ur figur [EC3-6(fig.5.1)].

Tröghetsmomentet för rälen bestäms enligt:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (57)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

Där b är rälets bredd b_r och h är rälets höjd h_r . Det samverkande tröghetsmomentet för räl och fläns I_{rf} bestäms enligt Steiners sats:

$$I = I_0 + A * a^2 \quad (58)$$

[Steiners sats, hållfasthetsläran]

I_0 är deltröghetsmomentet och bestäms enligt föregående formel, A är delytans area gånger avståndet a som är från tvärsnittets tyngdpunkt y_0 till delytans mitt.

Tröghetsmomentet för fläns med medverkande bredd b_{eff} bestäms enligt:

$$b_{eff} = b_{fr} + h_r + t_f \leq b \quad (59)$$

[EC3-6(tab.5.1)]

Där b_{eff} är summan av rälfotens bredd b_{fr} och rälens höjd h_r samt flänsens tjocklek t_f , varvid den medverkande bredden begränsas av flänsens totala bredd b . Lokal längsgående tryckspänning på livet fås ur hållfastlärans uttryck, varvid M är det dimensionerande momentet och W är tvärsnittets böjmoment.

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{M}{W} \quad (60)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

Den lokala skjuvspänningen i livet τ_{0xz} vid ömse sidor av hjulet får antas som en 20% andel av den lokala tvärgående tryckspänningen i livet σ_{0z} vilket ger:

$$\tau_{0xz} = 0,2 * \sigma_{0z} \quad (61)$$

[EC3-6(5.7.2(1))]

Skjuvspänningen i livet skall adderas till den globala skjuvspänningen τ_{xz} [4, 10] som kan bestämmas enligt:

$$\tau_{med} = \frac{V}{A} \quad (62)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

Där V är största tvärkraften och A är livets area, för valsade tvärsnitt hittas livarean tabellerad.

Spänningarna som uppstår vid av koncentrerade hjullaster är samverkande och bör beaktas som upprepbart beteende enligt punkt [EC3-6(7.2d)] och formel [EC1-1(6.1)]:

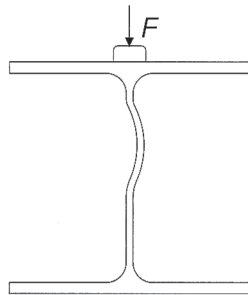
$$\sqrt{(\sigma_{x,Ed,ser})^2 + (\sigma_{z,Ed,ser})^2 - (\sigma_{x,Ed,ser}) * (\sigma_{y,Ed,ser}) + 3 * (\tau_{Ed,ser})^2} \leq f_y / \gamma_{M,ser} \quad (63)$$

$$\left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{z,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right) * \left(\frac{\sigma_{y,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right) + 3 * \left(\frac{\tau_{xz,Ed} + \tau_{0xz,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right)^2 \leq 1 \quad (64)$$

Där $\tau_{Ed,ser}$ är samtidig lokal och global skjuvspänning $\tau_{0xz} + \tau_{xz}$, värdet $\gamma_{M,ser}$ kan hämtas ur NA(FI) eller så rekommenderas $\gamma_{M,ser} = 1,0$.

7.6 Skjuvbuckling

Buckling är det allmänna fenomenet som uppkommer någon gång för slanka profiler då de utsätts för tryckspänningar nära dess sträckgräns. Buckling innebär att det uppstår en buckla på grund av spänningarna i tvärsnittsdelen. Däremot skjuvbuckling kan inträda i balklivet då det utsätts för tvärkrafter vilket uppträder som skjuvspänningar i livet enligt figur 30. Bärförmåga mot skjuvbuckling kan ökas med att sätta in livavstyvningar vid stöd där tvärkraften är stor eller direkt under en punktlast. Skjuvbucklingen går inte att förhindra helt utan då livavstyvningar sätts in begränsas fältet var bucklan kan tänkas kunna uppstå. Däremot så behöver inte skjuvbuckling betyda att bärförmågan är uppnådd utan det går oftast att öka lasten ytterligare efter ändamålsenlig dimensioneringskoll [6].



Figur 30. Kranbanebalk utsatt för skjuvbuckling. [4]

Ett oavstyvat liv behöver kollas mot skjuvbuckling om:

$$\frac{h_w}{t} > \frac{72}{\eta} * \varepsilon \quad \text{För ett oavstyvat liv} \quad (65)$$

[EC3-1-5(5.1(2))]

Där skjuvbuckling bör beaktas om förhållandet mellan livets höjd h_w och tjocklek t överskrider uttrycket till höger varvid $\eta = 1,2$ och ε är töjningen enligt tidigare.

7.7 Livandning

Enligt punkt [EC3-6(7.4(2))] bör livets slankhet begränsas så att utböjningen inte uppger skadliga deformationer såsom utmattningar i kälradien mellan liv och flänsar. Andningen kan försummas för liv utan längsavstyvningar om:

$$b/t_w < 120 \quad (66)$$

[EC3-6(7.4(3))]

Där b är livfältets minsta mått som har tolkats till livets höjd subtraherat båda kälradierna i detta arbete, t_w är livets tjocklek.

7.8 Underflänssvängningar

För en fritt upplagd kranbanebalk finns risk för svängningar av underflänsen, dessa svängningar uppkommer från användning av traverskranen. Enligt punkt [EC3-6(7.6(2))] får denna risk avslås om underflänsens är slankhet uppfyller kravet:

$$L/i_z \leq 250 \quad (67)$$

[EC3-6(7.6(2))]

Där L är kranbanans spännvidd mellan stöd och i_z är underflänsens tröghetsradie enligt:

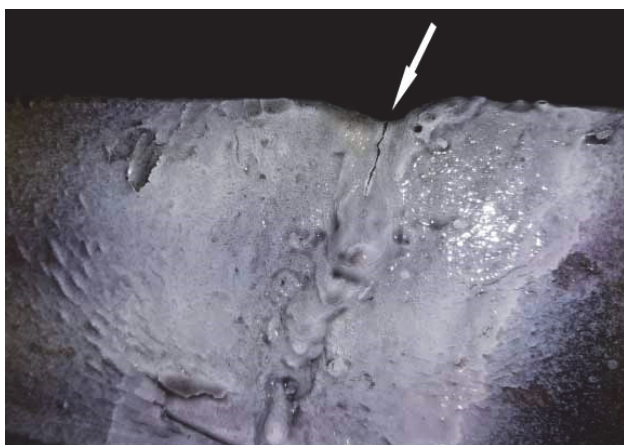
$$i_z = \frac{b}{\sqrt{12}} \quad (68)$$

[Enligt hållfasthetsläran]

Där b är underflänsens bredd.

8 Utmattning

Utmattning är ett fenomen hos stålet då "stålet inte orkar mer och ger upp", utmattningen uppkommer i bärverksdelar i form av sprickor på grund av spänningsvariationer från varierande dynamiska laster som regelbundet upprepas under en längre tid [15]. Utmattningstillståndet behöver endast beaktas för spänningar av vertikala laster, ty det är inte sannolikt att spänningar av horisontala laster upprepas i samma läge, dessutom är krafterna små jämfört med de vertikala [4]. Hur kraftig kranbanan påverkas av utmattningen bestäms av hur ofta den är i användning, baserat på driftklassen och reducering av den dynamiska inverkan, se kapitel 4.5 på sida 15 och 5.3.2 sid 30.



Figur 31. Spricka som uppstått på grund av utmattning.

Utmattningskollen skall genomföras för alla kranbanor med traverskranar som uppfyller driftklass S1 eller högre [4]. Utmattningslasten bestäms enligt formel [EC1-3(2.12)] och dimensioneras enligt [EC3-1-9].

Intensiteten av utmattningslasten beräknas som:

$$Q_e = \varphi_{fat} * \lambda_i * Q_{max} \quad (69)$$

[EC1-3(2.16)]

Där utmattningslasten Q_e är beroende dynamikfaktorn φ_{fat} för variabel- eller permanentlast, λ_i är skadeekvivalensfaktorn utifrån kranens driftklass enligt Tabell 10 och Q_{max} är den största vertikala hjullasten.

Tabell 10. Skadeekivalensfaktorn utifrån kranens driftklass [3]

Klass S	S ₀	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇	S ₈	S ₉
normal-spänning	0,198	0,250	0,315	0,397	0,500	0,630	0,794	1,00	1,260	1,587
skjuv-spänning	0,379	0,436	0,500	0,575	0,660	0,758	0,871	1,00	1,149	1,320
ANM. 1 Vid bestämning av λ -värden har följande använts: standardiserat kollektiv med normalfördelad lasteffekt, Palmgren-Miners delskadehypotes och S-N-kurvorna för utmattningshållfasthet med lutningen $m = 3$ för normalspänning och $m = 5$ för skjuvspänning.										
ANM. 2 Om kranens klassificering inte angivits ges viss ledning i bilaga B.										

Samma skadeekivalensfaktor påverkar utmattningslasten olikt beroende på vilken typ av spänning som förekommer. För globala spänningar antas det att varje arbetscykel en kran gör ger en spänningscykel på kranbanan. Dock lokala normal- och skjuvspänningar räknas antalet spänningscykler efter antalet hjul per kranbana, undantag får göras för skjuvspänningar vid stöd där de kan sättas lika med en arbetscykel [4]. För kranar med jämnt antal hjul kan spänningscyklerna höjas med att temporärt höja driftklassen för kranen, för ojämnt antal hjul förstoras skadeekivalensfaktorn enligt SBI handboken för traverskranbana:

$$k = (n)^{1/m} \tag{70}$$

[4]

Där n är antalet hjul per kranbana och $m = 3; 5$ för normal- respektive skjuvspänningar, fås enligt lutningen på Wöhler kurvan [4].

Utmattningsberäkningen bör uppfylla följande villkor [EC3-1-9(8(1-2))] där inverkan av frekventa laster begränsas:

$$\Delta_{\sigma} \leq 1,5 * f_y \quad \text{För normalspänning} \quad (71)$$

$$\Delta_{\tau} \leq 1,5 * f_y / \sqrt{3} \quad \text{För skjuvspänning} \quad (72)$$

[EC3-1-9(8.1)]

$$\frac{\gamma_{Ff} * \Delta\sigma_{E,2}}{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}} \leq 1,0 \quad \text{För normalspänning} \quad (73)$$

$$\frac{\gamma_{Ff} * \Delta\tau_{E,2}}{\Delta\tau_c / \gamma_{Mf}} \leq 1,0 \quad \text{För skjuvspänning} \quad (74)$$

[EC3-1-9(8.2)]

Där Δ_{σ} och Δ_{τ} är förbandsklassen för utmattningshållfastheten vid normal- och skjuvspänningar. f_y är stålets sträckgräns, γ_{Ff} är partialkoefficienten för ekvivalent spänningsvidd som ofta sätts till $\gamma_{Ff} = 1,0$. γ_{Mf} är partialkoefficienten för utmattningshållfastheten som bestäms utefter säkerhetsklassen där klass 1 och 2 ger $\gamma_{Mf} = 1,15$ och klass 3 ger $\gamma_{Mf} = 1,35$ [4]. $\Delta\sigma_{E,2}$ och $\Delta\tau_{E,2}$ är skadeekvivalenta spänningsvidder för normal- respektive skjuvspänning som uppkommer av utmattningslasten Q_e .

De skadeekvivalenta spänningsvidderna beräknas enligt SBI handbok för traverskranbana då det är frågan om förändringen av största och minsta spänningsvidden:

$$\Delta\sigma_{E,2} = |\sigma_{p,max} - \sigma_{p,min}| \quad \text{För normalspänning} \quad (75)$$

$$\Delta\tau_{E,2} = |\tau_{p,max} - \tau_{p,min}| \quad \text{För skjuvspänning} \quad (76)$$

[4]

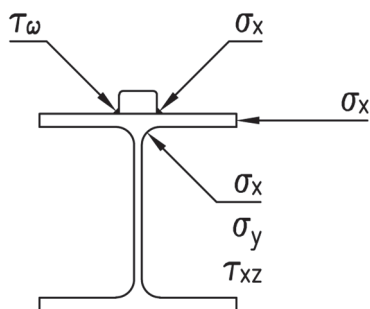
Spänningsvidderna behöver bestämmas hos olika punkter på tvärsnittet, spänningsvidderna bestäms utefter hållfasthetslärans formler. Slutligen behöver interaktionen kollas enligt:

$$\left(\frac{\gamma_{Ff} * \Delta\sigma_{E,2}}{\Delta\sigma_c / \gamma_{Mf}} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} * \Delta\tau_{E,2}}{\Delta\tau_c / \gamma_{Mf}} \right)^5 \leq 1,0 \quad (77)$$

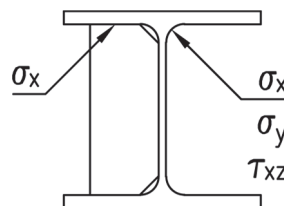
[EC3-1-9(8.3)]

8.1 Beräkningspunkter

Spänningarna varierar i kranbanans delar och varpå banan utmattningslasten verkar, kranbanans tvärsnitt behöver kollas punktvis för spänningar vid stöd och fältmitt, exempelvis enligt figurerna nedan:



Figur 33. Kontrollpunkter vid fält. [4]



Figur 32. Kontrollpunkter vid stöd. [4]

Kontrollpunkter för utmattning baserad på SBI handbok för traverskranar för en valsad profil med svetsad platträl. Inritad kontrollpunkt för livavstyvning, bör kontrolleras mot normalspänning.

8.2 Klassificering av förband

Konstruktionsdetaljer indelas i olika klasser beroende på förbandets formulering och trolig uppstådd spricka i detaljen. Förbandsklassen bör väljas på basis av i vilken punktutmattningen kontrolleras och utefter de krav och beskrivningar som återges i tabellerna [EC3-1-9(tab.8.1-8.10)].

9 Resultat

Arbetets huvudsakliga mål var att ge beställaren en praktisk konstruktionslösning till uppgraderingen av kranbanan. Samt få en fördjupad förståelse hur man dimensionerar kranbalkar för hand enligt Eurokodens regler. Syftet var att förse läsaren med ett verkligt utgångsexempel som även kan tillämpas vid dimensionering av nya kranbanor.

Bilaga 1 omfattar hela arbetets beräkningsdel där beräkningsgången har blivit anpassad till objektet med tillämpbarhet i åtanke. Första delen av bilagan behandlar framtagning av kranlaster för den befintliga traverskranen samt omvandling till hjullaster. I utredningen av kranlaster ingår bestämning av dynamikfaktorer, dynamiska krafter och lastkombinationer. Därefter användes vinkeländringsmetoden enligt byggnadsmekniken för att bestämma snittkrafterna på kranbanan, fall som ansågs kritiska har tagits med och utretts. Snittkrafterna bestämdes för den veka och styva riktningen för lastfall 1 och 5 i brottgränstillstånd samt i brukgränstillstånd. Efteråt följer den egentliga dimensioneringsdelen. I Brukgränstillståndet bestämdes kranbanans vertikala och horisontala deformation med handboksformler. I brottgränstillståndet kontrollerades kranbanans tvärsnittsklass, bärförmåga mot tvärkraft, fleraxlig böjning, vippning och mot koncentrade hjullaster. Kranbanan kontrollerades även för krav mot skjuvbuckling, livandning samt underflänssvängningar. Den sista delen av bilaga 1 behandlar utmattningsskollen. Kranbanan kontrollerades mot spänningar i rälsvets, tvärsnittets kälradie, och flänsar både i fält och vid stöd. I denna del reds också ut eventuell ökning av tröghetsmoment vid samverkning mellan räl och kranbalk. Slutligen ges en resumé av utgångsdata och utnyttjandegrader för respektive dimensioneringssituation samt kortfattat om åtgärder som behöver vidtas.

Bilaga 2 innehåller resultatet från dimensioneringsprogrammet Rapalkki, programmets egenskaper har kort sammanfattats tidigare, se rubrik 1.4 sid 2. Programmet presenterar utgångsdata av objektet till följd av hjullasterna per traverskran för lastfallen 1–8. Sedan återges det dimensionerande fallet med de största och minsta värdena på snittkrafterna. Sist ges en kort sammanfattning av utnyttjandegraderna som består av utnyttjandegrad mot moment, tvärkraft, spänningar, utmattning, vippning, deformation och utmattning.

Bilaga 3 består av bygglovsritningar i form av bottenplan för våning 1 och 2, plan utöver traverskranbanan med inritade traverskranar, skärningarna A och B samt fasaderna.

9.1 Kompletteringar och reflektioner

Kranbanan uppfyller delvis de krav som ställs för dimensioneringen i brukgränstillstånd. Deformationerna i vertikalled anses vara i övregräns där båda traverskranarna på samma spännvidd ligger bakom det grövste fallet. Deformation i horisontalled uppfyller inte gränsvärdena för spännviddsförändring enligt Eurokoden där den befintliga traverskranens skevgång är dimensionerande. Kravet i fråga anses svårt att uppfylla, en större spännviddsförändring påverkar traverskranens funktion, dock kan en mindre strikt begränsning ställas med leverantören.

För dimensionering i brottgränstillstånd uppfyller kranbanan alla ställda krav med vippning som den mest dimensionerande verkan, vilket är vanligast hos kranbanor. I detta arbete bestämdes det elastiska kritiska vippningsmomentet med en förenklad metod som inte beaktar varpå balken belastningen sker vilket torde ge ett säkrare fall. Lasterna i brottgränstillstånd är också ställda med en större partialkoefficient för att ge en större säkerhet för dimensioneringen och viss marginal för mänskliga fel.

I utmattningstillståndet förekommer de mest praktiska åtgärderna, här uppfylls inte utmattningskravet för skjuvspänning parallellt med rälsvetsens plan. Rälén är svetsad med intermittenta kälsvetsar storlek $a5$, svetslängd 50 mm och centrumavståndet $c. 500\text{ mm}$. Kravet uppfylls om svetsarna förblir tätare så att svetsens storlek och längd är desamma men centrumavståndet blir $c. 250\text{ mm}$. Dessutom bör kranbanan utomhus svetsas med heldragen kälsvets längs med rälén för att undvika spaltkorrosion, detta gör dock att anslutningen mellan övrefläns och räl blir mycket styv och kan ge mera slitage på långsikt. Det bör även genomföras en noggrannare undersökning för eventuella sprickor av kranbanan före uppgraderingen och efter ett år av användning för att säkerhetsställa att kranbanans förbrukade livslängd har uppskattats korrekt.

I övrigt bör man följa med hur stommen uppför sig efter uppgraderingen, särskilt vid upplaget hos betongpelarna för eventuella sprickbildningar som kan uppstå. Undersökningar av kranbanans tillstånd bör utföras av sakkunnig och eventuella skador på stommen och kranbanan skall dokumenteras och meddelas till konstruktören.

9.2 Jämförelse med dataprogrammet Rapalkki

Resultaten skiljer sig från varandra en aning, med vippningen som dimensionerande i båda fallen om man bortser från utmattningen för svetsarna i handberäkningarna. Programmet tillåter inte definiering av egna hjullaster i vertikalt led, utan dessa beräknas ut från egnavikter och lyftlasten, dock tillåts ändringar av de horisontala hjullasterna. Egna dynamikfaktorer får specificeras men är begränsade till hela projektet. Detta medger att inte helt samma värden på hjullaster kan fås mellan hand- och programberäkning. En märkbar skillnad på 4 kN råder för skevgångskrafter i tvärled hos den befintliga kranen, detta påverkar resultatet för kranbanans utböjning i horisontalled.

Beräkningsvis är det svårt att jämföra beräknings specifika värden mellan programmet och handberäkningarna, programmet ger delvis ut råvärden men specificerar inte val av formel. Överlag skiljer snittkrafterna 4–8 %, denna procentuella skillnad kan troligen minskas med att justera lastställningarna i handberäkningarna. Momentbärförmågan skiljer då 12 % och tvärkraftbärförmågan 18 %. Dock är båda tvärkraftbärförmågorna under 50% utnyttjande vilket ger ingen reduktion på momentbärförmågan. Deformationen i horisontalled skiljer med ca 2 mm och i vertikalled 1,5 mm. Resultatet för vippningen ligger på 3 % skillnad, detta kan bero på hur programmet har bestämt det kritiska vippningsmomentet M_{cr} , i handberäkningarna bestämdes vippningsmomentet med en förenklad formel. Kontroll av livet mot koncentrerade hjullaster återger en skillnad på 9 % mellan beräkningarna. En jämförelse för det upprepbara beteendet av koncentrerade hjullaster på liv ger 2 % skillnad i utnyttjandegraderna, om dessa kollas enligt Eurokodens krav, formel [EC3-1-1(6.1)]. Programmet har även kollat kranbanan mot vridning som gav en utnyttjandegrad på 94%. För utmattningen fås största utnyttjande för rälssvetsen på 88% jämfört med 111% i handberäkningarna, dock är det oklart vad programmet använder för dimensioner på rälssvetsen. En gissning är att programmet kontrollerar enligt någon slags standardiserade svetsdimensioner för kranbanor. Dessutom kollar programmet punktvis längs kranbanan för spänningar, jämfört med handberäkningarna där spänningarna kollades högst utnyttjade fältet och stödet. Överlag är resten av utnyttjandegraderna inom förhållandena till varandra mellan beräkningarna.

10 Diskussion

Detta arbete har varit avsevärt krävande både i tid och bakgrundskunskap, arbetet bearbetar många nya delar som inte tas upp under undervisningen i skolan. Arbetet har under flera omständigheter formulerats om, vartefter det har uppstått som ett helhetligt dimensioneringsexempel med alla delar från beräkningsskedet dokumenterade och förklarade. Omfattningen är inte bara av själva dimensioneringen utan utifrån utgångsförhållandena behövdes kranlasterna för den befintliga kranen tas fram som kan klassas som en skild del, kranlasterna skall normalt fås av kranleverantören.

En annan del av arbetet är att ta fram snittkrafterna, dessa reddes även ut för hand med hjälp av vinkeländringsmetoden och deformationen i vertikalled bestämdes med handboksformler. Det är nog tillåtet att ta ut snittkrafter med hjälp av program, men man lär sig mera även om det är mera tidskrävande.

Den tredje delen består av själva dimensioneringen som utsätter bland annat mycket inlevelse i Eurokodernas formler och regelverk, dessutom krävdes grundlig kunskap hur man tar fram spänningar, samverkande tröghetsmoment och böjmotstånd samt förståelse av kranbanans statiska system.

Den sista delen behandlar utmattningstillståndet vilket är något helt nytt, Eurokoderna ger inte mycket vägledning utan man faller tillbaka på hållfasthetsläran och handböcker för att kunna ta ut spänningar. Slutresultatet är ett lyckat arbete där förtroendet har uppvunnits att kranbanan håller och med de rekommenderade åtgärderna håller kranbanan troligtvis många år framåt.

11 Litteraturförteckning

- [1] Oy LMNT elements Ab, "LMNT Betonielementit | Betongelement," 2018. [Online]. Available: <https://lmnt.fi/om-lmnt/>. [Använd 12 December 2020].
- [2] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod - Grundläggande dimensioneringsregler för bärverk," Stockholm, 2005.
- [3] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 1: Laster på bärverk - Del 3: Last av kranar och maskiner," Stockholm, 2006.
- [4] SBI, Traverskranbana - Handbok för dimensionering av kranbanebalkar, Stockholm: SBI - Stålbyggnadsinstitutet, 2016.
- [5] DEMAG Cranes & Components, "DEMAG Designer," [Online]. Available: www.drives.demag-designer.com.
- [6] SBI, Stålbyggnad, Stockholm: SBI - Stålbyggnadsinstitutet, 2008.
- [7] A. Andersson, "Betongkonstruktioner 1, del 1," Vasa, 2016.
- [8] B. Langesten, Byggkonstruktion 1, Byggnadsstatik, Stockholm: Liber, 1999.
- [9] Boverket, "PBL KUNSKAPSBANKEN - en handbok om plan- och bygglagen," 11 December 2019. [Online]. Available: <https://www.boverket.se/sv/PBL-kunskapsbanken/regler-om-byggande/boverkets-konstruktionsregler/dimensionering-av-stalkonstruktioner/utforandeklasser/>.
- [10] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 3: Dimensionering av stålkonstruktioner - Del 6: Kranbanor," Stockholm, 2007.
- [11] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 1: Laster på bärverk - Del 1-4 = Allmänna laster - Vindlast," Stockholm, 2005.
- [12] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 1: Laster på bärverk - Del 1-5 = Allmänna laster - Temperaturpåverkan," Stockholm, 2003.
- [13] B. Johansson, Att konstruera med stål - Modul 5: Tvärsnittsbärförmåga, Stockholm: Stålbyggnadsinstitutet, 2006.
- [14] B. Langesten, Byggkonstruktion 2, Hållfasthetslära, Stockholm: Liber, 1998.
- [15] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 3: Dimensionering av stålkonstruktioner - Del 1-9: Utmattningsregler," Stockholm, 2009.
- [16] T. Ryyänen, "Ratapalkki," [Online]. Available: <https://software.ruukki.com/PublishedService?file=page&pageID=9&itemcode=1-1-1-3>.

- [17] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 3: Dimensionering av stålkonstruktioner - Del 1-8: Dimensionering av knutpunkter och förband," Stockholm, 2008.
- [18] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 3: Dimensionering av stålkonstruktioner - Del 1-5: Plåtbalkar," Stockholm, 2009.
- [19] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 3: Dimensionering av stålkonstruktioner - Del 1-1: Allmänna regler och regler för byggnader," Stockholm, 2009.
- [20] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 1: Laster på bärverk - Del 1-3: Allmänna laster - snölast," Stockholm, 2003.
- [21] Standardiseringskommissionen i Sverige, "Eurokod 1: Laster på bärverk - Del 1-1 = Allmänna laster - Tunghet, egentyngd, nyttig last för byggnader," Stockholm, 2005.

Bilaga 1

Dimensionering av traverskranbana

Beräkningsåtgång

Koll om den valsade HEB-balken har tillräcklig bärförmåga mot två samtidigt fullt belastade traverser löpande längs traverskranbanan. Banan är kontinuerlig med spännvidden 6 m och totalängd 54 m. Traversspecifikationer enligt nedan.

Traverskran 1

Traverskran 2

Typ		Konecranes CXTS 7500	
Kranens spännvidd		11500	mm
Lyfthöjd		7000	mm
Avstånd mellan hjulen		2500	mm
Bärhjulsdiameter		250	mm
Egenvikter			
Lyftkapacitet		7500	kg
Telferns vikt		630	kg
Kranbalkens vikt		2420	kg
Hastigheter			
Lyfthastigheter	1:a läge	0,83	m/min
	2:a läge	5	m/min
Hastighet, telfer		20	m/min
Hastighet, kranbalk		25	m/min
Klasser			
Kranklass		U4/Q2	
Driftklass		S1	
Lyftklass		HC3	

Typ		ASEA TMD-E 3282	
Kranens spännvidd		11500	mm
Lyfthöjd		7200	mm
Avstånd mellan hjulen		1900	mm
Bärhjulsdiameter		250	mm
Separat drivande hjul		2	
Egenvikter			
Lyftkapacitet		6300	kg
Telferns vikt		485	kg
Kranbalkens vikt		2500	kg
Hastigheter			
Lyfthastigheter	1:a läge	0,8	m/min
	2:a läge	5	m/min
Hastighet, telfer		19	m/min
Hastighet, kranbalk	1:a läge	13	m/min
	2:a läge	26	m/min
Klasser			
Kranklass		-	
Driftklass		S1	

Anordningens spännvidd $l := 11500 \text{ mm}$

Hjullastens excentricitet $e_{min} := 1000 \text{ mm}$

Konstant lyfthastighet $v_{1,h,1} = 0,08 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$v_{1,h,2} = 0,01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Total lyftlast $m_1 = 73,58 \text{ kN}$

Telferns egenvikt $m_{1,r} = 6,18 \text{ kN}$

Kranens egenvikt $m_{1,c} = 24,53 \text{ kN}$

Lyftklass $L.KL_1 = \text{"HC3"}$

Antalet kranbanebalkar $n_r := 2$

Konstant lyfthastighet $v_{2,h,1} = 0,08 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$v_{2,h,2} = 0,01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Total lyftlast $m_2 = 61,8 \text{ kN}$

Telferns egenvikt $m_{2,r} = 4,76 \text{ kN}$

Kranens egenvikt $m_{2,c} = 24,53 \text{ kN}$

Lyftklass $L.KL_2 = \text{"HC4"}$

Indexering

Meningen är att bygga upp en dimensioneringsbotten som är användarvänlig och universal, det skall även gå att dimensionera med endast en kran. Då detta arbete består av två traverskranar löpande längs samma bana vilka lastfall bör kombineras och beaktas enligt EC 1990. Kranarna och övriga variabler med multipla värden kommer skiljas åt med index enligt följande exempel vid lasteffekter:

Ex: $Q_{x.c.i}$ - Kran i:s egentygnd i

Förklaring:

- Första indexet beskrivs antingen som 1 eller 2 som gällande kran
- Följs av ändamålsenlig index
- Sista indexet anger om det finns multipla värden av samma variabel
- I fall där siffra ej kan användas för beskrivning ett beskrivande ord i första indexeringsdelen
- I Eurokod förekommer ibland samma variabel med olik betydelse, indexerar med ord eller används funktion **clear()**

HEB-BALK - Tvärsnittsdimensioner & storheter

ID	Vikt och ytor						Mått				Böjning i x-led				Böjning i y-led		Vridning
HEB	g	A	Aliv	h	b	t	d	R	I_x	$W_{x,el}$	$W_{x,pl}$	i_x	I_y	$W_{y,el}$	$W_{y,pl}$	i_y	K_v
"NAMN"	kg/m	mm ²	mm ²	mm	mm	mm	mm	mm	mm ⁴	mm ³	mm ³	mm	mm ⁴	mm ³	mm ³	mm	mm ⁴
DIM									*10 ⁶	*10 ³	*10 ³		*10 ⁶	*10 ³	*10 ³		*10 ⁶
100	20,4	2604	480	100	100	10	6	12	4,495	89,9	104	41,6	1,673	33,5	51,4	25,3	0,0929
120	26,7	3401	637	120	120	11	6,5	12	8,644	144	165	50,4	3,175	52,9	81	30,6	0,139
140	33,7	4296	812	140	140	12	7	12	15,09	216	245	59,3	5,497	78,5	120	35,8	0,201
160	42,6	5425	1072	160	160	13	8	15	24,92	311	354	67,8	8,892	111	170	40,5	0,314
180	51,2	6525	1293	180	180	14	8,5	15	38,31	426	481	76,6	13,63	151	231	45,7	0,423
200	61,3	7808	1530	200	200	15	9	18	56,96	570	643	85,4	20,03	200	306	50,7	0,595
220	71,5	9104	1786	220	220	16	9,5	18	80,91	736	827	94,3	28,43	258	394	55,9	0,768
240	83,2	10600	2060	240	240	17	10	21	112,6	938	1050	103	39,23	327	498	60,8	1,03
260	93	11840	2250	260	260	17,5	10	24	149,2	1150	1280	112	51,35	395	602	65,8	1,24
280	103	13140	2562	280	280	18	10,5	24	192,7	1380	1530	121	65,95	471	718	70,9	1,44
300	117	14910	2882	300	300	19	11	27	251,7	1680	1870	130	85,63	571	870	75,8	1,86

HEB-Profil

ID = 260

Platträl

Massa per m

$$g = 0,91 \frac{kN}{m}$$

Rälbredd

$$b_r := 50 \text{ mm}$$

Tvärsnittsarea

$$A = 11840 \text{ mm}^2$$

Rälhöjd

$$h_r := 30 \text{ mm}$$

Livarea

$$A_{liv} = 2250 \text{ mm}^2$$

Glapp mellan flänshjul till räl

$$x := 15 \text{ mm}$$

Profilens höjd

$$h = 260 \text{ mm}$$

Förväntat slitage på räl

$$y := b_r \cdot 10\%$$

Profilens bredd

$$b = 260 \text{ mm}$$

a-mått, längd & c/c för kälsvets

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

Flänsarnas tjocklek

$$t_f = 17,5 \text{ mm}$$

Kälsvetsens längd

$$L_w := 50 \text{ mm}$$

Livets tjocklek

$$t_w = 10 \text{ mm}$$

Avstånd emellan svetsar

$$L_1 := 450 \text{ mm}$$

Svetsens längd (R)

$$R = 24 \text{ mm}$$

Variabler

Stålets sträckgräns

$$f_y := 235 \text{ MPa} \quad (\text{Tab.3.1})$$

Tröghetsmoment

$$I_y = 149200000 \text{ mm}^4$$

Nominell brottgräns

$$f_u := 430 \text{ MPa} \quad (\text{Tab.3.1})$$

$$I_z = 51350000 \text{ mm}^4$$

Koefficient för bärförmåga

$$\gamma_{M0} := 1,0 \quad [6.1(1) + NA(FI)]$$

Elastiska böjmotstånd

$$W_{pl,y} = 1280000 \text{ mm}^3$$

Koefficient för instabilitet

$$\gamma_{M1} := 1,0$$

$$W_{pl,z} = 602000 \text{ mm}^3$$

Koefficient för dragbrott

$$\gamma_{M2} := 1,25$$

Tröghetsradier

$$i_y = 112 \text{ mm}$$

Koefficient för utmattning

$$\gamma_{MF} := 1,15$$

$$i_z = 65,8 \text{ mm}$$

Koefficient för ekv. spännvidd

$$\gamma_{Ff} := 1,0$$

Elasticitetsmodul

$$E := 210000 \text{ MPa}$$

Skjuvmodul

$$G := 80000 \text{ MPa}$$

KARAKTERISTISK VERTIKALLAST PÅ KRANBANBALK**Kran 1**

$$\text{Kranens egentyngd} \quad Q_{1.c} := m_{1.r} + m_{1.c} = 30.71 \text{ kN}$$

$$\text{Lyftlast} \quad Q_{1.h} := m_1 = 73.58 \text{ kN}$$

Kran 2

$$\text{Kranens egentyngd} \quad Q_{2.c} := m_{2.r} + m_{2.c} = 29.28 \text{ kN}$$

$$\text{Lyftlast} \quad Q_{2.h} := m_2 = 61.8 \text{ kN}$$

Till kranens egentyngd hör alla dess delar inklusive elektrisk utrustning (1.4.1.2)

Till lyftlasten hör även de upphängda lyftlinor/kedjor som förflyttas av kranen (1.4.1.3)

BESTÄMNING AV DYNAMIKFAKTORER

[EC1-3(Tab.2.4)]

Om dynamikfaktorerna $\varphi_1 - \varphi_4$ inte specificerats av tillverkaren kan dessa bestämmas enligt tabel 2.4. (2.6(3))
Då det handlar om två enskilda kranar används de faktorer som ger största inverkan.

Faktorerna β_2 och $\varphi_{2.min}$ (Tab.2.5)

$$\text{Excitering av kranen vid lyftning} \quad \varphi_1 := 1.10$$

Dynamisk inverkan vid överföring av last från marken

$$\varphi_{1.2.min} = 1.15$$

$$\varphi_{2.2.min} = 1.2$$

$$\beta_{1.2} = 0.51$$

$$\beta_{2.2} = 0.68$$

$$v_{1.h.max} := \max(v_{1.h.1}, v_{1.h.2})$$

$$v_{2.h.max} := \max(v_{2.h.1}, v_{2.h.2})$$

$$\varphi_{1.2} := \varphi_{1.2.min} + \beta_{1.2} \cdot \left(v_{1.h.max} \div \frac{m}{s} \right) = 1.19$$

$$\varphi_{2.2} := \varphi_{2.2.min} + \beta_{2.2} \cdot \left(v_{2.h.max} \div \frac{m}{s} \right) = 1.26$$

$$\varphi_2 := \max(\varphi_{1.2}, \varphi_{2.2}) = 1.26$$

$$\text{Dynamisk inverkan vid oväntat släpp av nyttolast} \quad \varphi_3 := 1.00$$

$$\text{Dynamisk inverkan vid kranåkning} \quad \varphi_4 := 1.00$$

$$\text{Dynamisk inverkan vid av drivande hjul} \quad \varphi_5 := 1.20$$

$$\text{Skadeekvivalent dynamikfaktor vid utmattning} \quad \varphi_{fat.1} := \frac{1 + \varphi_1}{2} = 1.05 \quad \varphi_{fat.2} := \frac{1 + \varphi_2}{2} = 1.13 \quad (2.19)$$

Vertikallast - Karakteristiska värden

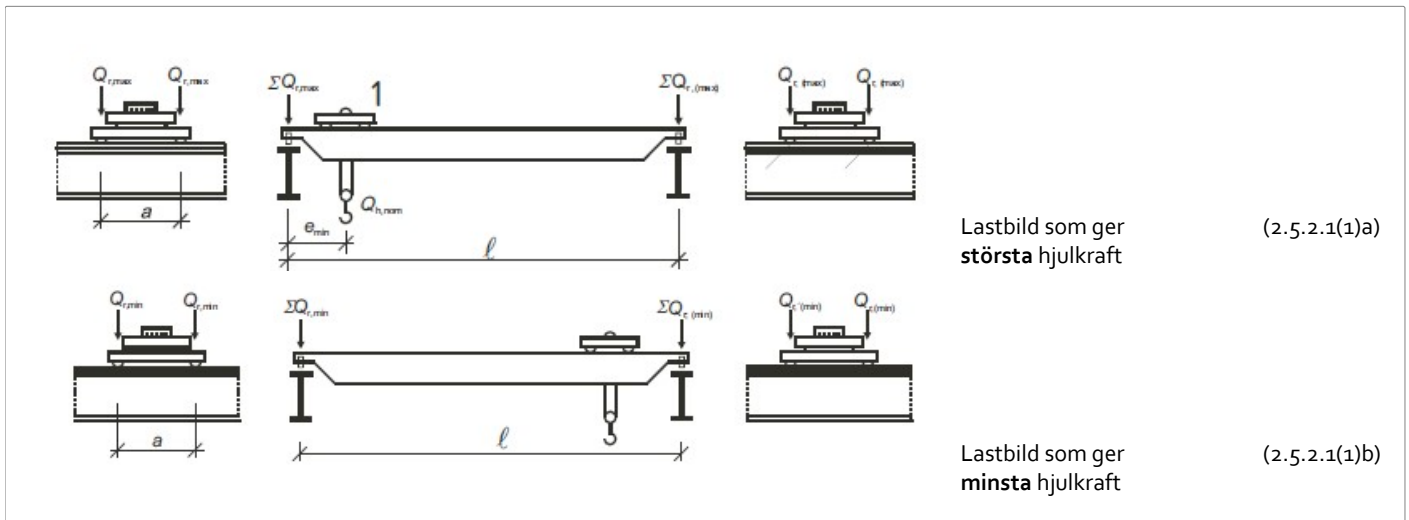
(Tab 2.2)

Lastutbredning på hjul

Bestäms med jämviktsekvationer

De fall som ger både minsta och största laster på kranbanebalken skall kontrolleras. Fallen uppnås enligt lastfigur nedan. Kranbalkens egenvikt delas jämt ut på antalet kranbalkar och det är antaget att vid kranbalkens ända fördelas lasten jämt ut på antalet hjul.

Vertikala laster som förs över från hjulen till kranbanebalken projekteras på kranbalken som punktlaster.



Kran 2 - Belastat fall 1

Omfattar bara kranens lyftlast

Största hjullast per hjul

$$F1_F_{2.z.1.1} := \max \left(\frac{\left(\frac{Q_{2,h} \cdot (l - e_{min})}{l} \right)}{m_{2,w}}, \frac{\left(\frac{Q_{2,h} \cdot e_{min}}{l} \right)}{m_{2,w}} \right) = 28.21 \text{ kN}$$

$$F1_F_{2.z.1.2} := F1_F_{2.z.1.1}$$

Minsta hjullast per hjul

$$F1_F_{2.z.2.1} := \min \left(\frac{\left(\frac{Q_{2,h} \cdot (l - e_{min})}{l} \right)}{m_{2,w}}, \frac{\left(\frac{Q_{2,h} \cdot e_{min}}{l} \right)}{m_{2,w}} \right) = 2.69 \text{ kN}$$

$$F1_F_{2.z.2.2} := F1_F_{2.z.2.1}$$

Kran 2 - obelastat fall 2

Omfattar endast kranens egentyngd inklusive telfer

Största hjullast per hjul

$$F2_F_{2.z.1.1} := \max \left(\frac{\left(\frac{m_{2,r} \cdot (l - e_{min})}{l} + \frac{m_{2,c}}{n_r} \right)}{m_{2,w}}, \frac{\left(\frac{m_{2,r} \cdot e_{min}}{l} + \frac{m_{2,c}}{n_r} \right)}{m_{2,w}} \right) = 8.3 \text{ kN}$$

$$F2_F_{2.z.1.2} := F2_F_{2.z.1.1}$$

Minsta hjullast per hjul

$$F2_F_{2.z.2.1} := \min \left(\frac{\left(\frac{m_{2,r} \cdot (l - e_{min})}{l} + \frac{m_{2,c}}{n_r} \right)}{m_{2,w}}, \frac{\left(\frac{m_{2,r} \cdot e_{min}}{l} + \frac{m_{2,c}}{n_r} \right)}{m_{2,w}} \right) = 6.34 \text{ kN}$$

$$F2_F_{2.z.2.2} := F2_F_{2.z.2.1}$$

Förklarning till indexen i ordning:

F1 = Fall 1, F = Vertikallast, 2 = Kran 2, z = z-led 1.1 = Hjul 1 på kranbalk 1

Lastfallskombinationer - Vertikal last

Kranens egentygnd kombineras med lyftlasten enligt (Tab.2.2)

		Be- teck- ning	Kapitel	Lastgrupp										
				Brottgränstillståndet								Prov- last	Olycks- last	
				1	2	3	4	5	6	7	8			
1	Kranens egentygnd	Q_c	2.6	φ_1	φ_1	1	φ_4	φ_4	φ_4	1	φ_1	1	1	
2	Lyftlast	Q_h	2.6	φ_2	φ_3	-	φ_4	φ_4	φ_4	$\eta^{1)}$	-	1	1	
3	Acceleration av traversbrygga	H_L, H_T	2.7	φ_5	φ_5	φ_5	φ_5	-	-	-	φ_5	-	-	
4	Horisontalkraft av skevgång	H_S	2.7	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-	
5	Acceleration eller bromsning av överliggande tralla eller telfer	H_{T3}	2.7	-	-	-	-	-	1	-	-	-	-	
6	Vindlast på kran i drift	F_w^*	Bilaga A	1	1	1	1	1	-	-	1	-	-	
7	Provlust	Q_T	2.10	-	-	-	-	-	-	-	φ_6	-	-	
8	Buffertkraft	H_B	2.11	-	-	-	-	-	-	-	-	φ_7	-	
9	Vältningskraft	H_{TA}	2.11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	

ANM. För vindlast på kran ur drift, se bilaga A.
¹ η kvoten mellan lyftlasten minus nyttolasten och lyftlasten.

(Tab.2.2)

KRAN 2 - största vertikala laster

LASTFALL 1

$$LF1_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_1 = 9.13 \text{ kN}$$

$$LF1_{Q_{2,r,h}} := F1_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_2 = 35.46 \text{ kN}$$

$$LF1_{\Sigma Q_{2,r,max}} := m_{2,w} \cdot (LF1_{Q_{2,r,c}} + LF1_{Q_{2,r,h}}) = 89.18 \text{ kN}$$

$$LF1_{Q_{2,r,max}} := \frac{LF1_{\Sigma Q_{2,r,max}}}{m_{2,w}} = 44.59 \text{ kN}$$

LASTFALL 2

$$LF2_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_1 = 9.13 \text{ kN}$$

$$LF2_{Q_{2,r,h}} := F1_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_3 = 28.21 \text{ kN}$$

$$LF2_{\Sigma Q_{2,r,max}} := m_{2,w} \cdot (LF2_{Q_{2,r,c}} + LF2_{Q_{2,r,h}}) = 74.7 \text{ kN}$$

$$LF2_{Q_{2,r,max}} := \frac{LF2_{\Sigma Q_{2,r,max}}}{m_{2,w}} = 37.35 \text{ kN}$$

LASTFALL 3

$$LF3_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,1.1}} \cdot 1 = 8.3 \text{ kN}$$

$$LF3_{Q_{2,r,h}} := F1_{F_{2,z,1.1}} \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

$$LF3_{\Sigma Q_{2,r,max}} := m_{2,w} \cdot (LF3_{Q_{2,r,c}} + LF3_{Q_{2,r,h}}) = 16.61 \text{ kN}$$

$$LF3_{Q_{2,r,max}} := \frac{LF3_{\Sigma Q_{2,r,max}}}{m_{2,w}} = 8.3 \text{ kN}$$

LASTFALL 4

$$LF4_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_4 = 8.3 \text{ kN}$$

$$LF4_{Q_{2,r,h}} := F1_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_4 = 28.21 \text{ kN}$$

$$LF4_{\Sigma Q_{2,r,max}} := m_{2,w} \cdot (LF4_{Q_{2,r,c}} + LF4_{Q_{2,r,h}}) = 73.04 \text{ kN}$$

$$LF4_{Q_{2,r,max}} := \frac{LF4_{\Sigma Q_{2,r,max}}}{m_{2,w}} = 36.52 \text{ kN}$$

LASTFALL 5

$$LF5_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_4 = 8.3 \text{ kN}$$

$$LF5_{Q_{2,r,h}} := F1_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_4 = 28.21 \text{ kN}$$

$$LF5_{\Sigma Q_{2,r,max}} := m_{2,w} \cdot (LF5_{Q_{2,r,c}} + LF5_{Q_{2,r,h}}) = 73.04 \text{ kN}$$

$$LF5_{Q_{2,r,max}} := \frac{LF5_{\Sigma Q_{2,r,max}}}{m_{2,w}} = 36.52 \text{ kN}$$

LASTFALL 6

$$LF6_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_4 = 8.3 \text{ kN}$$

$$LF6_{Q_{2,r,h}} := F1_{F_{2,z,1.1}} \cdot \varphi_4 = 28.21 \text{ kN}$$

$$LF6_{\Sigma Q_{2,r,max}} := m_{2,w} \cdot (LF6_{Q_{2,r,c}} + LF6_{Q_{2,r,h}}) = 73.04 \text{ kN}$$

$$LF6_{Q_{2,r,max}} := \frac{LF6_{\Sigma Q_{2,r,max}}}{m_{2,w}} = 36.52 \text{ kN}$$

KRAN 2 - Minsta vertikala lasterLASTFALL 1

$$LF1_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_1 = 6.97 \text{ kN}$$

$$LF1_{\Sigma Q_{2,r,min}} := m_{2,w} \cdot LF1_{Q_{2,r,c}} = 13.94 \text{ kN}$$

$$LF1_{Q_{2,r,min}} := \frac{LF1_{\Sigma Q_{2,r,min}}}{m_{2,w}} = 6.97 \text{ kN}$$

LASTFALL 3

$$LF3_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot 1 = 6.34 \text{ kN}$$

$$LF3_{\Sigma Q_{2,r,min}} := m_{2,w} \cdot LF3_{Q_{2,r,c}} = 12.68 \text{ kN}$$

$$LF3_{Q_{2,r,min}} := \frac{LF3_{\Sigma Q_{2,r,min}}}{m_{2,w}} = 6.34 \text{ kN}$$

LASTFALL 5

$$LF5_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_4 = 6.34 \text{ kN}$$

$$LF5_{\Sigma Q_{2,r,min}} := m_{2,w} \cdot LF5_{Q_{2,r,c}} = 12.68 \text{ kN}$$

$$LF5_{Q_{2,r,min}} := \frac{LF5_{\Sigma Q_{2,r,min}}}{m_{2,w}} = 6.34 \text{ kN}$$

LASTFALL 2

$$LF2_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_1 = 6.97 \text{ kN}$$

$$LF2_{\Sigma Q_{2,r,min}} := m_{2,w} \cdot LF2_{Q_{2,r,c}} = 13.94 \text{ kN}$$

$$LF2_{Q_{2,r,min}} := \frac{LF2_{\Sigma Q_{2,r,min}}}{m_{2,w}} = 6.97 \text{ kN}$$

LASTFALL 4

$$LF4_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_4 = 6.34 \text{ kN}$$

$$LF4_{\Sigma Q_{2,r,min}} := m_{2,w} \cdot LF4_{Q_{2,r,c}} = 12.68 \text{ kN}$$

$$LF4_{Q_{2,r,min}} := \frac{LF4_{\Sigma Q_{2,r,min}}}{m_{2,w}} = 6.34 \text{ kN}$$

LASTFALL 6

$$LF6_{Q_{2,r,c}} := F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_4 = 6.34 \text{ kN}$$

$$LF6_{\Sigma Q_{2,r,min}} := m_{2,w} \cdot LF6_{Q_{2,r,c}} = 12.68 \text{ kN}$$

$$LF6_{Q_{2,r,min}} := \frac{LF6_{\Sigma Q_{2,r,min}}}{m_{2,w}} = 6.34 \text{ kN}$$

Dimensionerande lastfall - största vertikala laster

Summan av den belastade kranens största hjullaster per kranbana

$$\Sigma Q_{2,r,max} := \max(LF1_{\Sigma Q_{2,r,max}}, LF2_{\Sigma Q_{2,r,max}}, LF3_{\Sigma Q_{2,r,max}}, LF4_{\Sigma Q_{2,r,max}}, LF5_{\Sigma Q_{2,r,max}}, LF6_{\Sigma Q_{2,r,max}}) = 89.18 \text{ kN}$$

Belastade kranens största hjullast

$$Q_{2,r,max} := \max(LF1_{Q_{2,r,max}}, LF2_{Q_{2,r,max}}, LF3_{Q_{2,r,max}}, LF4_{Q_{2,r,max}}, LF5_{Q_{2,r,max}}, LF6_{Q_{2,r,max}}) = 44.59 \text{ kN}$$

Dimensionerande lastfall - Största vertikala lasten i motsatt kranbana (Summan)

$LF_{max} = \text{“LF1”}$

$$\Sigma Q_{2,r,med} := m_{2,w} \cdot (F1_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_2 + F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_1) = 20.7 \text{ kN}$$

Dimensionerande lastfall - minsta vertikala laster

Summan av den belastade kranens minsta hjullaster per kranbana

$$\Sigma Q_{2,r,min} := \max(LF1_{\Sigma Q_{2,r,min}}, LF2_{\Sigma Q_{2,r,min}}, LF3_{\Sigma Q_{2,r,min}}, LF4_{\Sigma Q_{2,r,min}}, LF5_{\Sigma Q_{2,r,min}}, LF6_{\Sigma Q_{2,r,min}}) = 13.94 \text{ kN}$$

Belastade kranens minsta hjullast

$$Q_{2,r,min} := \max(LF1_{Q_{2,r,min}}, LF2_{Q_{2,r,min}}, LF3_{Q_{2,r,min}}, LF4_{Q_{2,r,min}}, LF5_{Q_{2,r,min}}, LF6_{Q_{2,r,min}}) = 6.97 \text{ kN}$$

Dimensionerande lastfall - minsta vertikala lasten i motsatt kranbana (Summan)

$LF_{min} = \text{“LF1”}$

$$\Sigma Q_{2,r,mid} := m_{2,w} \cdot F2_{F_{2,z,2.1}} \cdot \varphi_1 = 13.94 \text{ kN}$$

Horisontala kranlaster

De karakteristiska värdena för horisontal last p.g.a. acceleration och skevgång skall sättas lika med kranleverantörens specificerade värden. Om inga värden angets skall de bestämmas enligt punkt 2.7.2 - 2.7.5. (2.7.1(1,2))

KRAN 2

Friktionskoefficienten $\mu_2 := 0.2$ För separat drivning, stål - stål (2.5)

Bestämning av drivkraft K (2.7.3)

$$K_2 := \mu_2 \cdot \Sigma Q_{2,r.min} = 2.79 \text{ kN}$$

Horisontal kraft i längdriktningen (2.2)

$$H_{2,L.1} := K_2 \cdot \frac{1}{n_r} = 1.39 \text{ kN}$$

$$H_{2,L.2} := H_{2,L.1}$$

Summan av alla hjullaster för dimensionerande lastfall

$$\Sigma Q_{2,r} := \Sigma Q_{2,r.med} + \Sigma Q_{2,r.max} = 109.88 \text{ kN}$$

Dämpningsfaktorer

$$\xi_{2.1} := \frac{\Sigma Q_{2,r.max}}{\Sigma Q_{2,r}} = 0.81$$

$$\xi_{2.2} := 1 - \xi_{2.1} = 0.19$$

Längd från masscentrum till momentpunkt

$$l_{2,s} := (\xi_{2.1} - 0.5) \cdot l = 3583.76 \text{ mm}$$

Moment av drivkrafter

$$M_2 := H_{2,L.2} \cdot l_{2,s} = 5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Horisontal kraft i tvärriktningen

$$H_{2,T.1} := \xi_{2.2} \cdot \frac{M_2}{a_2} = 0.5 \text{ kN} \quad (2.3)$$

$$H_{2,T.2} := \xi_{2.1} \cdot \frac{M_2}{a_2} = 2.13 \text{ kN} \quad (2.4)$$

SkevgångskraftGlapp mellan räl och styrdon $x = 15 \text{ mm}$ $0.75 \cdot x \geq 10 \text{ mm}$ för flänshjul (Tab.2.7)Förväntat slitage på räl $y = 5 \text{ mm}$ $y \geq 0.10 b_r$ för flänshjul (Tab.2.7)Bestämning av skevgångsvinkeln α a_{ext} är avståndet mellan...flänshjul längs styrrälen" (Tab.2.7)

$$a_{2,ext} := a_2$$

$$\alpha_{2,F} := \frac{0.75 \cdot x}{a_{2,ext}} = 0.00592$$

$$\alpha_{2,V} := \frac{y}{a_{2,ext}} = 0.00263$$

$$\alpha_0 := 0.001$$

Tolerans för hjul- och rälriktningar

$$\alpha_2 := \alpha_{2,F} + \alpha_{2,V} + \alpha_0 = 0.00955$$

$$\alpha_2 \leq 0.015 \quad (2.12)$$

"Icke positiv" faktor

$$f_2 := 0.3 \cdot (1 - e^{-250 \cdot \alpha_2}) = 0.27246 \quad (2.11)$$

Bestämning av avståndet h

h = Avstånd mellan momentant rotationscentrum och styrdon (Tab.2.8)

Avståndet från hjulpar j till aktuellt styrdon

 e_j är avståndet från hjulpar j till aktuellt styrdon" (Tab.2.9) Tolkning är att styrdonet är flänshjulet som drivs av motorn, finns endast ett hjulpar per sida vilket tyder på just avståndet $a_2 = 1900 \text{ mm}$ som är mellan hjulparet i fråga.

$$e_{2,j} := a_2$$

$$h_2 := \frac{0 \cdot \xi_{2.1} \cdot \xi_{2.2} \cdot l^2 + e_{2,j}^2}{e_{2,j}} = 1900 \text{ mm}$$

(m = 0 för oberoende hjulpar) (Tab.2.8)**Bestämning av kraftfaktorer**

(Tab.2.9)

$$\lambda_{2,s,j} := 1 - \frac{e_{2,j}}{n_r \cdot h_2} = 0.5$$

$$\lambda_{2,S.1.1.T} := \frac{\xi_{2.2}}{n_r} = 0.09418446$$

$$\lambda_{2,S.1.2.T} := \frac{\xi_{2.1}}{n_r} = 0.41$$

Här har den senare delen lämnats bort från formel p.g.a. att dess inverkan gör att svaret blir 0!

Styrkraft S i kranens skevgång

$$S_2 := f_2 \cdot \lambda_{2,s,j} \cdot \Sigma Q_{2,r} = 14.97 \text{ kN}$$

Horisontalkraft i kranens skevgång

$$H_{2,S.1.1.T} := \lambda_{2,S.1.1.T} \cdot f_2 \cdot \Sigma Q_{2,r} = 2.82 \text{ kN}$$

$$H_{2,S.2.1.T} := \lambda_{2,S.1.2.T} \cdot f_2 \cdot \Sigma Q_{2,r} = 12.15 \text{ kN}$$

Lastfallskombinationer - Horisontal last

(Tab.2.2)

Utgående från tabellen som bildar lastgrupperna för acceleration och uppkommande horisontalkrafter av skevgång behöver dessa endast beaktas i lastfall 1 och 5.

LASTFALL 1

$$LF1_{H_{2,L,1}} := H_{2,L,1} \cdot \varphi_5 = 1.67 \text{ kN}$$

$$LF1_{H_{2,L,2}} := H_{2,L,2} \cdot \varphi_5 = 1.67 \text{ kN}$$

$$LF1_{H_{2,T,1}} := H_{2,T,1} \cdot \varphi_5 = 0.59 \text{ kN}$$

$$LF1_{H_{2,T,2}} := H_{2,T,2} \cdot \varphi_5 = 2.56 \text{ kN}$$

$$LF1_{H_{2,S,1,1,T}} := H_{2,S,1,1,T} \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

$$LF1_{H_{2,S,1,2,T}} := H_{2,S,2,1,T} \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

$$LF1_{S_2} := S_2 \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

LASTFALL 5

$$LF5_{H_{2,L,1}} := H_{2,L,1} \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

$$LF5_{H_{2,L,2}} := H_{2,L,2} \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

$$LF5_{H_{2,T,1}} := H_{2,T,1} \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

$$LF5_{H_{2,T,2}} := H_{2,T,2} \cdot 0 = 0 \text{ kN}$$

$$LF5_{H_{2,S,1,1,T}} := H_{2,S,1,1,T} \cdot 1 = 2.82 \text{ kN}$$

$$LF5_{H_{2,S,1,2,T}} := H_{2,S,2,1,T} \cdot 1 = 12.15 \text{ kN}$$

$$LF5_{S_2} := S_2 \cdot 1 = 14.97 \text{ kN}$$

Brukgränstillstånd - Dimensionerande laster

Hjullaster EN 1991-3 Tabell 2.2 - Kran 1				
Dynamikfaktorer		Utmattning		
ϕ_1	1,10	$\phi_{fat,1}$	1,05	
ϕ_2	1,16	$\phi_{fat,2}$	1,08	
ϕ_3	1,00			
ϕ_4	1,00			
ϕ_5	1,20			
Hjullaster - Lastfall 1				
Variabel	Hjul 1.1	Hjul 1.2	Hjul 2.1	Hjul 2.2
$Q_{1,r,max} / Q_{1,r,(max)}$	48,49	48,28	10,37	10,63
$Q_{1,r,min}$	6,50	6,75	9,31	9,10
$H_{1,L,1}$	0,56		0,56	
$H_{1,T,1}$	0,29	0,29	1,37	1,37
$H_{1,S,1,T}$				
Hjullaster - Lastfall 5				
Variabel	Hjul 1.1	Hjul 1.2	Hjul 2.1	Hjul 2.2
$Q_{1,r,max} / Q_{1,r,(max)}$	42,24	42,05	9,25	9,48
$Q_{1,r,min}$	5,91	6,14	8,46	8,27
$H_{1,L,1}$	0,00		0,00	
$H_{1,T,1}$	0,00	0,00	0,00	0,00
$H_{1,S,1,T}$	1,50		7,10	

Hjullaster EN 1991-3 Tabell 2.2 - Kran 2				
Dynamikfaktorer				
ϕ_1	1,10			
ϕ_2	1,16			
ϕ_3	1,00			
ϕ_4	1,00			
ϕ_5	1,20			
Hjullaster - Lastfall 1				
Variabel	Hjul 1.1	Hjul 1.2	Hjul 2.1	Hjul 2.2
$Q_{2,r,max} / Q_{2,r,(max)}$	44,59	44,59	10,35	10,35
$Q_{2,r,min}$	6,97	6,97	6,97	6,97
$H_{2,L,1}$	1,67		1,67	
$H_{2,T,1}$	0,59	0,59	2,56	2,56
$H_{2,S,1,T}$				
Hjullaster - Lastfall 5				
Variabel	Hjul 1.1	Hjul 1.2	Hjul 2.1	Hjul 2.2
$Q_{2,r,max} / Q_{2,r,(max)}$	36,52	36,52		
$Q_{2,r,min}$	6,34	6,34		
$H_{2,L,1}$	0,00		0,00	
$H_{2,T,1}$	0,00	0,00	0,00	0,00
$H_{2,S,1,T}$	2,82		12,15	

Karakteristiska hjullaster utan dynamisk inverkan

$$F_{1,z,1,2} := F1_{F_{1,z,1,2,DATA}} + F2_{F_{1,z,1,2,DATA}} = 42.05 \text{ kN}$$

$$F_{1,z,1,1} := F1_{F_{1,z,1,1,DATA}} + F2_{F_{1,z,1,1,DATA}} = 42.24 \text{ kN}$$

Dessa värden skall användas till deformationsberäkningarna

$$F_{2,z,1,1} := F1_{F_{2,z,1,1}} + F2_{F_{2,z,1,1}} = 36.52 \text{ kN}$$

$$F_{2,z,1,2} := F1_{F_{2,z,1,2}} + F2_{F_{2,z,1,2}} = 36.52 \text{ kN}$$

Snittresultanter - Enligt vinkeländringsmetoden

Använder vinkeländringsmetoden för att beräkna balkens stödmoment, max fältmoment och stödkrafterna. Tvärkraftskurvor och momentkurvor ritas principiellt enligt lastställningen. Snittresultanterna verifieras med hjälp av FEM-programmet Autodesk Robot. Fallen som förekommer här är de fall som ger största moment i fält respektive stöd och tvärkrafter.

Då detta beräkningsdokument är uppbyggt som en dimensioneringsbotten har uträkningar som upprepas flera gånger förkortats bort. Alltså uträkningarna presenteras endast en gång. I dimensioneringsbotten skall laster för korrekt hjul plockas från excellerna ovan. Exempelvis vid denna åtgång gäller:

1. De största hjullasterna plockas från respektive excel, gällande lastfall och resultaten avläses på s.23 och definieras på s.24
2. De största horisontella hjullasterna tas från endast **en kran** ty "horisontallaster av en enda kran beaktas" övriga laster sätts som 0
3. Notera att de horisontella lasterna verkar genom samma punkt som vertikallasterna men enligt (EC1-3.Fig.2.6)
4. När balken kollas för vertikallaster skall tröghetsmomentet $I = I_y$ och vid koll av horisontala laster $I := I_z$
5. Kranbanans egenvikt g skall sättas $g = 0 \text{ kN} \div m$ då balken kollas för horisontallaster, egenvikten verkar neråt inte i sidled!
6. Vid framtagande av snittkrafter för utmattning skall dynamikfaktor $\varphi_1 = \varphi_{fat.1}$ och $\varphi_2 = \varphi_{fat.2}$ på sid 3
7. Om dynamikfaktorer har multiplicerats till lasterna i excel, behöver dessa också ändras inuti excelen i detta fall traverskran 1
8. För framtagning av karakteristiska moment för deformationsberäkningarna skall hjullasterna $F_{x,z,i,j}$ användas, se föregående sida

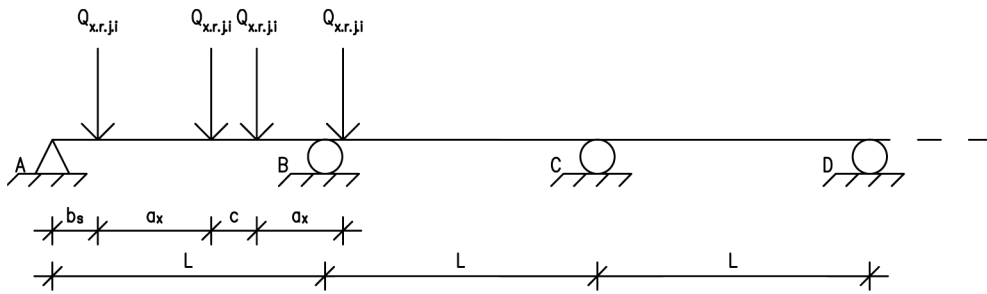
Pågrund av trolig bug i Mathcad måste alla behövliga värden definieras på nytt vid beräkning med vinkeländringsmetoden. Detta har nog testats med mängder tillämpningar med eller utan kodning av värden. Meningen är nog att programmet skulle plocka värden från exceltabellen. Definera också om avstånden mellan hjulen nedan, behöver bara göras en gång.

INDATA FÖR VINKELÄNDRINGSMETODEN

	<u>Traverskran 1</u>	<u>Traverskran 2</u>
Största hjullast, hjul i,j	$Q_{1.r.1.1.max} := 48.49 \text{ kN}$	$Q_{2.r.1.1.max} := 44.59 \text{ kN}$
	$Q_{1.r.1.2.max} := 48.28 \text{ kN}$	$Q_{2.r.1.2.max} := 44.59 \text{ kN}$
Avstånd mellan hjul, kran x	$a_1 := 2.5 \text{ m}$	$a_2 := 1.9 \text{ m}$
Kranbanebalkens egenvikt	$g := 0.91 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$	
Tröghetsmoment, dim._led	$I := I_y$	

FALL 1

Beskrivande figur av fallet, detta förekommer vid kranbanans ända.



Lasterna är statiskt bestämda men är kodade så att de är beroende av varandra. Balken är ledat infäst vid stöd A vilket betyder att balken är förhindrad att röra sig i alla riktningar utom rotation. Resterande stöd är glidstöder som innebär att balken är förhindrad att "lyfta" från dess stöd men är fri att röra sig i övriga riktningar.

Metoden bygger på att man antar en nedböjningskurva för balken, nu tänkt att den böjs ned där de största belastningarna verkar i spannen och nästa spann böjs uppåt vilket resterande spann följer samma modell. Ingen skillnad om den antagna nedböjningen motsvarar den verkliga bara den antagna kurvan följs, svaren blir densamma.

FALL 1 - INDATA

Kran i:s avstånd från stöd s $b_s := 1 \text{ m}$

Avstånd mellan hjul, kran i $a_1 = 2.5 \text{ m}$ $a_2 = 1.9 \text{ m}$

Avstånd mellan kranarna $c := 1 \text{ m}$

Spännvidd för kranbanan $L := 6 \text{ m}$

För att flytta lasterna kan avståndet b_s och c ändras en aning så länge att fallet är sig likt! D.v.s. hjullast 1-3 är inom fack 1 och hjullast 4 är inom fack 2.

Bestämning av kontinuitetsvillkor

$$\theta_{BV} := \left\| \begin{array}{l} a_{1.1} \leftarrow b_s \\ a_{1.2} \leftarrow b_s + a_1 \\ a_{2.1} \leftarrow b_s + a_1 + c \\ \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow L - b_s \\ \mathbf{b}_{1.2} \leftarrow L - (b_s + a_1) \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_s + a_1 + c) \\ \Sigma_{MQ} \leftarrow \frac{Q_{1.r.1.1.max} \cdot a_{1.1} \cdot \mathbf{b}_{1.1} \cdot (a_{1.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{1.r.1.2.max} \cdot a_{1.2} \cdot \mathbf{b}_{1.2} \cdot (a_{1.2} + L)}{L^2} + \frac{Q_{2.r.1.1.max} \cdot a_{2.1} \cdot \mathbf{b}_{2.1} \cdot (a_{2.1} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{Mg} \leftarrow \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{BV} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (\Sigma_{MQ} + \Sigma_{Mg} + 2 M_B) \end{array} \right\|$$

$$\theta_{BH} := \left\| \begin{array}{l} a_{2.2} \leftarrow b_s + a_1 + c + a_2 - L \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_s + a_1 + c + a_2 - L) \\ \Sigma_M \leftarrow \frac{Q_{2.r.1.2.max} \cdot a_{2.2} \cdot \mathbf{b}_{2.2} \cdot (b_{2.2} + L)}{L^2} + \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{BH} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (-\Sigma_M - 2 M_B - M_C) \end{array} \right\|$$

$$\theta_{CV} := \left\| \begin{array}{l} a_{2.2} \leftarrow b_S + a_1 + c + a_2 - L \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c + a_2) + L \\ \Sigma_M \leftarrow \frac{Q_{2.r.1.2.max} \cdot a_{2.2} \cdot b_{2.2} \cdot (a_{2.2} + L)}{L^2} + \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{CV} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (-\Sigma_M - 2 M_C - M_B) \end{array} \right\|$$

$$\theta_{CH} := \left\| \theta_{CH} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(\frac{g \cdot L^2}{4} + 2 M_C \right) \right\|$$

Moment vid stöd

Stödvinklarna sätts lika med varandra och vinklarna ställs upp som ett ekvationssystem i form av en matris vilket de okända stödmomenten löses ut. I ekvationerna kommer tröghetsmomentet och E-modulen för stål att ta ut varandra. Gäller antingen då balken är av okänd sort eller samma balk över alla stöd.

De bildade ekvationsparen benäms som per stöd enligt:

$$\theta_B := \theta_{BV} = \theta_{BH}$$

$$\theta_C := \theta_{CV} = \theta_{CH}$$

$$\begin{bmatrix} M_B & M_C \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \theta_B \\ \theta_C \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{solve, } M_B, M_C, \text{float, } 4} \begin{bmatrix} -76.38 \cdot m \cdot kN & 10.56 \cdot m \cdot kN \end{bmatrix}$$

Stödkrafter

Rotation kring stöd B för beräkning av stödkraften R_A och summering av alla lodräta krafter för stödkraften R_{BV} , den helhetliga stödkraften R_B fås då man summerar stödkrafterna per respektive sida $R_{BV} + R_{BH}$. Sedan följer samma princip för resterande stödkrafter.

$$\overset{\text{B}}{\curvearrowright} R_A := \left\| \begin{array}{l} \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow L - b_S \\ \mathbf{b}_{1.2} \leftarrow L - (b_S + a_1) \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c) \\ R_A \cdot L - Q_{1.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{1.1} - Q_{1.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{1.2} - Q_{2.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{2.1} - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L - M_B = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve, } R_A, \text{float, } 4} 61.67 \cdot kN$$

$$\uparrow R_{BV} := R_A - Q_{1.r.1.1.max} - Q_{1.r.1.2.max} - Q_{2.r.1.1.max} - g \cdot L + R_{BV} = 0 \xrightarrow{\text{solve, } R_{BV}, \text{float, } 4} 85.15 \cdot kN$$

$$\overset{\text{C}}{\curvearrowright} R_{BH} := \left\| \begin{array}{l} \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c + a_2 - L) \\ R_{BH} \cdot L - Q_{2.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{2.2} - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L + M_B - M_C = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve, } R_{BH}, \text{float, } 4} 58.84 \cdot kN$$

$$\uparrow R_{CV} := R_{CV} + R_{BH} - Q_{2.r.1.2.max} - g \cdot L = 0 \xrightarrow{\text{solve, } R_{CV}, \text{float, } 4} -8.79 \cdot kN$$

$$\overset{\text{D}}{\curvearrowright} R_{CH} := R_{CH} \cdot L - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L + M_C = 0 \xrightarrow{\text{solve, } R_{CH}, \text{float, } 4} 0.97 \cdot kN$$

$$\uparrow R_D := R_D - g \cdot L + R_{CH} \xrightarrow{\text{solve, } R_D, \text{float, } 4} 4.49 \cdot kN$$

Fältmoment

För bestämning av fältmomentens storlekar behövs snitt. Dessa tas där punktlaster av hjulen verkar på banan.

$$M_1 := \left\| \begin{array}{l} b_{1.1} \leftarrow b_S \\ M_1 - R_A \cdot b_{1.1} + g \cdot b_{1.1} \cdot 0.5 \cdot b_{1.1} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_1, \text{float}, 4} 61.21 \cdot m \cdot kN$$

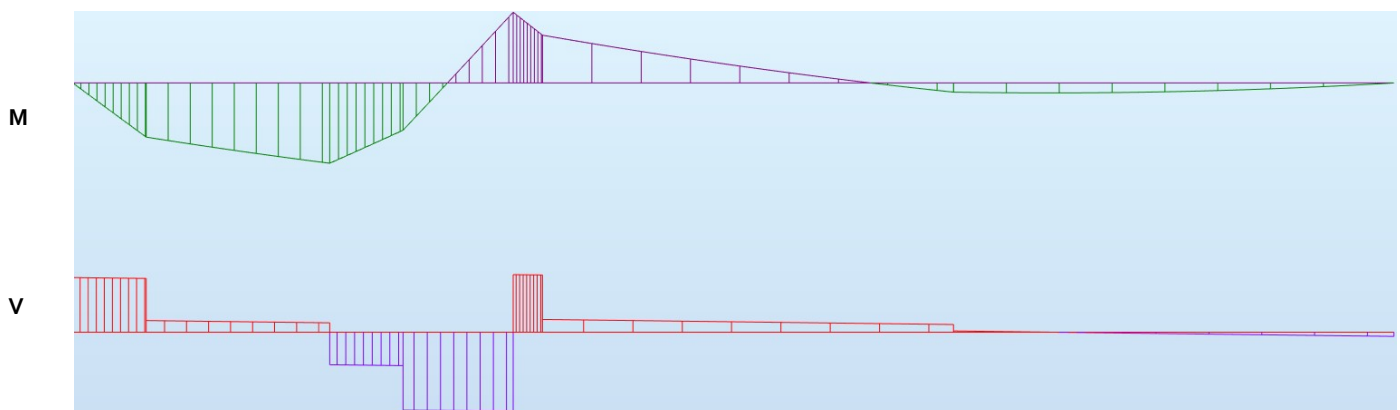
$$M_2 := \left\| \begin{array}{l} b_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 \\ M_2 - R_A \cdot b_{1.2} + Q_{1.r.1.1.max} \cdot a_1 + g \cdot b_{1.2} \cdot 0.5 \cdot b_{1.2} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_2, \text{float}, 4} 89.05 \cdot m \cdot kN$$

$$M_3 := \left\| \begin{array}{l} b_{1.1} \leftarrow a_1 + c \\ b_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 + c \\ M_3 - R_A \cdot b_{1.2} + Q_{1.r.1.1.max} \cdot b_{1.1} + Q_{1.r.1.2.max} \cdot c + g \cdot b_{1.2} \cdot 0.5 \cdot b_{1.2} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_3, \text{float}, 4} 50.31 \cdot m \cdot kN$$

$$M_4 := \left\| \begin{array}{l} a_{2.2} \leftarrow b_S + a_1 + c + a_2 - L \\ M_4 - M_B - R_{BH} \cdot a_{2.2} + g \cdot a_{2.2} \cdot 0.5 \cdot a_{2.2} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_4, \text{float}, 4} -52.92 \cdot m \cdot kN$$

Resultat

Stödmoment	Fältmoment	Stödkrafter	
$M_B = -76.38 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$M_1 = 61.21 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$R_A = 61.67 \text{ kN}$	$R_{CH} = 0.97 \text{ kN}$
$M_C = 10.56 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$M_2 = 89.05 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$R_{BV} = 85.15 \text{ kN}$	$R_D = 4.49 \text{ kN}$
	$M_3 = 50.31 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$R_{BH} = 58.84 \text{ kN}$	
	$M_4 = -52.92 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$R_{CV} = -8.79 \text{ kN}$	



Principiella moment och tvärkraftskurvor för fallet

Definierare av största resultatFall 1

Finner största fältmoment

$$M_{1.max} := \max(M_1, M_2, M_3, M_4) = 89.05 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största stödmoment

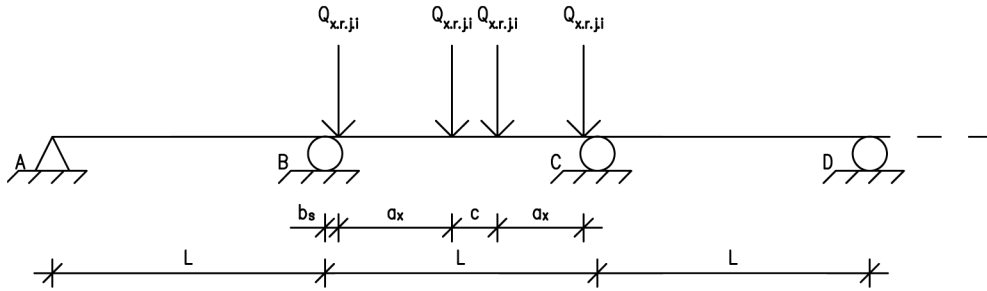
$$M_{1.min} := \min(M_B, M_C) = -76.38 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största tvärkraften

$$V_{1.max} := \max(|R_A|, |R_{BV}|, |R_{BH}|, |R_{CV}|, |R_{CH}|, |R_D|) = 85.15 \text{ kN}$$

FALL 2

Beskrivande figur av fallet, detta förekommer emellan stöd



FALL 2 - INDATA

Kran i:s avstånd från stöd s $b_s := 0.3 \text{ m}$

Avstånd mellan hjul, kran i $a_1 = 2.5 \text{ m}$ $a_2 = 1.9 \text{ m}$

Avstånd mellan kranarna $c := 1 \text{ m}$

Spännvidd för kranbanan $L := 6 \text{ m}$

Kontinuitetsvillkor

$$\theta_{BV} := \left| \theta_{BV} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I_y} \cdot \left(-\frac{g \cdot L^2}{4} - 2 \cdot M_B \right) \right|$$

$$\theta_{BH} := \left| \begin{array}{l} a_{1.1} \leftarrow b_s \\ a_{1.2} \leftarrow b_s + a_1 \\ a_{2.1} \leftarrow b_s + a_1 + c \\ a_{2.2} \leftarrow b_s + a_1 + c + a_2 \\ \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow L - b_s \\ \mathbf{b}_{1.2} \leftarrow L - (b_s + a_1) \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_s + a_1 + c) \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_s + a_1 + c + a_2) \\ \Sigma_{MQ1} \leftarrow \frac{Q_{1,r.1.1,max} \cdot a_{1.1} \cdot b_{1.1} \cdot (b_{1.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{1,r.1.2,max} \cdot a_{1.2} \cdot b_{1.2} \cdot (b_{1.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{MQ2} \leftarrow \frac{Q_{2,r.1.1,max} \cdot a_{2.1} \cdot b_{2.1} \cdot (b_{2.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{2,r.1.2,max} \cdot a_{2.2} \cdot b_{2.2} \cdot (b_{2.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{Mg} \leftarrow \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{BH} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (\Sigma_{MQ1} + \Sigma_{MQ2} + \Sigma_{Mg} + 2 \cdot M_B + M_C) \end{array} \right|$$

$$\theta_{CV} := \left\| \begin{array}{l} a_{1.1} \leftarrow b_S \\ a_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 \\ a_{2.1} \leftarrow b_S + a_1 + c \\ a_{2.2} \leftarrow b_S + a_1 + c + a_2 \\ \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow L - b_S \\ \mathbf{b}_{1.2} \leftarrow L - (b_S + a_1) \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c) \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c + a_2) \\ \Sigma_{MQ1} \leftarrow \frac{Q_{1.r.1.1.max} \cdot a_{1.1} \cdot \mathbf{b}_{1.1} \cdot (a_{1.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{1.r.1.2.max} \cdot a_{1.2} \cdot \mathbf{b}_{1.2} \cdot (a_{1.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{MQ2} \leftarrow \frac{Q_{2.r.1.1.max} \cdot a_{2.1} \cdot \mathbf{b}_{2.1} \cdot (a_{2.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{2.r.1.2.max} \cdot a_{2.2} \cdot \mathbf{b}_{2.2} \cdot (a_{2.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{Mg} \leftarrow \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{CV} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (\Sigma_{MQ1} + \Sigma_{MQ2} + \Sigma_{Mg} + 2 M_C + M_B) \end{array} \right\|$$

$$\theta_{CH} := \left\| \theta_{CH} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(-\frac{g \cdot L^2}{4} - 2 M_C \right) \right\|$$

Moment vid stöd

$$\theta_B := \theta_{BV} = \theta_{BH}$$

$$\theta_C := \theta_{CV} = \theta_{CH}$$

$$[M_B \ M_C] := \begin{bmatrix} \theta_B \\ \theta_C \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{solve}, M_B, M_C, \text{float}, 4} [-49.71 \cdot m \cdot kN \quad -53.3 \cdot m \cdot kN]$$

Stödkrafter

$$\curvearrowright_B \quad R_A := R_A \cdot L - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L - M_B = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_A, \text{float}, 4} -5.555 \cdot kN$$

$$\uparrow \quad R_{BV} := R_A + R_{BV} - g \cdot L = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_{BV}, \text{float}, 4} 11.01 \cdot kN$$

$$\curvearrowright_C \quad R_{BH} := \left\| \begin{array}{l} \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow L - b_S \\ \mathbf{b}_{1.2} \leftarrow L - (b_S + a_1) \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c) \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c + a_2) \\ R_{BH} \cdot L - Q_{1.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{1.1} - Q_{1.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{1.2} - Q_{2.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{2.1} - Q_{2.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{2.2} - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L - M_C + M_B = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, R_{BH}, \text{float}, 4}$$

$$\uparrow \quad R_{CV} := R_{CV} + R_{BH} - Q_{1.r.1.1.max} - Q_{1.r.1.2.max} - Q_{2.r.1.1.max} - Q_{2.r.1.2.max} - g \cdot L = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_{CV}, \text{float}, 4} 98.88 \cdot kN$$

$$\curvearrowright_D \quad R_{CH} := R_{CH} \cdot L - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L + M_C = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_{CH}, \text{float}, 4} 11.61 \cdot kN$$

$$\uparrow \quad R_D := R_D + R_{CH} - g \cdot L \xrightarrow{\text{solve}, R_D, \text{float}, 4} -6.15 \cdot kN$$

Fältmoment

$$M_1 := \left\| \begin{array}{l} b_{1,1} \leftarrow b_S \\ M_1 - M_B - R_{BH} \cdot b_{1,1} - g \cdot b_{1,1} \cdot 0.5 \cdot b_{1,1} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_1, \text{float}, 4} -21.91 \cdot m \cdot kN$$

$$M_2 := \left\| \begin{array}{l} b_{1,2} \leftarrow b_S + a_1 \\ M_2 - M_B - R_{BH} \cdot b_{1,2} + Q_{1,r,1,1,max} \cdot a_1 + g \cdot b_{1,2} \cdot 0.5 \cdot b_{1,2} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_2, \text{float}, 4} 84.58 \cdot m \cdot kN$$

$$M_3 := \left\| \begin{array}{l} b_{1,1} \leftarrow a_1 + c \\ b_{1,2} \leftarrow b_S + a_1 + c \\ M_3 - M_B - R_{BH} \cdot b_{1,2} + Q_{1,r,1,1,max} \cdot b_{1,1} + Q_{1,r,1,2,max} \cdot c + g \cdot b_{1,2} \cdot 0.5 \cdot b_{1,2} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_3, \text{float}, 4} 77.34 \cdot m \cdot kN$$

$$M_4 := \left\| \begin{array}{l} b_{1,1} \leftarrow a_1 + c + a_2 \\ b_{1,2} \leftarrow c + a_2 \\ b_{2,1} \leftarrow a_2 \\ b_{2,2} \leftarrow b_S + a_1 + c + a_2 \\ M_4 - M_B - R_{BH} \cdot b_{2,2} + Q_{1,r,1,1,max} \cdot b_{1,1} + Q_{1,r,1,2,max} \cdot b_{1,2} + Q_{2,r,1,1,max} \cdot b_{2,1} + g \cdot b_{2,2} \cdot 0.5 \cdot b_{2,2} = 0 \end{array} \right\| \xrightarrow{\text{solve}, M_4, \text{float}, 4} -23.65 \cdot m$$

Resultat

Stödmoment

Fältmoment

Stödkrafter

$$M_B = -49.71 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_1 = -21.91 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$R_A = -5.56 \text{ kN}$$

$$R_{CH} = 11.61 \text{ kN}$$

$$M_C = -53.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 84.58 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$R_{BV} = 11.01 \text{ kN}$$

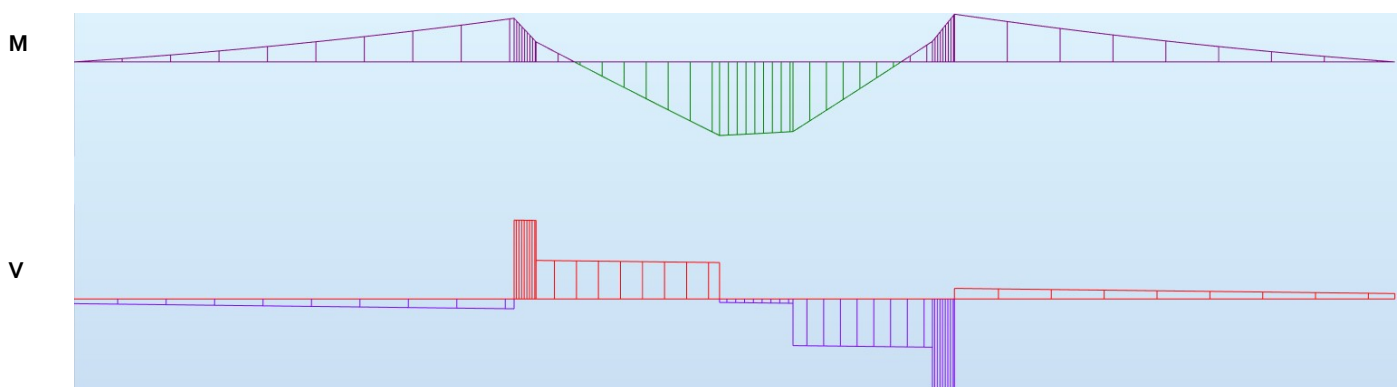
$$R_D = -6.15 \text{ kN}$$

$$M_3 = 77.34 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$R_{BH} = 92.53 \text{ kN}$$

$$M_4 = -23.65 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$R_{CV} = 98.88 \text{ kN}$$



Principiella moment och tvärkraftskurvor för fallet

Definierare av största resultatFall 2

Finner största fältmoment

$$M_{2,max} := \max(M_1, M_2, M_3, M_4) = 84.58 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

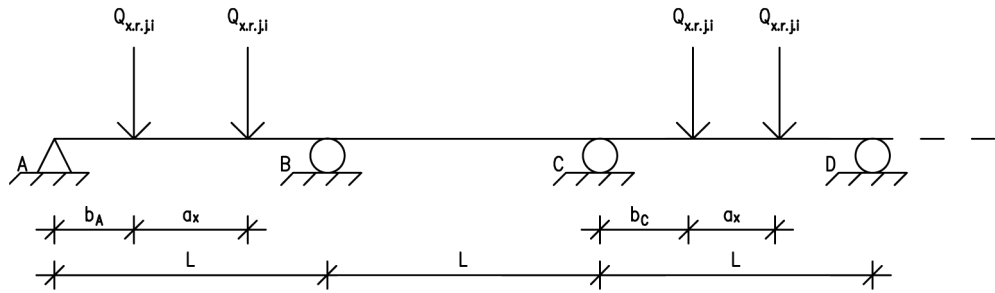
Finner största stödmoment

$$M_{2,min} := \min(M_B, M_C) = -53.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största tvärkraften

$$V_{2,max} := \max(|R_A|, |R_{BV}|, |R_{BH}|, |R_{CV}|, |R_{CH}|, |R_D|) = 98.88 \text{ kN}$$

FALL 3



Beskrivande figur av fallet

FALL 3 - INDATA

Kran i:s avstånd från stöd s $b_A := 1.75 \text{ m}$

$$b_C := 2.05 \text{ m}$$

Avstånd mellan hjul, kran i $a_1 = 2.5 \text{ m}$ $a_2 = 1.9 \text{ m}$ Spännvidd för kranbanan $L := 6 \text{ m}$

Bestämning av kontinuitetsvillkor

$$\theta_{BV} := \begin{cases} a_{1.1} \leftarrow b_A \\ a_{1.2} \leftarrow b_A + a_1 \\ \mathbf{b_{1.1}} \leftarrow L - b_A \\ \mathbf{b_{1.2}} \leftarrow L - (b_A + a_1) \\ \left\| \left\| \left\| \begin{aligned} \Sigma_{MQ} &\leftarrow \frac{Q_{1.r.1.1.max} \cdot a_{1.1} \cdot b_{1.1} \cdot (a_{1.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{1.r.1.2.max} \cdot a_{1.2} \cdot b_{1.2} \cdot (a_{1.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{Mg} &\leftarrow \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{BV} &\leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (\Sigma_{MQ} + \Sigma_{Mg} + 2 \cdot \mathbf{M_B}) \end{aligned} \right. \right. \end{cases}$$

$$\theta_{BH} := \left\| \left\| \left\| \theta_{BH} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(-\frac{g \cdot L^2}{4} - 2 \cdot \mathbf{M_B} - M_C \right) \right. \right. \right.$$

$$\theta_{CV} := \left\| \left\| \left\| \theta_{CV} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(-\frac{g \cdot L^2}{4} - 2 \cdot \mathbf{M_C} - M_B \right) \right. \right. \right.$$

$$\theta_{CH} := \begin{cases} a_{1.1} \leftarrow b_C \\ a_{1.2} \leftarrow b_C + a_2 \\ \mathbf{b_{1.1}} \leftarrow L - b_C \\ \mathbf{b_{1.2}} \leftarrow L - (b_C + a_2) \\ \left\| \left\| \left\| \begin{aligned} \Sigma_{MQ} &\leftarrow \frac{Q_{2.r.1.1.max} \cdot a_{1.1} \cdot b_{1.1} \cdot (a_{1.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{2.r.1.2.max} \cdot a_{1.2} \cdot b_{1.2} \cdot (a_{1.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{Mg} &\leftarrow \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{BV} &\leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (\Sigma_{MQ} + \Sigma_{Mg} + 2 \cdot \mathbf{M_C}) \end{aligned} \right. \right. \end{cases}$$

Moment vid stöd

$$\theta_B := \theta_{BV} = \theta_{BH}$$

$$\theta_C := \theta_{CV} = \theta_{CH}$$

$$\begin{bmatrix} M_B & M_C \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \theta_B \\ \theta_C \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{solve}, M_B, M_C, \text{float}, 4} \begin{bmatrix} -39.21 \cdot m \cdot kN & -39.43 \cdot m \cdot kN \end{bmatrix}$$

Stödkrafter

$$\curvearrowright R_A := \begin{cases} \mathbf{b}_{1,1} \leftarrow L - b_A \\ \mathbf{b}_{1,2} \leftarrow L - (b_A + a_1) \\ R_A \cdot L - Q_{1.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{1,1} - Q_{1.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{1,2} - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L - M_B = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, R_A, \text{float}, 4} 44.62 \cdot kN$$

$$\uparrow R_{BV} := R_A - Q_{1.r.1.1.max} - Q_{1.r.1.2.max} - g \cdot L + R_{BV} = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_{BV}, \text{float}, 4} 57.61 \cdot kN$$

$$\curvearrowleft R_{BH} := R_{BH} \cdot L - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L + M_B - M_C \xrightarrow{\text{solve}, R_{BH}, \text{float}, 4} 2.693 \cdot kN$$

$$\uparrow R_{CV} := R_{CV} + R_{BH} - g \cdot L \xrightarrow{\text{solve}, R_{CV}, \text{float}, 4} 2.767 \cdot kN$$

$$\curvearrowright R_{CH} := \begin{cases} \mathbf{b}_{1,1} \leftarrow L - b_C \\ \mathbf{b}_{1,2} \leftarrow L - (b_C + a_2) \\ R_{CH} \cdot L - Q_{2.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{1,1} - Q_{2.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{1,2} - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L + M_C = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, R_{CH}, \text{float}, 4} 53.89 \cdot kN$$

$$\uparrow R_D := R_D - Q_{2.r.1.1.max} - Q_{2.r.1.2.max} - g \cdot L + R_{CH} = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_D, \text{float}, 4} 40.75 \cdot kN$$

Fältmoment

$$M_1 := \begin{cases} \mathbf{b}_{1,1} \leftarrow b_A \\ M_1 - R_A \cdot \mathbf{b}_{1,1} + g \cdot \mathbf{b}_{1,1} \cdot 0.5 \cdot \mathbf{b}_{1,1} = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_1, \text{float}, 4} 76.69 \cdot m \cdot kN$$

$$M_2 := \begin{cases} b_{1,2} \leftarrow b_A + a_1 \\ M_2 - R_A \cdot b_{1,2} + Q_{1.r.1.1.max} \cdot a_1 + g \cdot b_{1,2} \cdot 0.5 \cdot b_{1,2} = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_2, \text{float}, 4} 60.19 \cdot m \cdot kN$$

$$M_3 := \begin{cases} \mathbf{b}_{1,1} \leftarrow b_C \\ M_3 - R_{CH} \cdot \mathbf{b}_{1,1} + g \cdot \mathbf{b}_{1,1} \cdot 0.5 \cdot \mathbf{b}_{1,1} - M_C = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_3, \text{float}, 4} 69.13 \cdot m \cdot kN$$

$$M_4 := \begin{cases} b_{1,2} \leftarrow b_C + a_2 \\ M_4 - R_{CH} \cdot b_{1,2} + Q_{2.r.1.1.max} \cdot a_2 + g \cdot b_{1,2} \cdot 0.5 \cdot b_{1,2} - M_C = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_4, \text{float}, 4} 81.62 \cdot m \cdot kN$$

Resultat

Stödmoment

$$M_B = -39.21 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_C = -39.43 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Fältmoment

$$M_1 = 76.69 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 60.19 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_3 = 69.13 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_4 = 81.62 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Stödkrafter

$$R_A = 44.62 \text{ kN}$$

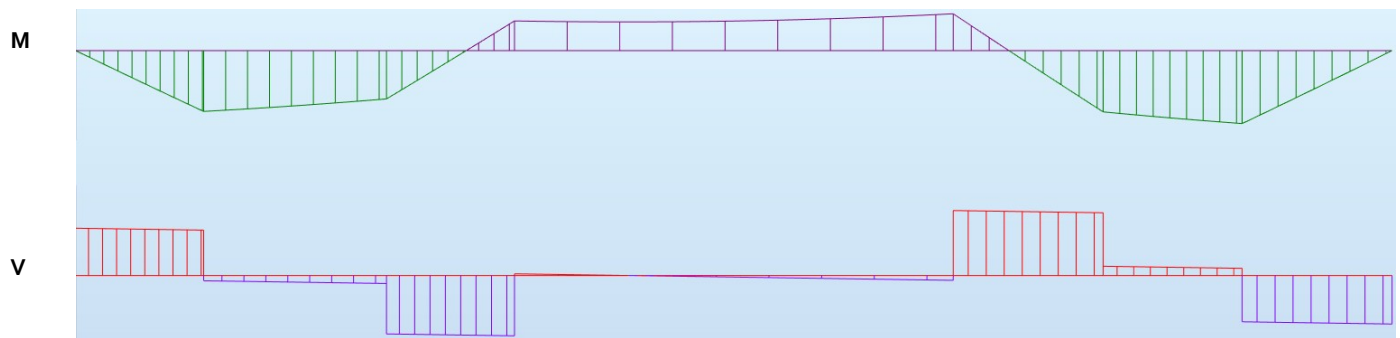
$$R_{BV} = 57.61 \text{ kN}$$

$$R_{BH} = 2.69 \text{ kN}$$

$$R_{CV} = 2.77 \text{ kN}$$

$$R_{CH} = 53.89 \text{ kN}$$

$$R_D = 40.75 \text{ kN}$$



Principiella moment och tvärkraftskurvor för fallet

Definerare av största resultanterFall 3

Finner största fältmoment

$$M_{3.max} := \max(M_1, M_2, M_3, M_4) = 81.62 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största stödmoment

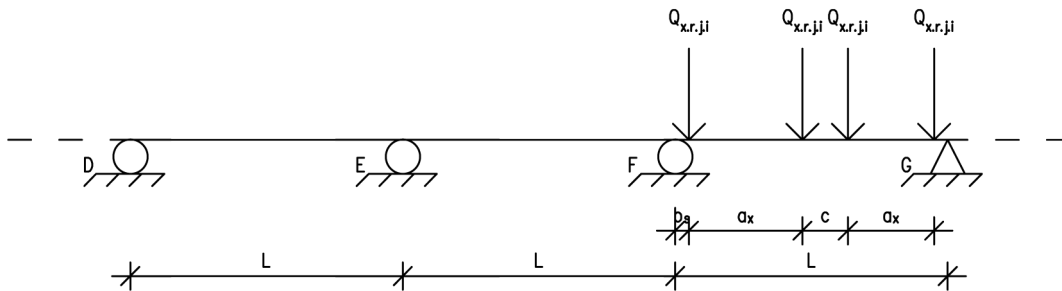
$$M_{3.min} := \min(M_B, M_C) = -39.43 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största tvärkraften

$$V_{3.max} := \max(|R_A|, |R_{BV}|, |R_{BH}|, |R_{CV}|, |R_{CH}|, |R_D|) = 57.61 \text{ kN}$$

FALL 4

Beskrivande figur av fallet, detta förekommer vid last och lossningsporten



FALL 4 - INDATA

Kran i:s avstånd från stöd s $b_s := 0.3 \text{ m}$

Avstånd mellan hjul, kran i $a_1 = 2.5 \text{ m}$ $a_2 = 1.9 \text{ m}$

Avstånd mellan kranarna $c := 1 \text{ m}$

Spännvidd för kranbanan $L := 6 \text{ m}$

Kontinuitetsvillkor

$$\theta_{EV} := \left\| \theta_{EV} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(\frac{g \cdot L^2}{4} + 2 \cdot M_B \right) \right\|$$

$$\theta_{EH} := \left\| \theta_{EH} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(-\frac{g \cdot L^2}{4} - 2 \cdot M_B - M_F \right) \right\|$$

$$\theta_{FV} := \left\| \theta_{FV} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(-\frac{g \cdot L^2}{4} - 2 \cdot M_F - M_E \right) \right\|$$

$$\theta_{FH} := \left\| \begin{array}{l} a_{1.1} \leftarrow b_s \\ a_{1.2} \leftarrow b_s + a_1 \\ a_{2.1} \leftarrow b_s + a_1 + c \\ a_{2.2} \leftarrow b_s + a_1 + c + a_2 \\ \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow L - b_s \\ \mathbf{b}_{1.2} \leftarrow L - (b_s + a_1) \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_s + a_1 + c) \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_s + a_1 + c + a_2) \\ \Sigma_{MQ1} \leftarrow \frac{Q_{1,r,1.1,max} \cdot a_{1.1} \cdot \mathbf{b}_{1.1} \cdot (b_{1.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{1,r,1.2,max} \cdot a_{1.2} \cdot \mathbf{b}_{1.2} \cdot (b_{1.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{MQ2} \leftarrow \frac{Q_{2,r,1.1,max} \cdot a_{2.1} \cdot \mathbf{b}_{2.1} \cdot (b_{2.1} + L)}{L^2} + \frac{Q_{2,r,1.2,max} \cdot a_{2.2} \cdot \mathbf{b}_{2.2} \cdot (b_{2.2} + L)}{L^2} \\ \Sigma_{Mg} \leftarrow \frac{g \cdot L^2}{4} \\ \theta_{FH} \leftarrow \frac{L}{6 \cdot E \cdot I} (\Sigma_{MQ1} + \Sigma_{MQ2} + \Sigma_{Mg} + 2 \cdot M_F) \end{array} \right\|$$

Moment vid stöd

$$\theta_E := \theta_{EV} = \theta_{EH}$$

$$\theta_F := \theta_{FV} = \theta_{FH}$$

$$\begin{bmatrix} M_E & M_F \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} \theta_E \\ \theta_F \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{solve}, M_E, M_F, \text{float}, 4} [12.44 \cdot m \cdot kN \quad -66.14 \cdot m \cdot kN]$$

Stödkrafter

$$R_D := R_D \cdot L - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L - M_E = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_D, \text{float}, 4} 4.803 \cdot kN$$

$$\uparrow R_{EV} := R_D - g \cdot L + R_{EV} = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_{EV}, \text{float}, 4} 0.657 \cdot kN$$

$$R_{EH} := R_{EH} \cdot L - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L - M_F + M_E = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_{EH}, \text{float}, 4} -10.37 \cdot kN$$

$$\uparrow R_{FV} := R_{FV} - g \cdot L + R_{EH} = 0 \xrightarrow{\text{solve}, R_{FV}, \text{float}, 4} 15.83 \cdot kN$$

$$R_{FH} := \begin{cases} \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow L - b_S \\ \mathbf{b}_{1.2} \leftarrow L - (b_S + a_1) \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c) \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c + a_2) \\ R_{FH} \cdot L - Q_{1.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{1.1} - Q_{1.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{1.2} - Q_{2.r.1.1.max} \cdot \mathbf{b}_{2.1} - Q_{2.r.1.2.max} \cdot \mathbf{b}_{2.2} - g \cdot L \cdot 0.5 \cdot L + M_F = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, R_{FH}, \text{float}, 4} 1$$

$$\uparrow R_G := R_G + R_{FH} - Q_{1.r.1.1.max} - Q_{1.r.1.2.max} - Q_{2.r.1.1.max} - Q_{2.r.1.2.max} - g \cdot L \xrightarrow{\text{solve}, R_G, \text{float}, 4} 87.31 \cdot kN$$

Fältmoment

$$M_1 := \begin{cases} \mathbf{b}_{1.1} \leftarrow b_S \\ M_1 - M_F - R_{FH} \cdot \mathbf{b}_{1.1} + g \cdot \mathbf{b}_{1.1} \cdot 0.5 \cdot \mathbf{b}_{1.1} = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_1, \text{float}, 4} -34.95 \cdot m \cdot kN$$

$$M_2 := \begin{cases} b_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 \\ M_2 - M_F - R_{FH} \cdot b_{1.2} + Q_{1.r.1.1.max} \cdot a_1 + g \cdot b_{1.2} \cdot 0.5 \cdot b_{1.2} = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_2, \text{float}, 4} 100.5 \cdot m \cdot kN$$

$$M_3 := \begin{cases} b_{1.1} \leftarrow a_1 + c \\ b_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 + c \\ M_3 - M_F - R_{FH} \cdot b_{1.2} + Q_{1.r.1.1.max} \cdot b_{1.1} + Q_{1.r.1.2.max} \cdot c + g \cdot b_{1.2} \cdot 0.5 \cdot b_{1.2} = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_3, \text{float}, 4} 104.9 \cdot m \cdot kN$$

$$M_4 := \begin{cases} b_{1.1} \leftarrow a_1 + c + a_2 \\ b_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 + c + a_2 \\ b_{2.1} \leftarrow c + a_2 \\ M_4 - M_F - R_{FH} \cdot b_{1.2} + Q_{1.r.1.1.max} \cdot b_{1.1} + Q_{1.r.1.2.max} \cdot b_{2.1} + Q_{2.r.1.1.max} \cdot a_2 + g \cdot b_{1.2} \cdot 0.5 \cdot b_{1.2} = 0 \end{cases} \xrightarrow{\text{solve}, M_4, \text{float}, 4} 25.87 \cdot m \cdot kN$$

Resultat

Stödmoment

$$M_E = 12.44 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_F = -66.14 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Fältmoment

$$M_1 = -34.95 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = 100.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_3 = 104.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_4 = 25.87 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Stödkrafter

$$R_D = 4.8 \text{ kN}$$

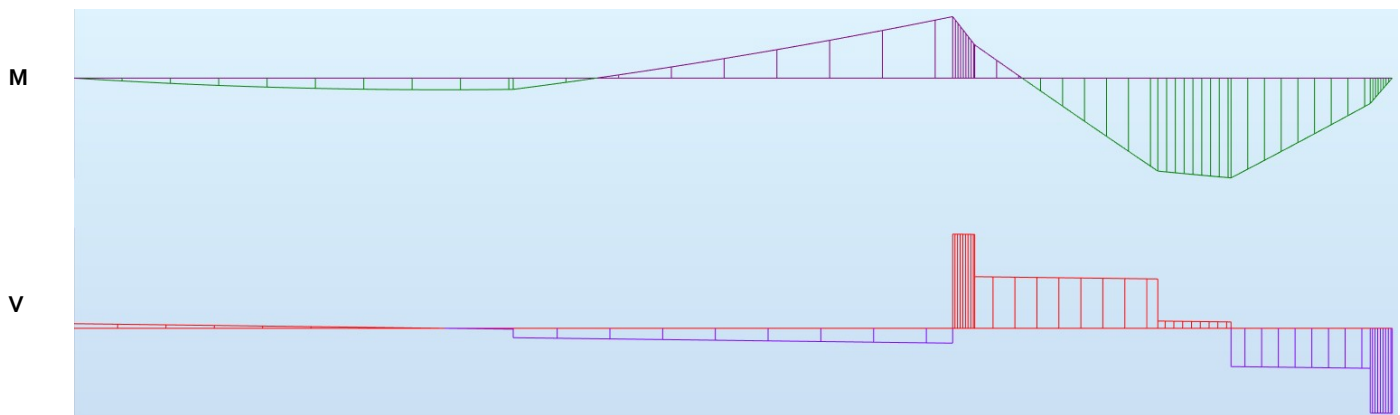
$$R_{EV} = 0.66 \text{ kN}$$

$$R_{EH} = -10.37 \text{ kN}$$

$$R_{FV} = 15.83 \text{ kN}$$

$$R_{FH} = 104.1 \text{ kN}$$

$$R_G = 87.31 \text{ kN}$$



Principiella moment och tvärkraftskurvor för fallet

Definierare av största resultatFall 4

Finner största fältmoment

$$M_{4,max} := \max(M_1, M_2, M_3, M_4) = 104.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största stödmoment

$$M_{4,min} := \min(M_E, M_F) = -66.14 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största tvärkraften

$$V_{4,max} := \max(|R_D|, |R_{EV}|, |R_{EH}|, |R_{FV}|, |R_{FH}|, |R_G|) = 104.1 \text{ kN}$$

Största laster per fall

Här avläses snittresultanterna från vinkeländringsmetoden

Definierare av största resultatDimensionerande laster

Finner största fältmoment

$$\max(M_{1,max}, M_{2,max}, M_{3,max}, M_{4,max}) = 104.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största stödmoment

$$\min(M_{1,min}, M_{2,min}, M_{3,min}, M_{4,min}) = -76.38 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Finner största tvärkraften

$$\max(V_{1,max}, V_{2,max}, V_{3,max}, V_{4,max}) = 104.1 \text{ kN}$$

Dimensionerande snittresultanter

Enligt (EC1-3 Tab.2.2) skall lastfallen 1 & 5 användas vid dimensionering i brottgränstillstånd. Här reds de dimensionerande resultaten ut för respektive fall och kombineras enligt lastkombinationer för två kranar. I Eurokod 1-3 skall de vertikala lasterna kombineras enligt SFS-EN 1990 och horisontala laster av enbart en kran. Den dimensionerande lasteffekten blir då:

$$E_d = 1.35 \cdot G + 1.35 \cdot (Q_{c.1} + Q_{h.1}) + 1.35 \cdot \psi_0 \cdot (Q_{c.2} + Q_{h.2})$$

I detta arbete införs det en förenkling på den dimensionerande lasteffekten så att den blir:

$$E_d = 1.35 \cdot (G + Q_{c.1} + Q_{h.1} + Q_{c.2} + Q_{h.2})$$

Detta medför ingen större överdimensionering då bestämningen av snittresultanter är mindre exaktare än vid dedikerade program som räknar punktvis jämfört med fyra olika fall i detta arbete. Från vinkeländringsmetoden ovan bestämdes dessa snittkrafter på banan:

LF 1 - BROTTGRÄNSTILLSTÅND**LF 5 - BROTTGRÄNSTILLSTÅND****Vertikala krafter**

Max fältmoment $M_{1,y,max} := 1.35 \cdot 104.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Min stödmoment $M_{1,y,min} := 1.35 \cdot 76.38 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (-)$

Största tvärkraft $V_{1,z,max} := 1.35 \cdot 104.1 \text{ kN}$

Horisontala krafter

Max fältmoment $M_{1,z,max} := 1.35 \cdot 3.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Största tvärkraft $V_{1,y,max} := 1.35 \cdot 2.65 \text{ kN}$

Vertikala krafter

Max fältmoment $M_{5,y,max} := 1.35 \cdot 88.68 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Min stödmoment $M_{5,y,min} := 1.35 \cdot 65.35 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (-)$

Största tvärkraft $V_{5,z,max} := 1.35 \cdot 89.95 \text{ kN}$

Horisontala krafter

Max fältmoment $M_{5,z,max} := 1.35 \cdot 18.07 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Största tvärkraft $V_{5,y,max} := 1.35 \cdot 12.54 \text{ kN}$

UTMATTNINGSTILLSTÅND**Vertikala krafter**

Max fältmoment $M_{f,y,max} := 96.93 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Min stödmoment $M_{f,y,min} := 70.9 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (-)$

Största tvärkraft $V_{f,z,max} := 97.08 \text{ kN}$

Summan av största dimensionerande utmattningslast från kran

$$\Sigma Q_{f.Ed} := \gamma_{Ff} \cdot (\max(\varphi_{fat.1} \cdot F2_F_{2.z.1.1} + \varphi_{fat.2} \cdot F1_F_{2.z.1.1}, 1.05 \cdot F2_F_{1.z.1.1} + 1.08 \cdot F1_F_{1.z.1.1})) \cdot m_{2,w} = 90.73 \text{ kN}$$

Största dimensionerande utmattningslast per hjul

$$Q_{f.Ed} := \frac{\Sigma Q_{f.Ed}}{m_{2,w}} = 45.37 \text{ kN}$$

OBS!

I andra jämförelsevärdet för **max funktionen** har hjullasterna hämtats ur excel 1, det är frågan om karakteristiska hjullaster i båda jämförelserna.

BRUKGRÄNSTILLSTÅND

Karakteristiska moment $M_{2,B} := -42.86 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

$M_{2,C} := -45.51 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

$M_{4,F} := -56.76 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Deformation - Brukgränstillstånd

Angående nedböjningen kan den kollas per spann bara stödmomenten är kända eftersom de ger en deformerande verkan på nedböjningen mitti beroende på dess läge kring stöd. Kranbanor har även andra nedböjningsvärden än vanliga stombärande balkar, det gäller att:

Horisontaldeformation $\delta_y \leq L \div 600$ och $\Delta s \leq 10 \text{ mm}$ [EC3-6(tab.7.1)]

Nedböjning $\delta_z \leq L \div 600$ och $\delta_z \leq 25 \text{ mm}$ och $\Delta h_c \leq l \div 600$ (tab.7.2)

Övreflänsens tröghetsmoment i z-led $I_{f.zz} := \frac{t_f \cdot b^3}{12} = 25631666.67 \text{ mm}^4$ Enligt hållfasthetsläran

Deformation i horisontalld $\delta_y := 1.46 \cdot \frac{1.0 \cdot \max(F_{1.y.1.1}, F_{1.y.2.1}, F_{2.y.1.1}, F_{2.y.2.1}) \cdot L^3}{100 \cdot E \cdot I_{f.zz}} = 7.12 \text{ mm}$ (SBI Traverskranbalk, s.78)
Endast beaktat av en kran för horisontala laster och skevgångskraften verkar bara i ett av de yttersta hjulen beroende på färdriktning, d.v.s. en punktlast fås på kranbanan i horisontalld!

Spännviddsförändring mellan rälicentra $\Delta s := 2 \cdot \delta_y = 14.24 \text{ mm}$ Motriktade krafter

Deformation i vertikalled för dimensionerande fall

$\delta_{2.z} :=$
$$\left\| \begin{array}{l} a_{1.1} \leftarrow b_S \\ a_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c) \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c + a_2) \\ \Sigma_{zQ1} \leftarrow \frac{F_{1.z.1.1} \cdot a_{1.1} \cdot (3 \cdot L^2 - 4 \cdot a_{1.1}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} + \frac{F_{1.z.1.2} \cdot a_{1.2} \cdot (3 \cdot L^2 - 4 \cdot a_{1.2}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} \\ \Sigma_{zQ2} \leftarrow \frac{F_{2.z.1.1} \cdot \mathbf{b}_{2.1} \cdot (3 \cdot L^2 - \mathbf{b}_{2.1}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} + \frac{F_{2.z.1.2} \cdot \mathbf{b}_{2.2} \cdot (3 \cdot L^2 - 4 \cdot \mathbf{b}_{2.2}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} \\ \Sigma_{zG} \leftarrow \frac{5 \cdot g \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_y} \\ \Sigma_{zM} \leftarrow \frac{M_{2.B} \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I_y} + \frac{M_{2.C} \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I_y} \\ \delta_{2.z} \leftarrow \Sigma_{zQ1} + \Sigma_{zQ2} + \Sigma_{zG} + \Sigma_{zM} \end{array} \right\| = 7.35 \text{ mm}$$

$\eta_{\delta_y} :=$
$$\left\| \begin{array}{l} \text{if } \delta_y \leq L \div 600 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \text{"OK"} \\ \text{else} \\ \text{"EJ OK"} \end{array} \right\| \\ \text{"OK"} \end{array} \right\| = \text{"OK"}$$

$\eta_{\Delta s} :=$
$$\left\| \begin{array}{l} \text{if } \Delta s \leq 10 \text{ mm} \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \text{"OK"} \\ \text{else} \\ \text{"EJ OK"} \end{array} \right\| \\ \text{"EJ OK"} \end{array} \right\| = \text{"EJ OK"}$$

$\delta_{4.z} :=$
$$\left\| \begin{array}{l} a_{1.1} \leftarrow b_S \\ a_{1.2} \leftarrow b_S + a_1 \\ \mathbf{b}_{2.1} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c) \\ \mathbf{b}_{2.2} \leftarrow L - (b_S + a_1 + c + a_2) \\ \Sigma_{zQ1} \leftarrow \frac{F_{1.z.1.1} \cdot a_{1.1} \cdot (3 \cdot L^2 - 4 \cdot a_{1.1}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} + \frac{F_{1.z.1.2} \cdot a_{1.2} \cdot (3 \cdot L^2 - 4 \cdot a_{1.2}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} \\ \Sigma_{zQ2} \leftarrow \frac{F_{2.z.1.1} \cdot \mathbf{b}_{2.1} \cdot (3 \cdot L^2 - \mathbf{b}_{2.1}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} + \frac{F_{2.z.1.2} \cdot \mathbf{b}_{2.2} \cdot (3 \cdot L^2 - 4 \cdot \mathbf{b}_{2.2}^2)}{48 \cdot E \cdot I_y} \\ \Sigma_{zG} \leftarrow \frac{5 \cdot g \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_y} \\ \Sigma_{zM} \leftarrow \frac{M_{4.F} \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I_y} \\ \delta_{4.z} \leftarrow \Sigma_{zQ1} + \Sigma_{zQ2} + \Sigma_{zG} + \Sigma_{zM} \end{array} \right\| = 9.62 \text{ mm}$$

$\eta_{\delta_z} :=$
$$\left\| \begin{array}{l} \delta_z \leftarrow \max(\delta_{2.z}, \delta_{4.z}) \\ \text{if } \delta_z \leq L \div 600 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \text{"OK"} \\ \text{also if } \delta_z \leq 25 \text{ mm} \\ \text{"OK"} \\ \text{else} \\ \text{"EJ OK"} \end{array} \right\| \\ \text{"OK"} \end{array} \right\| = \text{"OK"}$$

$\eta_{\Delta h_c} :=$
$$\left\| \begin{array}{l} \text{if } \eta_{\delta_z} = \text{"OK"} \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \text{"OK"} \\ \text{else} \\ \text{"KOLLA"} \end{array} \right\| \\ \text{"OK"} \end{array} \right\| = \text{"OK"}$$

Största deformationen $\delta_z := \max(\delta_{2.z}, \delta_{4.z}) = 9.62 \text{ mm}$

Dimensionering i brottgränstillstånd

[EC3-1-1]

Kontroll av tvärsnittsklass

(tab.5.2)

Beroende på tvärsnittsklass ett tvärsnitt får kan det beräknas antingen enligt plasticitets- (TK 1-2) eller elasticitetsteorin (TK 3). Med plasticitetsteorin fås en större bärförmåga. Traverskranbalkarna skall helst vara av tvärsnittsklass 1, så att den kan bilda en s.k. "flytled".

Töjning
$$\varepsilon := \sqrt{\frac{235}{f_y \div \text{MPa}}} = 1$$
 (Tab.5.2)

Livets TK

$$c_w := h - 2 \cdot t_f - 2 \cdot R = 177 \text{ mm}$$

$$\begin{array}{l} \text{if } \frac{c_w}{t_w} \leq 72 \varepsilon \\ \quad \parallel \text{ "TK 1" } \\ \text{else if } \frac{c_w}{t_w} \leq 83 \varepsilon \\ \quad \parallel \text{ "TK 2" } \\ \text{else if } \frac{c_w}{t_w} \leq 124 \varepsilon \\ \quad \parallel \text{ "TK 3" } \end{array} = \text{"TK 1"}$$

(Inre tryckta delar)

Denna dimensioneringsbotten behandlar endast dimensionering i tvärsnittsklass 1 & 2. Om värdet överskrider klass 3 benäms tvärsnittet i klass 4.

Övre flänsens TK

$$c_f := \frac{b - 2 \cdot R - t_w}{2} = 101 \text{ mm}$$

$$\begin{array}{l} \text{if } \frac{c_f}{t_f} \leq 9 \varepsilon \\ \quad \parallel \text{ "TK 1" } \\ \text{else if } \frac{c_f}{t_f} \leq 10 \varepsilon \\ \quad \parallel \text{ "TK 2" } \\ \text{else if } \frac{c_f}{t_f} \leq 14 \varepsilon \\ \quad \parallel \text{ "TK 3" } \end{array} = \text{"TK 1"}$$

(Tryckt kant)

Ekvivalenta flänsar ger TK för båda flänsarna. Den sämsta TK ger tvärsnittets TK.

Balken i fråga får dimensioneras enligt plasticitetsteorin.

Bärförmåga mot tvärkraft

Tvärsnittsklass 1 & 2

Skjuvarea
$$A_v := A - 2 \cdot b \cdot t_f + (t_w + 2 \cdot R) \cdot t_f = 3755 \text{ mm}^2$$
 (6.2.6(a))

Plastisk tvärkraftbärförmåga
$$V_{pl.Rd} := \frac{A_v \cdot (f_y \div \sqrt{3})}{\gamma_{M0}} = 509.47 \text{ kN}$$
 (6.18)

Utnyttjandegrad med avseende på tvärkraft och inverkan på momentbärförmåga

$$\eta_{-V_{pl}} := \frac{\max(V_{1.z.max}, V_{5.z.max})}{V_{pl.Rd}} = 27.58 \text{ 1\%} \quad | \quad \text{if } (\eta_{-V_{pl}} < 0.5, \text{"OK"}, \text{"INVERKAN"}) = \text{"OK"}$$
 (6.17) & (6.2.10(3))

Kontroll av samtidigt tryck och böjning

Utan reducering på plastisk momentbärförmåga

Tvärsnittsklass 1 & 2

(6.2.9)

Momentet i vek riktning p.g.a. krafter som verkar i samma plan tas endast upp av övreflänsen och normalkraften skall försummas. (SBI Traverskranbana s.76 underrubrik "Tvåaxlig böjning i fältmitt")

$$\text{Plastiskt böjmotstånd för fläns} \quad W_{f.pl.z} := \frac{t_f \cdot (h - t_f) \cdot b}{6} = 183895.83 \text{ mm}^3$$

Plastisk böjmomentbärförmåga kring respektive axel

$$M_{pl.y.Rd} := \frac{W_{pl.y} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = 300.8 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (6.13)$$

$$M_{pl.z.Rd} := \frac{W_{f.pl.z} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = 43.22 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (6.13)$$

Utnyttjandegrad med avseende på fleraxlig böjning

$$\eta_{1-M_{pl}} := \left(\frac{M_{1.y.max}}{M_{pl.y.Rd}} \right)^2 + \frac{M_{1.z.max}}{M_{pl.z.Rd}} = 32.47 \text{ 1\%} \quad (6.31)$$

$$\eta_{5-M_{pl}} := \left(\frac{M_{5.y.max}}{M_{pl.y.Rd}} \right)^2 + \frac{M_{5.z.max}}{M_{pl.z.Rd}} = 72.29 \text{ 1\%}$$

Kontroll mot vippning

Tvärsnittsklass 1 & 2

[EC3-6(A)]

Denna metod är lämpad för kontroll av bärförmåga för vippning av en kranbanebalk som är fritt upplagd med samma tvärsnitt med vertikala och horisontella laster. Lasterna angriper excentriskt i förhållande till skjvcentrummet.

(A.1(1))

I SBI Traverskranbana nämns det att man kan låta böjmomentet som uppstår i vek riktning tas upp av enbart övrefläns. Då metoden annars kräver att kritiskt vippningsmoment vars upptas genom välvning skall vara känt.

Beräkning av vippningsbärförmåga

Dubbelsymmetriskt tvärsnitt

[EC3-1-1(6.3.2.3)]

$$\text{Balkens vridstyvhets} \quad I_v = 1240000 \text{ mm}^4 \quad (\text{Ur tvärsnittstabell})$$

$$\text{Balkens välvningsstyvhets} \quad I_w = 75400000000 \text{ mm}^6 \quad (\text{Ur tvärsnittstabell})$$

$$k \text{ faktor som beaktar vridning kring stöden} \quad k := 1.0$$

k faktorer ur Anders Borgs "Vippningslathund" Tab.2

$$\text{Faktor } k_w \text{ som beror på välvning på stöden} \quad k_w := 1.0$$

k faktorerna har valts enligt (tab 1.1) i vippningslathunden enligt följande:

- Vridning fri i båda ändorna eftersom det inte finns några yttre konstruktioner som stagar balken
- Välvning fri i bägge ändor, inga livavstyvningar med välvningsförhinder återfinns vid stöd

Modifieringsfaktor ψ beroende på momentfördelning mellan stagningspunkter

Anders borgs "Vippningslathund"

$$\psi := \frac{-66.14 \text{ kN} \cdot \text{m}}{104.9 \text{ kN} \cdot \text{m}} = -0.63$$

Här har det tolkats som att det skall användas endast moment tillhörande det fack som ger absolut största värden på stöd och fältmoment. Karakteristiska moment kan användas här då det är frågan om ett förhållande = ingen skillnad.
Fall 4 har valts.

$$\text{Närmaste värde ger} \quad \psi = \frac{-3}{4}$$

Konstant C beroende på momentfördelningen som belastningen ger upphov till

Interpolerat värde

$$C_1 := 2.927 + \left(\frac{(|\psi| - 0.75)}{(1.0 - 0.75)} \cdot (2.752 - 2.927) \right) = 3.01$$

Anders borgs "Vippningslathund"

Elastiskt kritiskt vippningsmoment

$$M_{cr} := C_1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}{(k \cdot L)^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{k}{k_w} \right)^2 \cdot \frac{I_w}{I_z} + \frac{(k \cdot L)^2 \cdot G \cdot I_v}{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}} = 1954.85 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Denna formel finns ej i EC3, hittas i tre alternativ fr. "Vippningslathunden" enligt Anders Borg. Alternativ A valt.

Val av vippningskurva och imperfektionsfaktor

(tab.6.5)(FI) & (tab.6.3)

1. Förhållandet mellan tvärsnittets höjd och bredd ger knäckningskurva och 2. imperfektionsfaktorn α_{LT}

Valsade I-tvärsnitt

$$\alpha_{LT} := \left\| \begin{array}{l} vk \leftarrow \text{if } h \div b \leq 2 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \text{"b"} \\ \text{else if } 2 < h \div b \leq 3.1 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \text{"c"} \\ \text{if } vk = \text{"b"} \\ \quad \left\| 0.34 \\ \text{else if } vk = \text{"c"} \\ \quad \left\| 0.49 \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right\| = 0.34$$

Värdet på plattlängden för valsade profilers vippningskruvor

$\lambda_{LT,0} := 0.4$

Valsade I-tvärsnitt

(6.3.2.3(1))(FI)

Korrektionsfaktor för vippningskruvor för valsade profiler

$\beta := 0.75$

Valsade I-tvärsnitt

(6.3.2.3(2))(FI)

Korrektionsfaktor för χ_{LT}

$f := 1.0$

(6.3.2.3(2))(FI)

Dimensionslös slankhetsparameter för vippning

$$\lambda_{LT} := \sqrt{\frac{W_{el,y} \cdot f_y}{M_{cr}}} = 0.37$$

Här bör det **elastiska böjmotståndet** användas då inga sidostöd finns vid plasticeringspunkterna. Om sidostöd finns se (6.3.5).

Hjälpvärde till reduktionsfaktorn χ_{LT}

$$\phi_{LT} := 0.5 \cdot (1 + \alpha_{LT} \cdot (\lambda_{LT} - \lambda_{LT,0}) + \beta \cdot \lambda_{LT}) = 0.63$$

(6.57)

Reduktionsfaktorn för vippning med krav

$$\chi_{LT} := \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \beta \cdot \lambda_{LT}^2}} = 0.85$$

if $\chi_{LT} \leq 1.0$

$\left\| \begin{array}{l} \text{"OK"} \end{array} \right\|$

also if $\chi_{LT} \leq \frac{1}{\lambda_{LT}^2}$

$\left\| \begin{array}{l} \text{"OK"} \end{array} \right\|$

else

$\left\| \begin{array}{l} \text{"EJ OK"} \end{array} \right\|$

= "OK"

(6.57)

Bestämning av faktor för ekvivalent konstant moment

(tab.B.3)

Värdet fås som $C_m = 0.9$ för bärverksdelar med svajknäckningsmod i respektive leden, då det är frågan om punktlaster i båda leden.

$C_{mz} := 0.9$

Då det är fråga om en punktlast

(tab.B.3) & (SBI Traverskranbana, s.76)

Bestämning av tvärsnittets karakteristiska bärförmåga för moment kring y-y- och z-z-axeln

(tab.6.7)

$$\text{Karakteristisk momentbärförmåga kring y-axeln} \quad M_{y.Rk} := f_y \cdot W_{pl,y} = 300.8 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

(tab.6.7)

$$\text{Karakteristisk momentbärförmåga kring z-axeln} \quad M_{z.Rk} := f_y \cdot W_{f,pl,z} = 43.22 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

(tab.6.7)

Utnyttjandegrad med avseende på vippning

[EC3-6(A.1)]

$$\eta_{1-M_{LT}} := \frac{M_{1,y,max}}{\chi_{LT} \cdot M_{y,Rk} \div \gamma_{M1}} + \frac{C_{mz} \cdot M_{1,z,max}}{M_{z,Rk} \div \gamma_{M1}} = 64.9 \text{ 1\%}$$

(A.1)

$$\eta_{5-M_{LT}} := \frac{M_{5,y,max}}{\chi_{LT} \cdot M_{y,Rk} \div \gamma_{M1}} + \frac{C_{mz} \cdot M_{5,z,max}}{M_{z,Rk} \div \gamma_{M1}} = 97.83 \text{ 1\%}$$

(A.1)

Kontroll av livet mot koncentrerad last av hjultryck

[EC3-6(5.7.1)]

Flänsens effektiva bredd

(tab.5.1)

$$b_{eff} := b_r + (h_r - 25\% \cdot h_r) + t_f = 90 \text{ mm}$$

if ($b_{eff} \leq b$, "OK", "EJ OK") = "OK"

$$\text{Tröghetsmoment för rälen med slitage} \quad I_r := \frac{(h_r - 25\% \cdot h_r)^3 \cdot b_r}{12} = 47460.94 \text{ mm}^4$$

Enligt hållfasthetsläran & (5.6.2(2))

$$\text{Tröghetsmomentet för flänsen med } b_{eff} \quad I_{f,eff} := \frac{t_f^3 \cdot b_{eff}}{12} = 40195.31 \text{ mm}^4$$

Enligt hållfasthetsläran

Effektiv belastad längd med kraftspridning (tab.5.1) & fall b) ej fast bunden.

Enligt SBI Traverskranbalk sprids krafterna i 45° vinkel. Då kan den effektiva längden gynnas av kälradierna för en valsad balk. Figur 5.3 i [EC3-6] visualiserar detta.

$$l_{eff} := \left(3.25 \cdot \left((I_r + I_{f,eff}) \div t_w \right)^{1 \div 3} \right) + 2 \cdot R = 115.01 \text{ mm}$$

Lokal tvärgående spänning i livet

Då samverkan inte utnyttjas här mellan räl och fläns har fall b) valts. Detta är beroende på det mest ogynnsamma fallet.

$$\sigma_{0z.Ed} := \frac{1.35 \cdot \max(Q_{1.r.1.1.max}, Q_{1.r.1.2.max}, Q_{2.r.1.1.max}, Q_{2.r.1.2.max})}{l_{eff} \cdot t_w} = 56.92 \text{ MPa}$$

(5.1)

$$\text{Utnyttjandegrad med avseende på lokal tryckspänning} \quad \eta_{-\sigma_{0z}} := \frac{\sigma_{0z.Ed}}{f_y} = 24.22 \text{ 1\%}$$

Jämförs här med sträckgränsen

Kontroll av max spänning i livet intill innerstöd

Upprepbart beteende [EC3-6(7.5)]

Enligt SBI Traverskranbalk bör kombination av tryck- och dragspänning från hjultryck och negativt moment samt skjuvspänning i livet kontrolleras. Det nämns att skjuvspänningen ökar lokalt framför och bakom hjulet och att ökningen kan tas som 20% av normalspänningen under hjulet. För att vara på säkra sidan skall utnyttjandegraderna för spänningarna kombineras som uppstår vid maximalt moment och skjuvkraft fastän dessa nödvändigtvis inte uppstår samtidigt. Detta nämns i [EC3-6(7.5)] och (5.7.2(1))

$$\text{Livets höjd} \quad h_w := h - 2 \cdot t_f = 225 \text{ mm}$$

[EC3-1-1(6.30)]

$$\text{Lokal längsgående spänning i livet} \quad \sigma_{x.Ed} := \frac{\min(M_{1,y,min}, M_{5,y,min})}{W_{pl,y}} = 68.92 \text{ MPa}$$

Enligt hållfasthetsläran

Lokal skjuvspänning i livet	$\tau_{xz.Ed} := \frac{\max(V_{1.z.max}, V_{5.z.max})}{A_{liv}} = 62.46 \text{ MPa}$	Enligt hållfasthetsläran
Skjuvspänning fram och bakom hjulet	$\tau_{0xz.Ed} := 20\% \cdot \sigma_{x.Ed} = 13.78 \text{ MPa}$	(SBI Traverskranbalk, s.77)

Utnyttjandegrad med avseende på upprepbart beteende

$$\eta_{1-\sigma_{ub}} := \left(\frac{\sigma_{x.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{0z.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{x.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right) \cdot \left(\frac{\sigma_{0z.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right) + 3 \cdot \left(\frac{\tau_{xz.Ed} + \tau_{0xz.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right)^2 = 38.94 \text{ 1\%} \quad [\text{EC3-1-1(6.1)}]$$

$$\eta_{2-\sigma_{ub}} := \sqrt{\left(\frac{\sigma_{x.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{0z.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{x.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right) \cdot \left(\frac{\sigma_{0z.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right) + 3 \cdot \left(\frac{\tau_{xz.Ed} + \tau_{0xz.Ed}}{f_y \div \gamma_{M0}} \right)^2} = 62.41 \text{ 1\%} \quad (\text{SBI Traverskranbalk, s.77})$$

$$\eta_{3-\sigma_{ub}} := \frac{\sqrt{(\sigma_{x.Ed})^2 + (\sigma_{0z.Ed})^2 - (\sigma_{x.Ed}) \cdot (\sigma_{0z.Ed}) + 3 \cdot (\max(\tau_{xz.Ed}, \tau_{0xz.Ed}))^2}}{f_y \div \gamma_{M0}} = 53.44 \text{ 1\%} \quad [\text{EC3-6(7.5)}]$$

$$\eta_{\sigma_{ub}} := \max(\eta_{1-\sigma_{ub}}, \eta_{2-\sigma_{ub}}, \eta_{3-\sigma_{ub}}) = 62.41 \text{ 1\%}$$

Kontroll om skjuvbuckling behöver beaktas

[EC3-1-5]

Värdet η $\eta := 1.2$

För stålsorter upp till och med S460, samt upptill 400 °C (NA(FI))

Tvärsnittet behöver kollas mot skjuvbuckling om:

För ett oavstyvat liv

Skjuvbuckling bör beaktas enligt [EC3-1-1(6.2.1(2))]

$$\eta_b := \text{if}(h_w \div t_w > 72 \div \eta \cdot \varepsilon, \text{"BÖR BEAKTAS"}, \text{"OK"}) = \text{"OK"}$$

[EC3-1-5(5.1(2))]

Koll om livandning behöver beaktas

[EC3-6(7.4.)]

"Livets slanket bör begränsas för att undvika alltför stor andning"
Dett kan leda till utmattning intill liv och fläns.

Andning får försummas om:

Liv utan längsavstyvningar

(7.4(3))

$$\eta_a := \text{if}(b \div t_w > 120, \text{"BÖR BEAKTAS"}, \text{"OK"}) = \text{"OK"}$$

Koll om risk finns för underflänssvängningar

"Risken för märkbar sidosvängning av underflänsen i en fritt upplagd kranbanebalk, p.g.a. kranens användning eller gång bör undvikas" Detta ändamål beror på underflänsens slankhet och avståndet mellan sidostagningar. Undreflänsens bredd b sätts som höjden för beräkning av undreflänsens tröghetsradie därav ledet som svängningarna förekommer. (7.6(1) & (2))

Undreflänsens tröghetsradie

$$i_{f,z} := \frac{b}{\sqrt{12}} = 75.06 \text{ mm}$$

Enligt hållfasthetsläran

Underflänssvängningar undviks om:

(7.6(2))

$$\eta_{ufs} := \text{if}(L \div i_{f,z} > 250, \text{"FINNS RISK"}, \text{"OK"}) = \text{"OK"}$$

Kontroller mot utmattning

[EC3-1-9]

Angående skadeekvivalensfaktorer

Enligt SBI Traverskranbana är det lämpligt att anta för varje genomförd arbetscykel av en kran utgör en spänningscykel för globala spänningar ss. normalspänningar på grund av böjmoment och skjuvspänningar vid stöd. Att notera är att skilda faktorer bör användas för normalspänning och skjuvspänning. För lokala spänningar normalspänningar och skjuvspänningar bör spänningscyklerna baseras på antalet hjul per kranbana. Handboken nämner att detta kan beaktas med att höja skadeekvivalensfaktorn utifrån kranens driftklass.

Bestämning av skadeekvivalensfaktor

[EC1-3(tab.2.12)]

$$\lambda_1 := 0.315$$

Driftklassen höjdes till S_2 p.g.a. två kranar!

Skadeekvivalensfaktorn kan också bestämmas enligt [EC1-3(2.17 & 2.18)]

Kontroll av övrefläns i fältmitt mot utmattning

[EC3-1-9(tab.8.1)]

Största spänning

$$\sigma_{x,max} := \frac{M_{f,y,max}}{W_{pl,y}} = 75.73 \text{ MPa}$$

Enligt hållfasthetsläran

Minsta spänning

$$\sigma_{x,min} := -\frac{M_{f,y,min}}{W_{pl,y}} = -55.39 \text{ MPa}$$

Enligt hållfasthetsläran

Spänningsvidden i övrefläns

$$\Delta\sigma_x := |\sigma_{x,max} - \sigma_{x,min}| = 131.12 \text{ MPa} \quad \text{if } (\Delta\sigma_x \leq 1.5 \cdot f_y, \text{ "OK", "EJ OK"}) = \text{"OK"} \quad (3.37) \text{ \& } (8.1)$$

Dimensionerande spänningsvidd $\Delta\sigma_{E,2} := \lambda_1 \cdot \Delta\sigma_x = 41.3 \text{ MPa}$ **Bestämning av förbandsklass**

(tab.8.1)

Förbandsklassen för aktuellt läge bestäms enligt konstruktionsdetalj, ingående delar som ansluts och enligt de krav och beskrivningar som återges i tabellerna 8.1-8.10. Ett tankesätt beskrivs enligt SBI Traverskranbana för bestämning av övreflänsens förbandsklass i fält. Där en valsad profil fås som förbandsklass 160 enligt detalj 2 i tab.8.1. Beroende på om och var balken skarvas bör förbandsklassen reduceras till skarvmetoden som använts om detta är i aktuellt i snittet som kontrolleras för utmattning. I detta fall har stumsvetsning runt om använts vilket skulle ge klass 63 enligt detalj 12 i tab. 8.3. Då balken inte är skarvad i fält utom vid stöd är detta fall inte aktuellt i nuläget. Dock till balkens övrefläns är rälen svetsad i intermittenta längsgående kälsvetsar vilket reducerar förbandsklassen till 80 för aktuellt läge.

Ur tab.8.2 detalj 8 för intermittenta längsgående kälsvetsar fås kravet 8) där $\Delta\sigma$ är baserad på normalspänningen i flänsen.

Förbandsklass för läge

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

Utnyttjandegrad för övrefläns i fält $\eta_{-\sigma_x} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{E,2}}{\Delta\sigma_c \div \gamma_{MF}} = 59.37 \text{ \%}$

(8.2)

Kontroll av kälsvets till räl för utmattning i fält

Enligt SBI Traverskranbana kan man vid kontroll av utmattning räkna med en halvsliten räl som ger en något större effektiv bredd som belastningen breder ut sig på.

Effektiv bredd på fläns med reducerat slitage

$$b_{eff} := b_r + (h_r - h_r \cdot 12.5\%) + t_f = 93.75 \text{ mm} \quad \text{if } (b_{eff} \leq b, \text{ "OK", "EJ OK"}) = \text{"OK"}$$

[EC3-6(tab.5.1)]

Tröghetsmomentet för flänsen med b_{eff}

$$I_{f,eff} := \frac{t_f^3 \cdot b_{eff}}{12} = 41870.12 \text{ mm}^4$$

Enligt hållfasthetsläran

Tröghetsmoment för rälen med slitage

$$I_r := \frac{(h_r - h_r \cdot 12.5\%)^3 \cdot b_r}{12} = 75366.21 \text{ mm}^4$$

Enligt hållfasthetsläran & (5.6.2(2))

Angående effektiv belastad längd

(tab.5.1)

I detta fall är rälen fastsvetsad till övre flänsen med intermittenta längsgående källsvetsar. Fall a) väljs där rälen är fast förbunden med övre flänsen. Då behöver samverkan tas i beaktande mellan räl och övre fläns, det sammanverkande tröghetsmomentet räknas enligt Steiners sats med uteslutet liv och undrefläns.

Flänsarea	$A_{f,eff} := b_{eff} \cdot t_f = 1640.63 \text{ mm}^2$	
Rälarea	$A_r := b_r \cdot (h_r - h_r \cdot 12.5\%) = 1312.5 \text{ mm}^2$	
Avstånd från ref. linje till mitten av fläns	$y_f := t_f \div 2 = 8.75 \text{ mm}$	Referenslinjen satt under övre flänsen
Avstånd från ref. linje till mitten av räl	$y_r := t_f + h_r \div 2 = 32.5 \text{ mm}$	Referenslinjen enligt ovan
Avstånd från ref. linje till tyngdpunktsaxeln	$y_{rf} := \frac{y_f \cdot A_{f,eff} + y_r \cdot A_r}{A_{f,eff} + A_r} = 19.31 \text{ mm}$	Referenslinjen enligt ovan
Avstånd från TP till mitten av fläns	$a_f := y_{rf} - y_f = 10.56 \text{ mm}$	Ref.l = TP
Avstånd från TP till mitten av räl	$a_r := y_{rf} - y_r = 13.19 \text{ mm}$	Ref.l = TP
Samverkande tröghetsmoment	$I_{rf} := I_{f,eff} + A_{f,eff} \cdot a_f^2 + I_r + A_r \cdot a_r^2 = 528531.9 \text{ mm}^4$	(Steiners sats)
Bestämning av effektiv belastad längd	$l_{eff} := 3.25 \cdot (I_{rf} \div t_w)^{1/3} = 121.97 \text{ mm}$	Fall a) (tab.5.1)

Enligt tidigare så sprids krafter i 45° vinkel vilket ger belastningslängden mellan räl och fläns som:

(fig.5.3)

$$S_s := l_{eff} - 2 \cdot t_f = 86.97 \text{ mm}$$

Spänning för lokalt hjultryck i fläns	$\sigma_{90} := \frac{Q_{f,Ed}}{S_s \cdot 2 \cdot a_s} = 52.16 \text{ MPa}$	(fig.5.1)
---------------------------------------	---	-----------

Ökad lokal skjuvspänning	$\tau_{ ,z} := 20\% \cdot \sigma_{90} = 10.43 \text{ MPa}$	(SBI Traverskranbalk, s.79)
--------------------------	---	-----------------------------

Då skjuvspänningarna varierar mellan fält och intill stöd bör båda fallen kontrolleras

Beräkning av tyngdpunkt för samverkan mellan räl och balk

Enligt hållfasthetsläran

$y_0 := \left\ \begin{array}{l} A_1 \leftarrow t_f \cdot b \\ A_2 \leftarrow h_w \cdot t_w \\ A_3 \leftarrow t_f \cdot b \\ y_1 \leftarrow t_f \div 2 \\ y_2 \leftarrow t_f + h_w \div 2 \\ y_3 \leftarrow t_f + h_w + t_f \div 2 \\ y_r \leftarrow (h_r - h_r \cdot 12.5\%) \div 2 + t_f + h_w + t_f \\ \left\ \left\ \begin{array}{l} A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3 + A_r \cdot y_r \\ A_1 + A_2 + A_3 + A_r \end{array} \right. \right\ \end{array} \right\ = 144.84 \text{ mm}$	Ref.l nederst på balken
--	-------------------------

Avstånd från TP till mitten på räl	$a_r := \frac{h_r - (h_r \cdot 12.5\%)}{2} + h - y_0 = 128.29 \text{ mm}$	Inklusive slitage
------------------------------------	---	-------------------

Det statiska momentet med avseende på tyngdpunktsaxeln

Rälens statiska moment

Enligt hållfasthetsläran

$$S_y := A_r \cdot a_r = 168380.28 \text{ mm}^3$$

Beräkning av samverkande tröghetsmomentet mellan räl och balk

$$I_{br} := \begin{cases} A_1 \leftarrow t_f \cdot b \\ A_2 \leftarrow h_w \cdot t_w \\ A_3 \leftarrow t_f \cdot b \\ a_{f,1} \leftarrow h - y_0 - t_f \div 2 \\ a_w \leftarrow y_0 - h_w \div 2 \\ a_{f,2} \leftarrow y_0 - t_f \div 2 \\ I_{f,1} \leftarrow (t_f^3 \cdot b) \div 12 \\ I_w \leftarrow (h_w^3 \cdot t_w) \div 12 \\ I_{f,2} \leftarrow (t_f^3 \cdot b) \div 12 \\ I_{br} \leftarrow I_{f,1} + A_1 \cdot a_{f,1}^2 + I_w + A_2 \cdot a_w^2 + I_{f,2} + A_3 \cdot a_{f,2}^2 + I_r + A_r \cdot a_r^2 \end{cases} = 169540778.67 \text{ mm}^4 \quad (\text{Steiners sats})$$

$$\text{Skjuvflöde i fältmitt mellan räl och övrefläns} \quad V := \frac{Q_{f.Ed} \cdot S_y}{I_{br}} = 45.06 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Enligt hållfasthetsläran

$$\text{Skjuvspänning i intermittenta kälsvetsar} \quad \tau_{\parallel,v} := \frac{V}{2 \cdot a_s} \cdot \frac{L_w + L_1}{L_w} = 45.06 \text{ MPa}$$

$$\text{Slutlig spänningsvidd} \quad \Delta\tau_{wf} := 2 \cdot \tau_{\parallel,z} + \tau_{\parallel,v} = 65.92 \text{ MPa}$$

$$\text{Bestämning av skadeekvivalensfaktor} \quad \lambda_2 := 0.660 \quad \text{Driftklassen höjdes till } S_4! \quad [\text{EC1-3(tab.2.12)}]$$

$$\text{Dimensionerande spänningsvidd} \quad \tau_{E,2} := \lambda_2 \cdot \Delta\tau_{wf} = 43.51 \text{ MPa}$$

$$\text{Förbandsklass för läge} \quad \Delta\tau_c := 80 \text{ MPa} \quad \text{Intermittenta svetsar, detalj 8} \quad [\text{EC3-1-9(tab.8.2)}]$$

$$\text{Utnyttjandegrad för rälsvets i fält} \quad \eta_{f-\tau_{\parallel}} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \tau_{E,2}}{\Delta\tau_c \div \gamma_{MF}} = 62.54 \text{ 1\%} \quad (8.2)$$

Kontroll av kälsvets till räl för utmattning vid stöd

$$\text{Skjuvflöde intill stöd mellan räl och balk} \quad V := \frac{V_{f,z,max} \cdot S_y}{I_{br}} = 96.42 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Enligt hållfasthetsläran

$$\text{Skjuvspänning i intermittenta kälsvetsar} \quad \tau_{\parallel,v} := \frac{V}{2 \cdot a_s} \cdot \frac{L_w + L_1}{L_w} = 96.42 \text{ MPa} \quad \text{a-måttet faktoriseras ggr. två för antal svetsar} \quad \text{SBI Traverskranbana}$$

$$\text{Slutlig spänningsvidd} \quad \Delta\tau_{wf} := 2 \cdot \tau_{\parallel,z} + \tau_{\parallel,v} = 117.28 \text{ MPa}$$

$$\text{Dimensionerande spänningsvidd} \quad \Delta\tau_{E,2} := \lambda_2 \cdot \Delta\tau_{wf} = 77.41 \text{ MPa} \quad \text{Samma driftklass } S_4!$$

$$\text{Utnyttjandegrad för svets vid stöd} \quad \eta_{s-\tau_{\parallel}} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E,2}}{\Delta\tau_c \div \gamma_{MF}} = 111.27 \text{ 1\%} \quad \text{Samma förbandsklass} \quad (8.2)$$

Kontroll av utmattning vid övergång till kälradien från livet i fält

Normalspänning p.g.a. momentet i styvare riktning	$\Delta\sigma_x := \frac{M_{f,y,max}}{W_{pl,y}} = 75.73 \text{ MPa}$	Enligt hållfasthetsläran
Förbandsklass för läge	$\Delta\sigma_{x,c} := 160 \text{ MPa}$	För valsade profiler, det. 2 (tab.8.1)
Bestämning av skadeekvivalensfaktor	$\lambda_1 := 0.500$	Samma driftklass $S_4!$ [EC1-3(tab.2.12)]
Dimensionerande spänningsvidd	$\Delta\sigma_{x,E.2} := \lambda_1 \cdot \Delta\sigma_x = 37.86 \text{ MPa}$	
Utnyttjandegrad mot normalspänning, fält	$\eta_{Rf-\sigma_x} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{x,E.2}}{\Delta\sigma_{x,c} \div \gamma_{MF}} = 27.21 \text{ 1\%}$	[EC3-1-9(8.2)]
Utökad effektiv belastad längd	$l_{eff} := l_{eff} + 2 R = 169.97 \text{ mm}$	[EC3-6(fig.5.3)]
Normalspänning av transversallast från hjultryck	$\sigma_{0z,Ed} := \frac{Q_{f,Ed}}{t_w \cdot l_{eff}} = 26.69 \text{ MPa}$	Enligt SBI Traverskranbana sprids lasterna ytterligare i en 45° vinkel vid övergång till kälradien.
Förbandsklass för läge	$\Delta\sigma_{z,c} := 160 \text{ MPa}$	Samma som föregående (tab.8.1)
Dimensionerande spänningsvidd	$\Delta\sigma_{z,E.2} := \lambda_1 \cdot \sigma_{0z,Ed} = 13.35 \text{ MPa}$	Driftklass $S_4!$
Utnyttjandegrad mot lokal normalspänning, fält	$\eta_{Rf-\sigma_{0z,Ed}} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{z,E.2}}{\Delta\sigma_{z,c} \div \gamma_{MF}} = 9.59 \text{ 1\%}$	Samma förbandsklass [EC3-1-9(8.2)]
Skjuvspänning från största hjultryck	$\tau_{xz,Ed} := \frac{Q_{f,Ed}}{A_{liv}} = 20.16 \text{ MPa}$	Enligt hållfasthetsläran
Ökad lokal skjuvspänning	$\tau_{ ,z} := 20\% \cdot \sigma_{0z,Ed} = 5.34 \text{ MPa}$	(SBI Traverskranbalk, s.81)
Slutlig spänningsvidd	$\Delta\tau_{xz} := 2 \cdot \tau_{ ,z} + \tau_{ ,v} = 107.09 \text{ MPa}$	
Dimensionerande spänningsvidd	$\Delta\tau_{E.2} := \lambda_2 \cdot \Delta\tau_{xf} = 77.41 \text{ MPa}$	Driftklass $S_4!$ Ändring på föregående sida
Förbandsklass för läge	$\Delta\tau_c := 100 \text{ MPa}$	För valsade profiler, det. 6 (tab.8.1)
Utnyttjandegrad p.g.a. skjuvspänning i fält	$\eta_{Rf-\tau_{xz}} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E.2}}{\Delta\tau_c \div \gamma_{MF}} = 89.02 \text{ 1\%}$	Samma förbandsklass (8.2)
Interraktionen skall kollas enligt:	$\eta_{IRf} := \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{x,E.2}}{\Delta\sigma_{x,c} \div \gamma_{MF}} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{z,E.2}}{\Delta\sigma_{z,c} \div \gamma_{MF}} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E.2}}{\Delta\tau_c \div \gamma_{MF}} \right)^3 = 72.64 \text{ 1\%}$	

Kontroll av utmattning vid övergång till kälradien från livet vid stöd

Samma förbandsklasser enligt tidigare

Spänningsvidd intill stöd	$\Delta\sigma_x := \frac{M_{f.y.min}}{W_{pl.y}} = 55.39 \text{ MPa}$	Stödmoment i styv riktning	Enligt hållfasthetsläran
Skadeekvivalensfaktor	$\lambda_1 := 0.315$	Förhöjd driftklass $S_2!$	[EC1-3(tab.2.12)]
Dimensionerande spänningsvidd	$\Delta\sigma_{x.E.2} := \lambda_1 \cdot \Delta\sigma_x = 17.45 \text{ MPa}$		
Utnyttjandegrad för normalspänning, stöd	$\eta_{Rs-\sigma_x} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{x.E.2}}{\Delta\sigma_{x.c} \div \gamma_{MF}} = 12.54 \text{ 1\%}$		[EC3-1-9(8.2)]
Normalspänning av transversallast från hjultryck	$\sigma_{0z.Ed} := \frac{Q_{f.Ed}}{t_w \cdot l_{eff}} = 26.69 \text{ MPa}$		
Bestämning av skadeekvivalensfaktor	$\lambda_1 := 0.500$	Driftklass $S_4!$	[EC1-3(tab.2.12)]
Dimensionerande spänningsvidd	$\Delta\sigma_{z.E.2} := \lambda_1 \cdot \sigma_{0z.Ed} = 13.35 \text{ MPa}$		
Utnyttjandegrad för lokal tryckspänning, stöd	$\eta_{Rs-\sigma_{0z.Ed}} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{z.E.2}}{\Delta\sigma_{z.c} \div \gamma_{MF}} = 9.59 \text{ 1\%}$		[EC3-1-9(8.2)]
Bestämning av skadeekvivalensfaktor	$\lambda_2 := 0.660$	Driftklass $S_4!$	[EC1-3(tab.2.12)]
Skjuvspänning från största tvärkraft	$\tau_{xz.Ed} := \frac{V_{f.z.max}}{A_{liv}} = 43.15 \text{ MPa}$		Enligt hållfasthetsläran
Ökad lokal skjuvspänning	$\tau_{0xz.Ed} := 20\% \cdot \sigma_{0z.Ed} = 5.34 \text{ MPa}$		(SBI Traverskranbalk, s.81)
Slutlig spänningsvidd	$\Delta\tau_{xz} := \tau_{xz.Ed} + 2 \cdot \tau_{0xz.Ed} = 53.82 \text{ MPa}$		
Dimensionerande spänningsvidd	$\Delta\tau_{E.2} := \lambda_2 \cdot \Delta\tau_{xz} = 35.52 \text{ MPa}$	Driftklass $S_4!$	
Utnyttjandegrad för skjuvspänning, vid stöd	$\eta_{Rs-\tau_{xz}} := \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E.2}}{\Delta\tau_c \div \gamma_{MF}} = 40.85 \text{ 1\%}$		
Interaktionen skall kollas enligt:	$\eta_{IRs} := \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{x.E.2}}{\Delta\sigma_{x.c} \div \gamma_{MF}} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_{z.E.2}}{\Delta\sigma_{z.c} \div \gamma_{MF}} \right)^3 + \left(\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta\tau_{E.2}}{\Delta\tau_c \div \gamma_{MF}} \right)^3 = 7.1 \text{ 1\%}$		

Sammanställning av utnyttjandegrader

Projektdata

HEB-Profil	$ID = 260$	Beställare	Oy LMNT Elements Ab
Spännvidd	$L = 6 \text{ m}$	Anordningens spännvidd	$l = 11.5 \text{ m}$
Rälbredd	$h_r = 30 \text{ mm}$	Rälhöjd	$b_r = 50 \text{ mm}$
Kran 1		Kran 2	
Kranens egentyngd	$Q_{1,c} = 30.71 \text{ kN}$	Kranens egentyngd	$Q_{2,c} = 29.28 \text{ kN}$
Lyftlast	$Q_{1,h} = 73.58 \text{ kN}$	Lyftlast	$Q_{2,h} = 61.8 \text{ kN}$
Lyftklass	$L.KL_1 = \text{"HC3"}$	Lyftklass	$L.KL_2 = \text{"HC4"}$

Brukgränstillstånd

Vertikal deformation	$\delta_z = 9.62 \text{ mm}$	Deformationskrav	$\eta_{-\delta_z} = \text{"OK"}$ $\eta_{-\Delta h_c} = \text{"OK"}$
Horisontal deformation	$\delta_y = 7.12 \text{ mm}$	Deformationskrav	$\eta_{-\delta_y} = \text{"OK"}$ $\eta_{-\Delta s} = \text{"EJ OK"}$

Brottgränstillstånd

Tvärkraft	$\eta_{V_{pl}} = 27.58 \text{ 1\%}$		
Fleraxlig böjning	$\max(\eta_{1-M_{pl}}, \eta_{5-M_{pl}}) = 72.29 \text{ 1\%}$		
Vippning	$\max(\eta_{1-M_{LT}}, \eta_{5-M_{LT}}) = 97.83 \text{ 1\%}$		
Upprepbart beteende	$\eta_{\sigma_{ub}} = 62.41 \text{ 1\%}$	Kombination av tryck-, drag- och skjvspänning i livet	
Skjuvbuckling	$\eta_b = \text{"OK"}$	Koll om skjuvbuckling behöver beaktas	
Livandning	$\eta_a = \text{"OK"}$	Koll om livandning behöver beaktas	
Underflänssvängningar	$\eta_{ufs} = \text{"OK"}$	Koll om det finns risk för underflänssvängningar	

Utmattning

Övrefläns i fält	$\eta_{-\sigma_x} = 59.37 \text{ 1\%}$
Rälsvets i fält	$\eta_{f-\tau_{\parallel}} = 62.54 \text{ 1\%}$
Rälsvets vid stöd	$\eta_{s-\tau_{\parallel}} = 111.27 \text{ 1\%}$
Kälradie mot normalspänning, fält	$\eta_{Rf-\sigma_x} = 27.21 \text{ 1\%}$
Kälradie mot lokal normalspänning, fält	$\eta_{Rf-\sigma_{0z.Ed}} = 9.59 \text{ 1\%}$
Kälradie mot skjvspänning, fält	$\eta_{Rf-\tau_{xz}} = 89.02 \text{ 1\%}$
Kälradie mot Interaktionen, fält	$\eta_{IRf} = 72.64 \text{ 1\%}$
Kälradie mot normalspänning, stöd	$\eta_{Rs-\sigma_x} = 12.54 \text{ 1\%}$
Kälradie mot lokal normalspänning, stöd	$\eta_{Rs-\sigma_{0z.Ed}} = 9.59 \text{ 1\%}$
Kälradie mot skjvspänning, stöd	$\eta_{Rs-\tau_{xz}} = 40.85 \text{ 1\%}$
Kälradie mot Interaktionen, stöd	$\eta_{IRs} = 7.1 \text{ 1\%}$

Kompletteringar

-
- Beställaren ombeds kolla med leverantören angående snällare krav på den horisontala deformationen! Villkor (e) i [EC3-6 (tab.7.1)] uppfylls ej i enlighet med spännviddsförändringen $\Delta h_c \leq l \div 600$.
 - Utmattningsvillkoret $\frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta \tau_{E.2}}{\Delta \tau_c \div \gamma_{MF}} \leq 1.0$ för intermittenta kälsvetsar till räl vid stöd uppfylls inte, svetsarna behöver anligga tätare. Rekommenderas att svetsa med intermittenta kälsvetsar $a5$, $l = 50 \text{ mm}$ och $cc = 250 \text{ mm}$.
 - Kranbanan utomhus skall svetsas med längsgående kontinuerliga kälsvetsar, detta minskar risken för spaltkorrosion, slitage och uppfyller utmattningsvillkoren.
 - Det är rekommendabelt att utföra noggrannare undersökning av kranbanan efter ett års bruk, eftersom det är svårt att uppskatta förbrukad livslängd med avseende på utmattning. Undersökningen skall göras av sakkunnig och eventuella skador skall dokumenteras och meddelas till konstruktören.
 - Betongpelarna skall granskas för eventuella sprickbildningar vid upplagen efter ett års brukstid.
 - Utnyttjandegrad för vippning i övrekant, rekommendabelt att sätta in välvningstavstyvningar. Undersöks utanför examensarbetet.

Bilaga 2

Utdrag ur Rapalkki beräkningsprogram

Ratapalkin mitoitusohjelma

Mitoituksen alkuarvot

01-04-2020

Projektin tiedot:

Projektin nimi: Oy LMNT elements Ab
 Työn nimi: RP-HE260B-7.5tn_6.3tn.11.5m
 Työn numero: 0001-1234-101
 Suunnittelija: KRICKSÉN
 Päivämäärä: 30-03-2020
 Lisätietoja:

Ratapalkin jännevälit:

Tukien 1 ja 2 välinen etäisyys: 6 m
 Tukien 2 ja 3 välinen etäisyys: 6 m
 Tukien 3 ja 4 välinen etäisyys: 6 m
 Tukien 4 ja 5 välinen etäisyys: 0 m
 Tukien 5 ja 6 välinen etäisyys: 0 m

Muut tiedot:

Ratapalkin materiaalin myötöraja: 235 MPa
 Sillan massa (Qc1): 2420 kg
 Vaunun massa (Qc2): 630 kg
 Maksimi kuorma (Qh): 7500 kg
 Sillan 2 massa (Qc1): 2500 kg
 Vaunun 2 massa (Qc2): 485 kg
 Maksimi kuorma 2 (Qh): 6300 kg

Mitat:

Sillan jänneväli (s): 11.5 m
 Vaunun minimietäisyys reunasta (xe): 1.029 m
 Pyörien väli (Xw): 2.5 m
 Sillan minimietäisyys
 ratapalkin vasemmasta päästä 0 m
 Vaunun 2 minimietäisyys reunasta (xe): 1 m
 Sillan 2 pyörien väli (Xw): 1.9 m
 Siltojen minimietäisyys toisistaan 1 m

Mitoituskertoimet:

Materiaalin osavarmuusluvut:

γ_{M0} 1.00 γ_{M1} 1.00
 γ_{M2} 1.25 $\gamma_{M,ser}$ 1.00

Kuormien osavarmuusluvut:

γ_G 1.35 γ_Q 1.35

Kuormien yhdistelykertoimet:

Nosturikuormien yhdistelykerroin: 1.00
 Testikuorman osavarmuusluku: 1.25

Dynaamisen testikuorman suuruus käyttökuormaan nähden: 1.10

Staattisen testikuorman suuruus käyttökuormaan nähden: 1.25

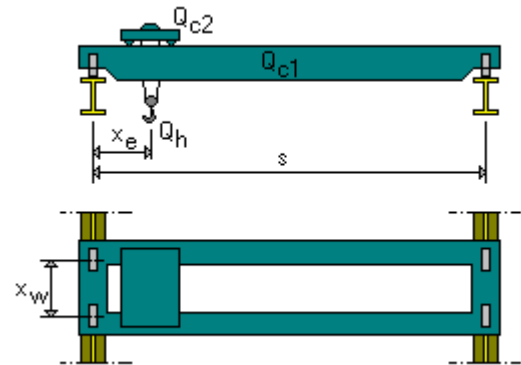
Dynaamiset kertoimet:

a-arvo: 0.10 ϕ_3 1.00 ϕ_4 1.00 ϕ_5 1.20

Väsymismitoituksen osavarmuusluvut:

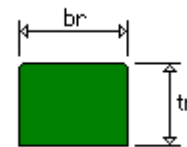
γ_{Mf} 1.15 γ_{Ff1} 1.00

Kim Ricksén



Kiskon tiedot:

Kiskon nimi: 50x30

Poikkipinta-ala: 1485 mm²

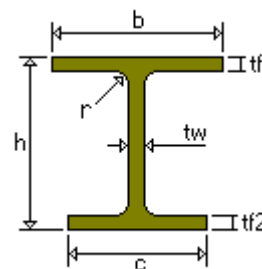
br: 50 mm

tr: 30 mm

Kiskoa ei ole kiinnitetty jäykästi palkkiin.

Profiilin tiedot:

Profiilin nimi: HE260B



h: 260 mm

b: 260 mm

c: 260 mm

tf1: 17.5 mm

tf2: 17.5 mm

tw: 10 mm

r: 24 mm

Tuulikuorman yhdistelykerroin: 0.50

Ratapalkin mitoitusohjelma

Laskennassa käytetyt kuormat ja dynaamiset kertoimet

01-04-2020

Kuormat ovat nosturin yhden pyörän ratapalkkiin kohdistamat kuormat ja ne sisältävät kuormitusryhmään liittyvät dynaamiset kertoimet.

Kuormitusyhdistelmä			1	2	3	4	5	6	8
Dynaamiset vahvistuskertoimet			ϕ_1 1.10	ϕ_1 1.10	ϕ_5 1.20	ϕ_4 1.00	ϕ_4 1.00	ϕ_4 1.00	ϕ_1 1.10
			ϕ_2 1.19	ϕ_3 1.00		ϕ_5 1.20			ϕ_5 1.20
			ϕ_5 1.20	ϕ_5 1.20					ϕ_6 1.10
Pystysuuntaiset kuormat	Nosturin omapaino	$Q_{r,min}$	6.83	6.83	6.21	6.21	6.21	6.21	6.83
		Q_I^{min}	9.62	9.62	8.75	8.75	8.75	8.75	9.62
	Nosturin ja kuorman paino	$Q_{r,max}$	10.76	10.12		9.50	9.50	9.50	
		Q_I^{max}	49.57	43.12		42.24	42.24	42.24	
Pituus- ja sivusuuntaiset voimat	Nosturin kiihdytys	H_L	1.12	1.12	1.12	1.12			1.12
		H_T	0.46	0.46	0.46	0.46			0.46
	Vinoonajo	$H_{S,L}$					7.03		
		$H_{S,T}$					0.00		
	Vaunun kiihdytys ja jarrutus	$H_{T,3}$						0.00	
	Tuulikuorma		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00
	Testikuorma								51.49

Ratapalkin mitoitusohjelma

Laskennassa käytetyt kuormat ja dynaamiset kertoimet

01-04-2020

Kuormat ovat nosturin 2 yhden pyörän ratapalkkiin kohdistamat kuormat ja ne sisältävät kuormitusryhmään liittyvät dynaamiset kertoimet.

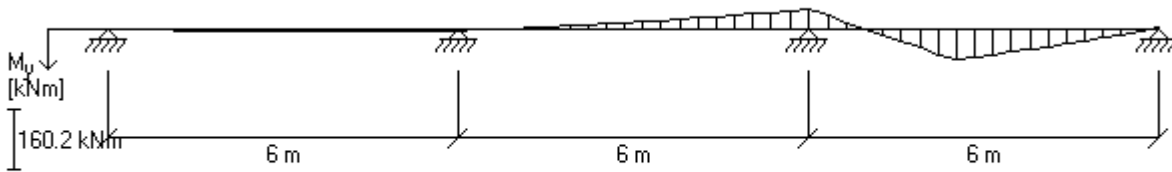
Kuormitusyhdistelmä			1	2	3	4	5	6	8
Dynaamiset vahvistuskertoimet			ϕ_1 1.10	ϕ_1 1.10	ϕ_5 1.20	ϕ_4 1.00	ϕ_4 1.00	ϕ_4 1.00	ϕ_1 1.10
			ϕ_2 1.26	ϕ_3 1.00		ϕ_5 1.20			ϕ_5 1.10
			ϕ_5 1.20	ϕ_5 1.20					ϕ_6 1.20
Pystysuuntaiset kuormat	Nosturin omapaino	$Q_{r,min}$	6.97	6.97	6.34	6.34	6.34	6.34	6.97
		Q_i^{min}	9.13	9.13	8.30	8.30	8.30	8.30	9.13
	Nosturin ja kuorman paino	$Q_{r,max}$	10.35	9.66		9.03	9.03	9.03	
		Q_i^{max}	44.59	37.35		36.52	36.52	36.52	
Pituus- ja sivusuuntaiset voimat	Nosturin kiihdytys	H_L	1.67	1.67	1.52	1.52			1.67
		H_T	5.12	4.74	0.70	4.46			5.10
	Vinoonajo	$H_{S,L}$					0.00		
		$H_{S,T}$					8.20		
	Vaunun kiihdytys ja jarrutus	$H_{T,3}$						3.33	
	Tuulikuorma		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00
	Testikuorma								44.40

Ratapalkin mitoitushjelma

Statiikan ja staattisen mitoituksen tulokset

01-04-2020

Taivutusmomentit:		Maksimiarvot:	Minimiarvot:	
Pystyvoimien aiheuttama	$M_{y,Sd}$	147.13 kNm	-126.55 kNm	
Vaakavoimien aiheuttama	$M_{z,Sd}$	25.64 kNm	-25.64 kNm	
Kohta palkilla	x	3.47 m	6.00 m	
Tuesta		3	2	

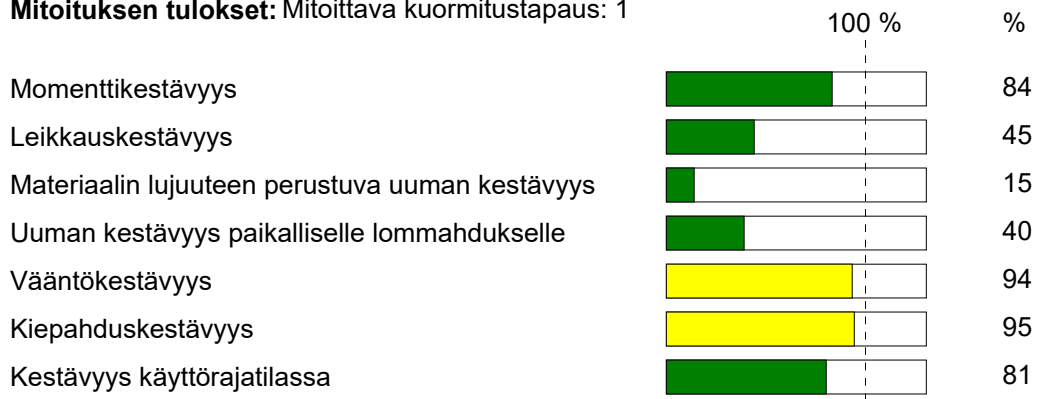


Leikkausvoimat:		Maksimiarvot:	Minimiarvot:	
Pystyvoimien aiheuttama	$V_{z,Sd}$	161.79 kN	-156.42 kN	
Vaakavoimien aiheuttama	$V_{y,Sd}$	2.90 kN	-2.90 kN	
Kohta palkilla	x	0.00 m	6.00 m	
Tuesta		1	1	



Taipumat:		Maksimiarvot:	Minimiarvot:	Aukko(max):	Aukko(min):
Taipuma pystysuunnassa		10.92	-5.32	3	2
Taipuma vaakasuunnassa		4.91	-4.91	3	3



Mitoituksen tulokset: Mitoittava kuormitustapaus: 1

Ratapalkin mitoitushjelma

Väsymismitoituksen tulokset

01-04-2020

Tietoja:






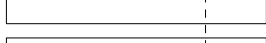
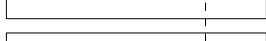
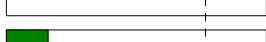
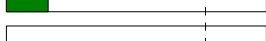
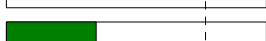

Nosturin S-luokka: S2

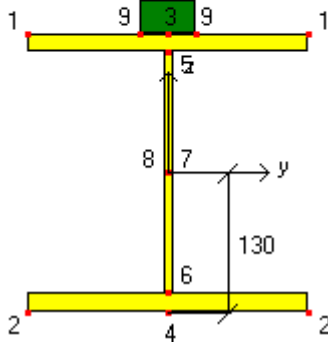
Uuman jäykisteiden pisin väli: 50 mm

Nosturin 2 S-luokka: S2

Mitoituksen tulokset: Mitoittava kohta palkilla: 15.78metriä palkin vasemmasta päästä

Laskennassa mukana :

Poikkileikkauksen kohta:		1.0	D_i	$\Delta\sigma$	$\Delta\tau$
1			0.85	x	-
2			0	-	-
3			0	-	-
4			0	-	-
5			0.06	x	x
6			0	-	-
7			0	-	-
8			0	-	-
9			0.22	x	x
10			0	-	-
Uuman paikallinen väsyminen			0.46	x	-



Ratapalkin mitoitushjelma

Väsymismitoituksen tulokset

01-04-2020

Tietoja:

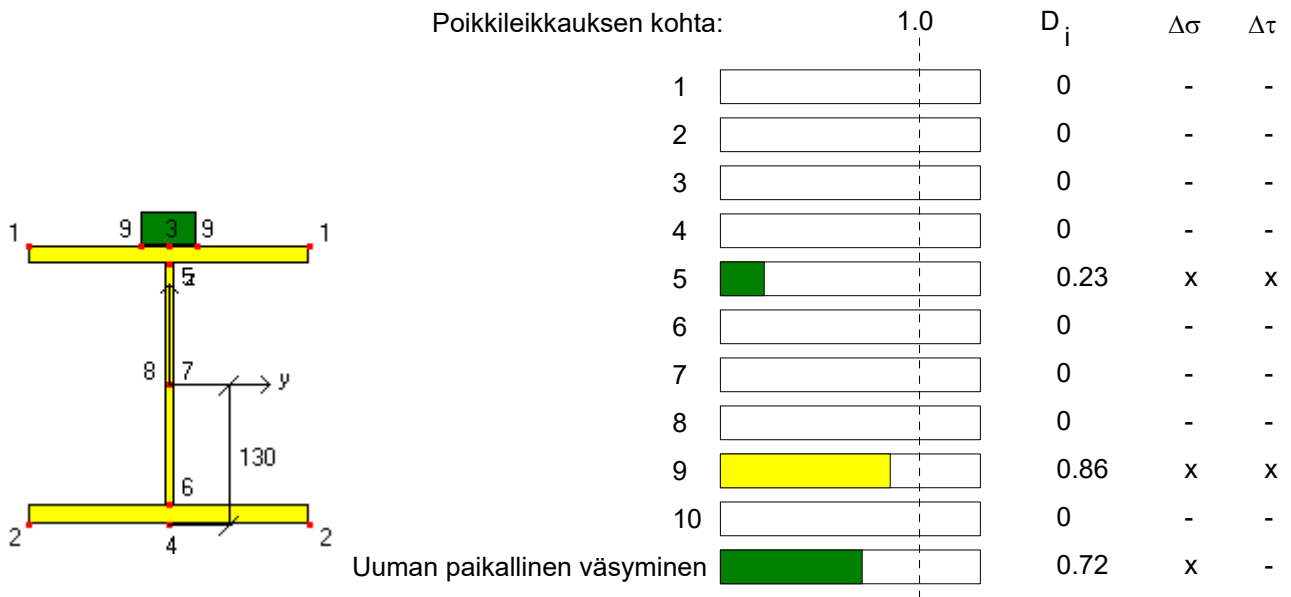
Nosturin S-luokka: S4

Uuman jäykisteiden pisin väli: 50 mm

Nosturin 2 S-luokka: S4

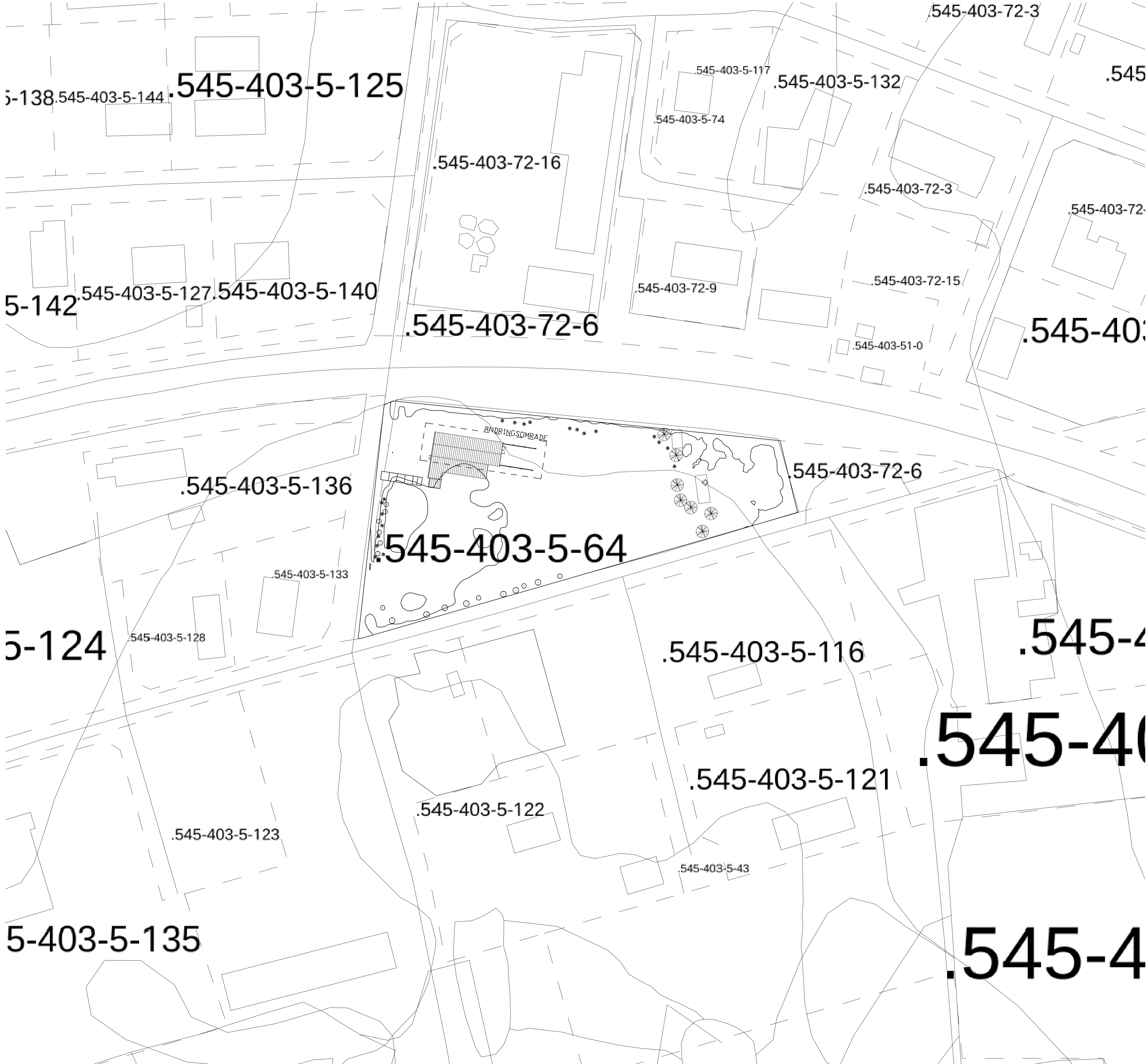
Mitoituksen tulokset: Mitoittava kohta palkilla: 14.84metriä palkin vasemmasta päästä

Laskennassa mukana :



Bilaga 3

Huvudritningar



BEFINTLIG HALL UTRUSTAS MED YTTERLIGARE EN NY TRAVERSKRAN, KRANBANAN FÖRSTÄRKS ENLIGT RITNINGAR.

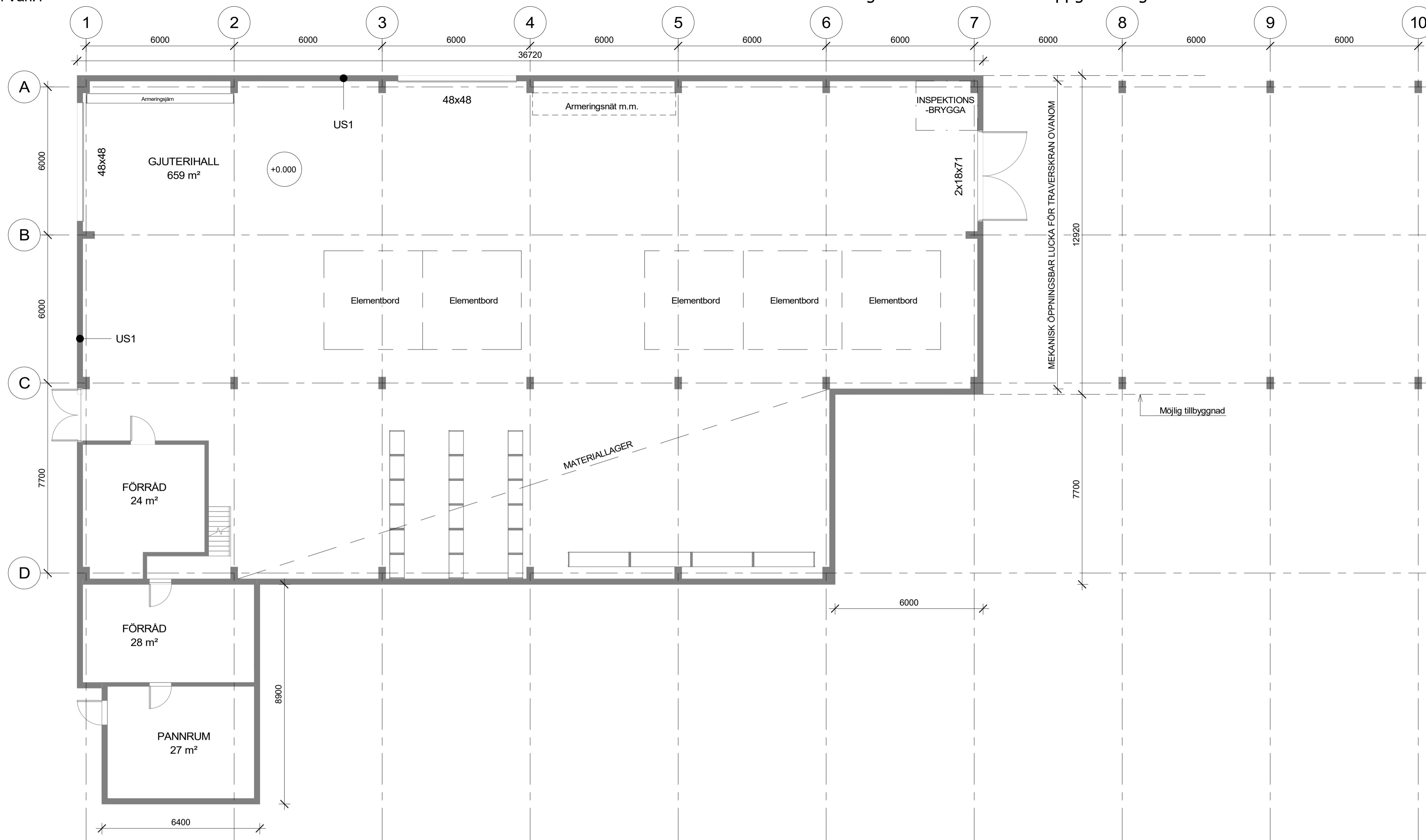
BEFINTLIGA YTOR

BYGGNADSYTA: 750 m²
 VOLYM: 5400 m³
 TOMTSTORLEK: 11800 m²

BRANDSPECIFIKATIONER

BRANDKLASS: P3

ÄNDRINGAR		DATUM	
STADSDEL / BY	KVARTER / FASTIGHET	TOMT / RING	ARKIV ANT.
545	403	5:64	
ÄTÅRD ÄNDRING	RITNINGSTYP HUVUDRITNING		
OBJEKTETS NAMN OCH ADRESS		INNEHÅLL	SKALA
OY LMNT ELEMENTS AB HÖGBACK INDUSTRIVÄGEN 5 64200 NÄRPES		SITUATIONSPLAN	1:1000
PLANERINGSOMRÅDE	ARB. No	RITN. No	ÄNDRING
ARK	0001-101-101		
DATUM	RITAT	FIL	
01.06.2020	KRICKSÉN	0001-101-101.dwg	



FÖRESKRIFTER

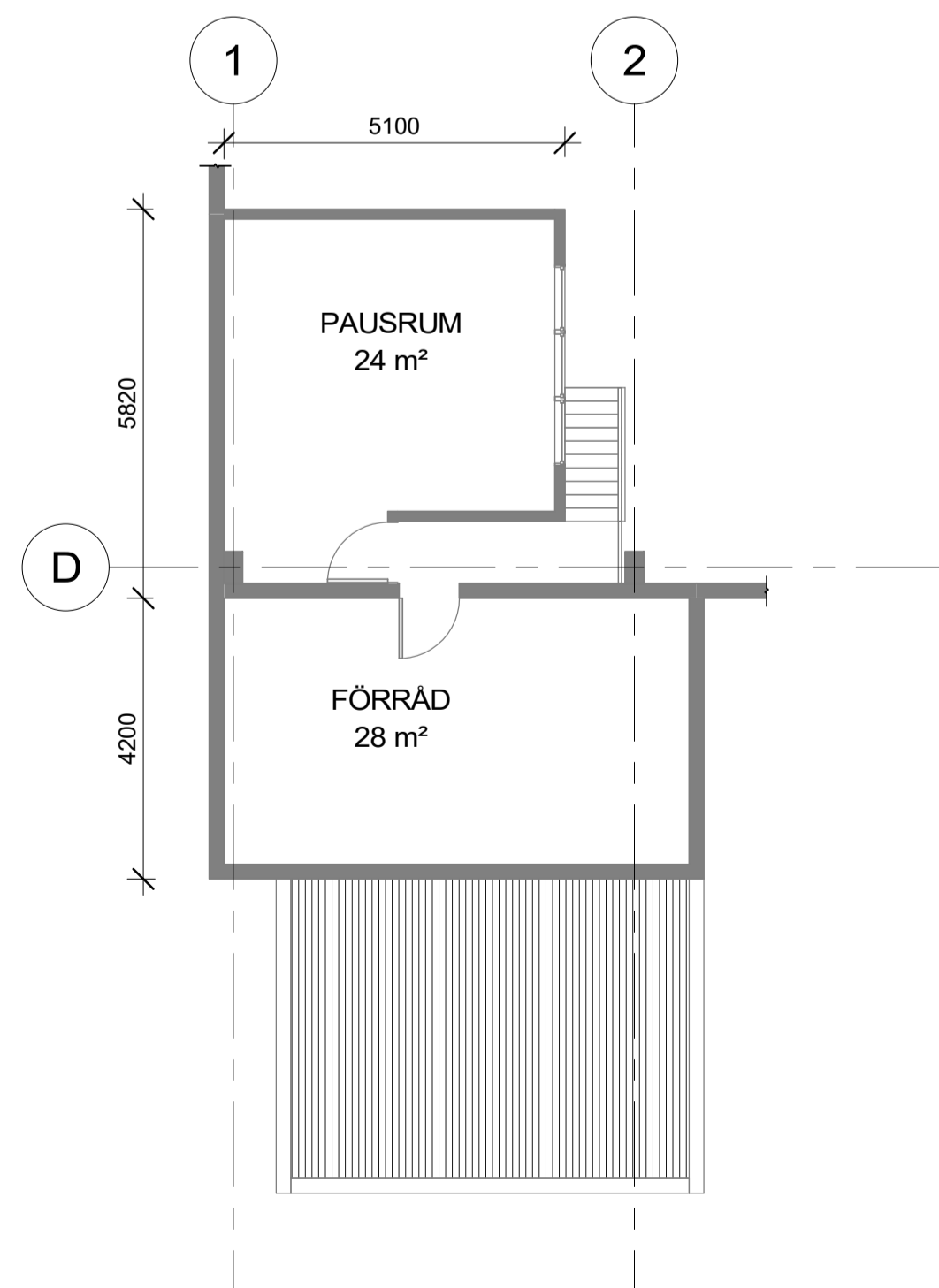
BEFINTLIG GJUTERIHALL UTRUSTAS MED YTERLIGARE EN NY TRAVERSKRAN, KRANBANAN FÖRSTÄRKS ENLIGT RITNINGAR.

BEFINTLIGA YTOR

BYGGNADSYTA: 750 m²
VOLYM: 5400 m³
TOMTSTORLEK: 11800 m²

BRANDSPECIFIKATIONER

BRANDKLASS P3



BEF. US1
1 : 20

60 mm YTTRESKAL, MITTARMERAD BETONG
100 mm PV-EL ISOLERING
60 mm INRESKAL, MITTARMERAD BETONG

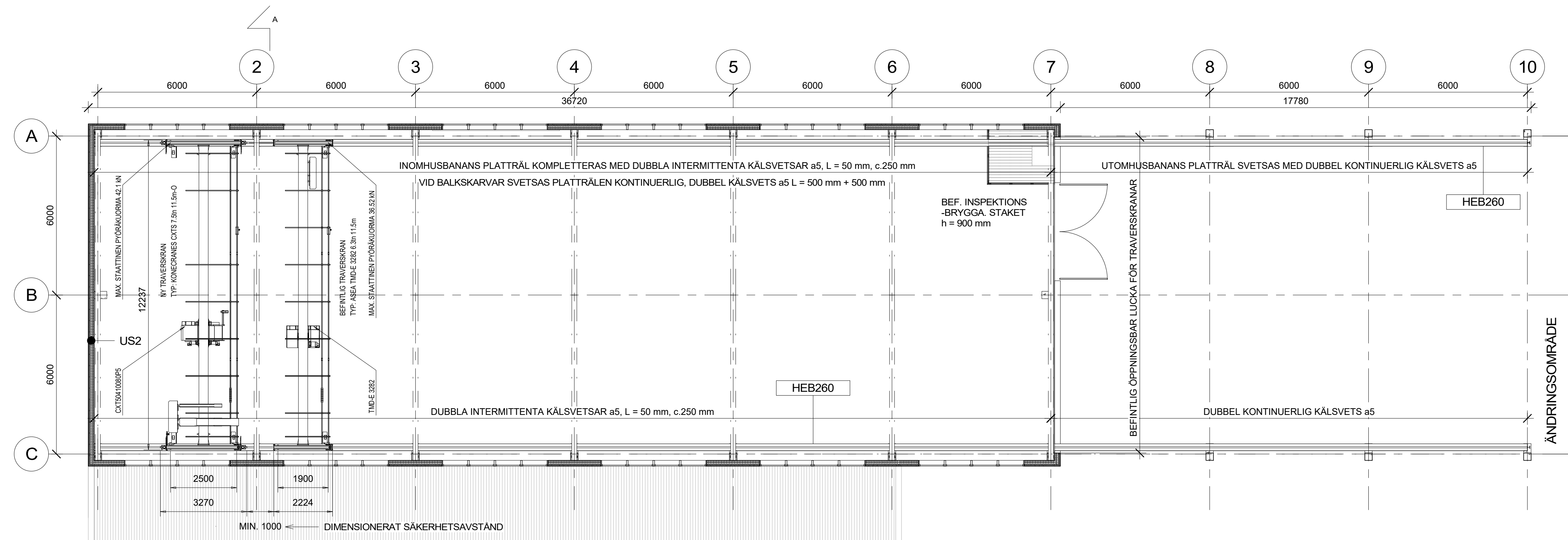
BEF. US2
1 : 20

20 mm PROFILPLÅT
22 mm LUFTSPALT
15 mm VINDSKYDDSKIVA
150 mm SPANTER + ISOLERING, MINERALULL
13 mm GIPS

BEF. YP1
1 : 20

20 mm PROFILPLÅT
50 mm VENTILERAT UTRYMME
150 mm TAKVASOR + ISOLERING, MINERALULL
13 mm GIPS
22 mm GLESBRÄDNING

STADSDEL / BY 545	KVARTER / FASTIGHET 403	TOMT / RING 5:64	ARKIV ANT.
ÅTGÄRD ÄNDRING			RITNINGSTYP HUVUDRITNING
OBJEKTETS NAMN OCH ADRESS OY LMNT ELEMENTS AB HÖGBACK INDUSTRIVÄGEN 5 64200 NÄRPES		INNEHÅLL BOTTENPLAN VÅN.1 BOTTENPLAN VÅN.2 KONSTRUKTIONSTYPER	SKALA 1:100 1:100 1:20
PLANERINGSOMR ARK	ARB. No 0001-103-101	RITN. No	ÄNDRING
DATUM 28.03.2020	RITAT KRICKSÉN	FIL 0001-10-101.rvt	



TRAVERSKRAN 1

Typ
Kranens spännvidd
Lyfthöjd
Avstånd mellan hjulen
Bärhjulsdiameter

Konecranes CXTS 7500
11500 mm
7000 mm
2500 mm
250 mm

Egenvikter

Lyftkapacitet
Telferns vikt
Kranbalkens vikt

7500 kg
630 kg
2420 kg

Hastigheter

Lyfthastigheter
Hastighet, telfer
Hastighet, kranbalk

1:a läge
2:a läge
0,83 m/min
5 m/min
20 m/min
25 m/min

Klasser

Kranklass
Driftklass
Lyftklass

U4/Q2
S1
HC4

BEF. TRAVERSKRAN 2

Typ
Kranens spännvidd
Lyfthöjd
Avstånd mellan hjulen
Bärhjulsdiameter
Separat drivande hjul

ASEA TMD-E 3282
11500 mm
7200 mm
1900 mm
250 mm
2

Egenvikter

Lyftkapacitet
Telferns vikt
Kranbalkens vikt

6300 kg
485 kg
2500 kg

Hastigheter

Lyfthastigheter
Hastighet, telfer
Hastighet, kranbalk

1:a läge
2:a läge
0,8 m/min
5 m/min
19 m/min
13 m/min
26 m/min

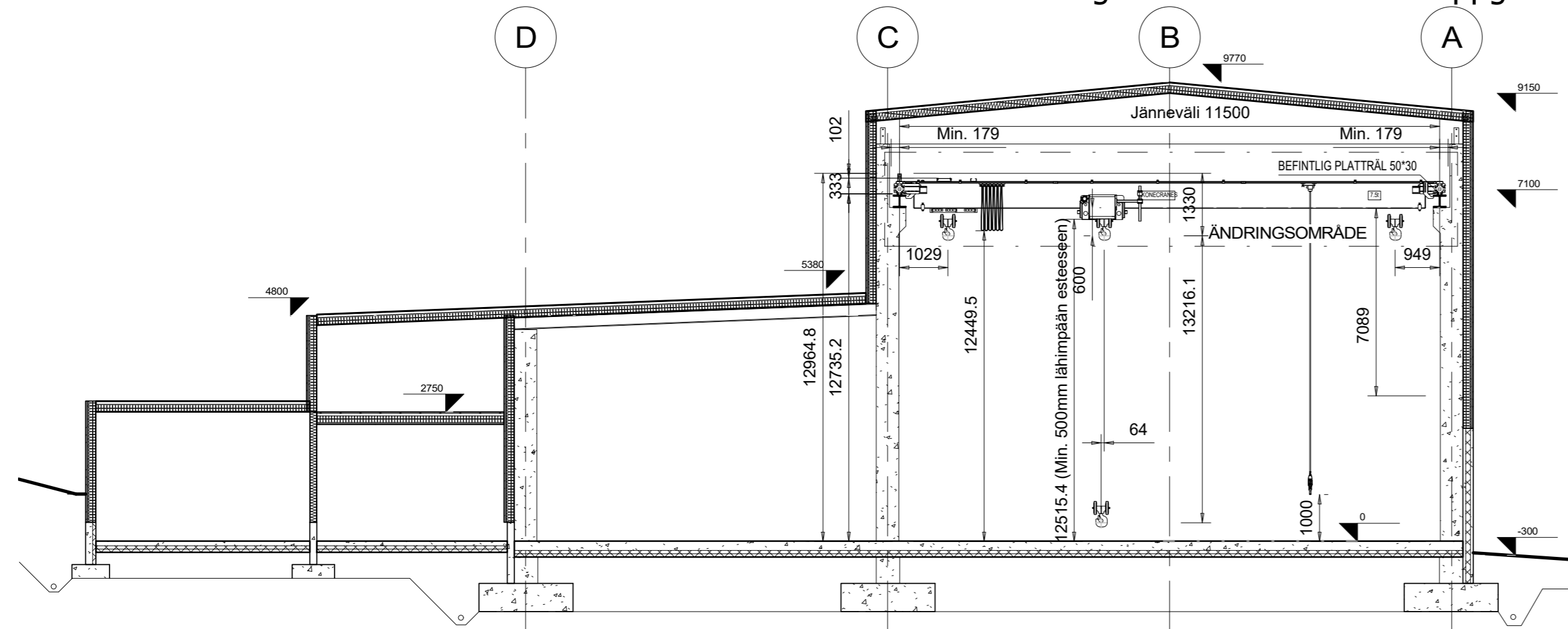
Klasser

Kranklass
Driftklass
Lyftklass

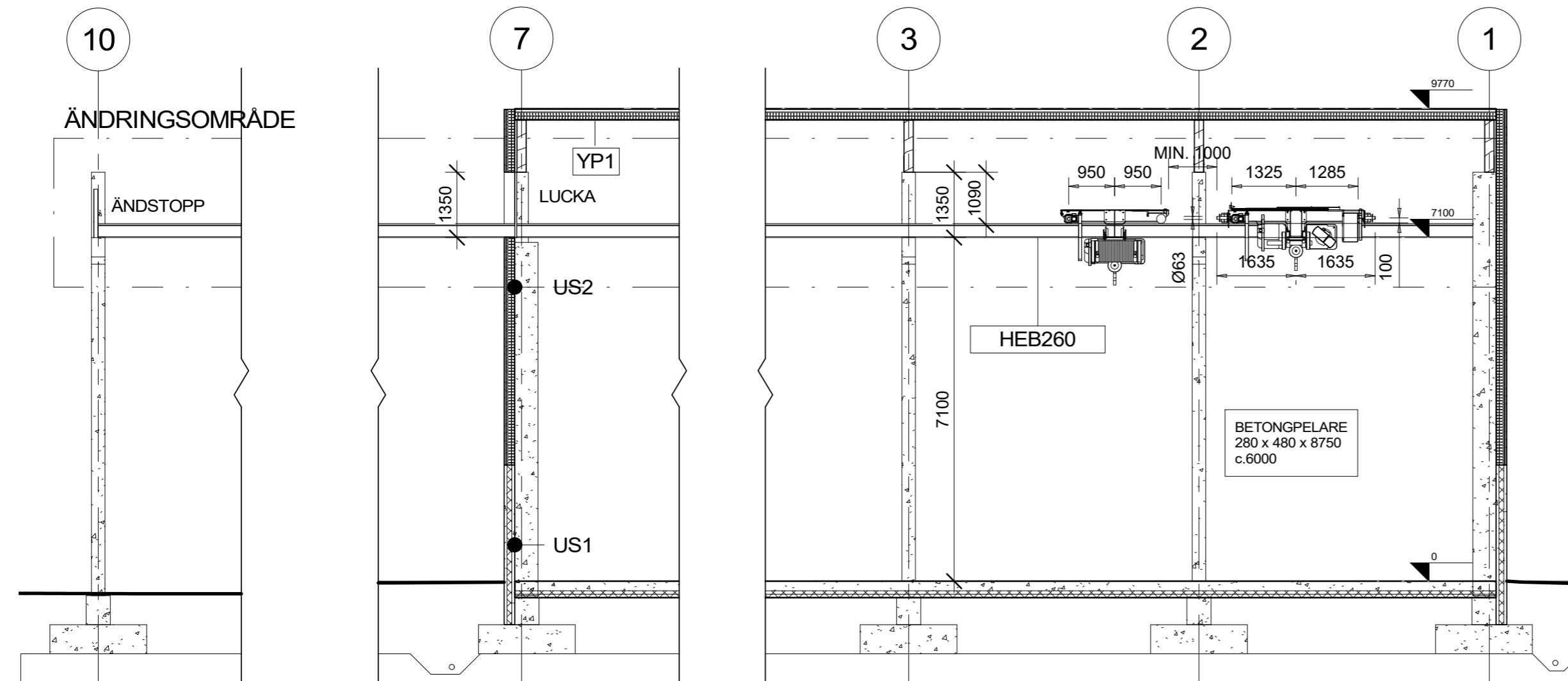
-
S1
HC4

STADSDEL / BY 545	KVARTER / FASTIGHET 403	TOMT / RNO 5:64	ARKIV ANT.
ÅTGÄRD ÄNDRING	RITNINGSTYP HUVUDRITNING		
OBJEKTETS NAMN OCH ADRESS OY LMNT ELEMENTS AB HÖGBACK INDUSTRIVÄGEN 5 64200 NÄRPES	INNEHÅLL BOTTENPLAN KRANBANA	SKALA 1:100	
PLANERINGSOMR ARK	ARB. No 0001-103-102	RITN. No ÄNDRING	
DATUM 28.03.2020	RITAT KRICKSÉN	FIL 0001-10-101.rvt	

SKÄRNING A
1:100



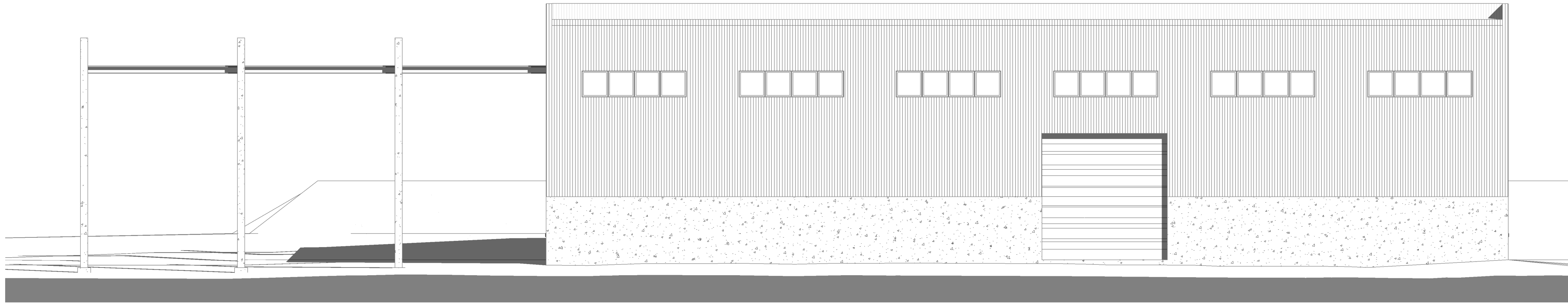
SKÄRNING B
1:100



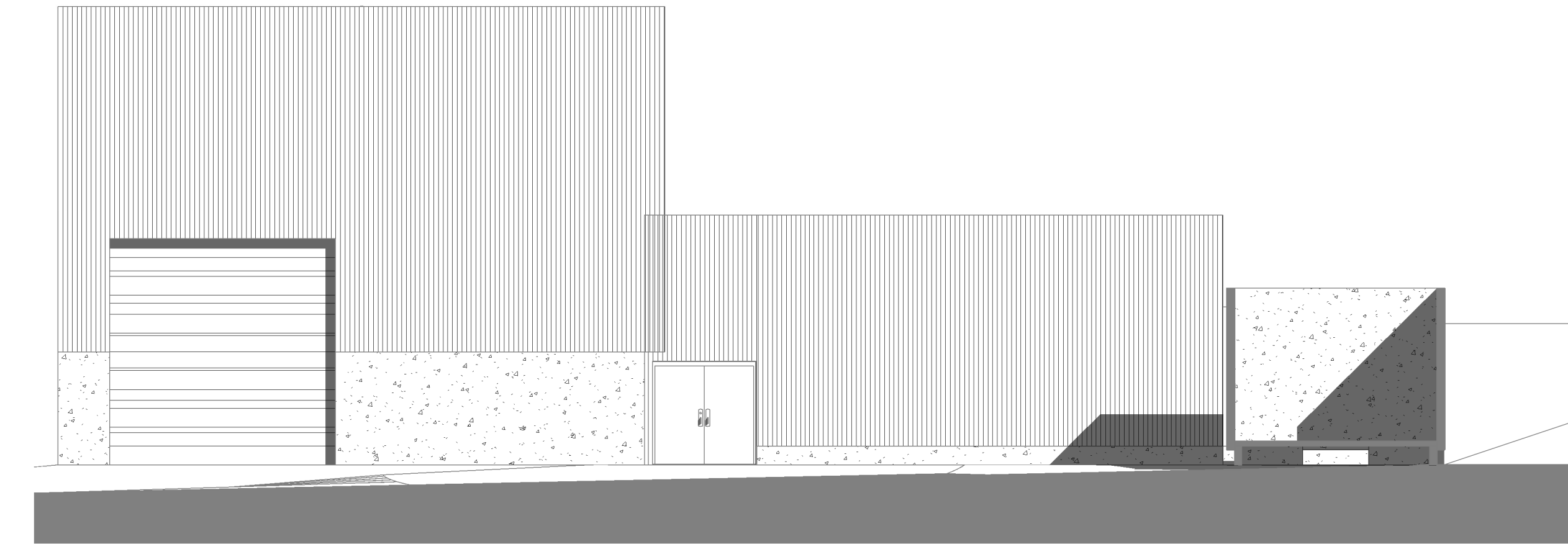
Dimensionering för traverskranbanas uppgradering

STADSDDEL / BY 545	KVARTER / FASTIGHET 403	TOMT / RNo 5: 64	ARKIV ANT.
ÅTGÄRD ÄNDRING		RITNINGSTYP HUVUDRITNING	
OBJEKTETS NAMN OCH ADRESS OY LMNT ELEMENTS AB HÖGBACK INDUSTRIVÄGEN 5 64200 NÄRPES		INNEHÅLL SKÄRNING A SKÄRNING B	SKALA 1:100 1:100
PLANERINGSOMR ARK	ARB. No 0001-104-101	RITN. No	ÄNDRING
DATUM 28.03.2020	RITAT KRICKSÉN	FILE	0001-10-101.rvt

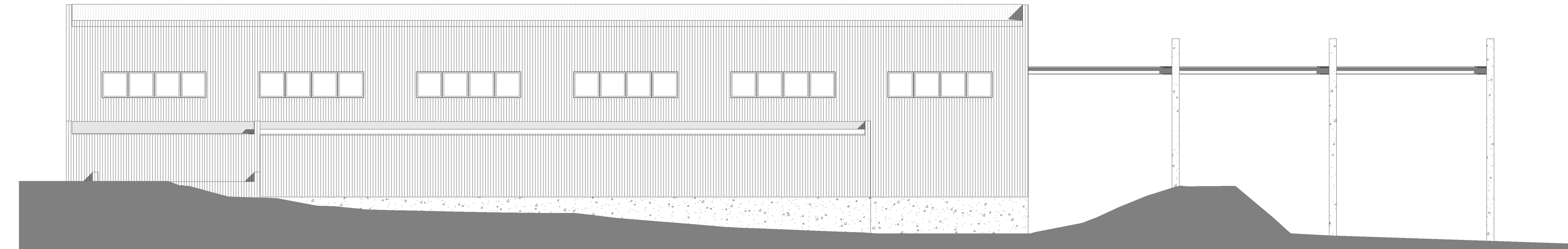
FASAD MOT NORR 1:100



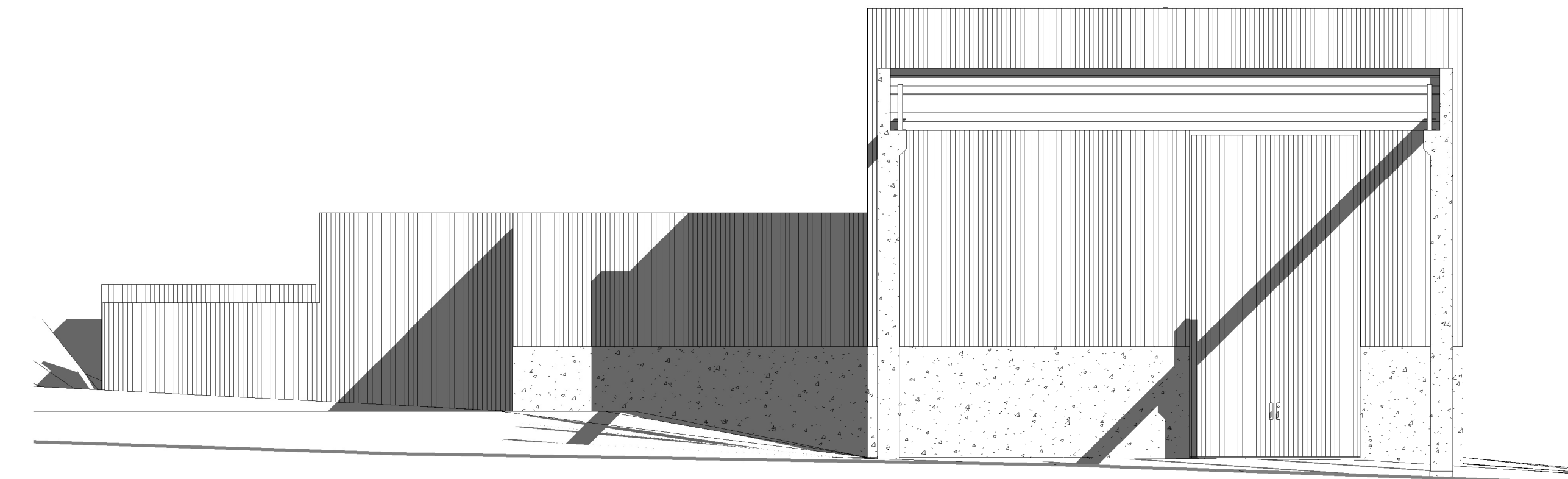
FASAD MOT VÄSTER 1:100



FASAD MOT SÖDER 1:100



FASAD MOT ÖSTER 1:100



STADSDEL / BY 545	KVARTER / FASTIGHET 403	TOMT / RNo 5:64	ARKIV ANT.
ÅTGÄRD ÄNDRING		RITNINGSTYP HUVUDRITNING	
OBJEKTETS NAMN OCH ADRESS OY LMNT ELEMENTS AB HÖGBACK INDUSTRIVÄGEN 5 64200 NÄRPES			INNEHÅLL FASADER
PLANERINGSOMR ARK		ARB. No 0001-105-101	SKALA 1:100
DATUM 28.03.2020	RITAT KRICKSÉN	FIL 0001-10-101.rvt	