

Utveckling av versatil mindre terränggående maskin för grundförstärkande markberedning

Gustav Alvland

AVDELNINGEN FÖR PRODUKTUTVECKLING | INSTITUTIONEN FÖR DESIGNVETENSKAPER
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA | LUNDS UNIVERSITET
2016

EXAMENSARBETE



Utveckling av versatil mindre terränggående maskin för grundförstärkande markberedning

Gustav Alvland



LUNDS
UNIVERSITET

Utveckling av versatil mindre terränggående maskin för grundförstärkande markberedning

Copyright © 2016 Gustav Alvland

Publicerad av

Institutionen för designvetenskaper
Lunds Tekniska Högskola, Lunds universitet
Box 118, 221 00 Lund

Ämne: Maskinkonstruktion (MMK820)
Avdelning: Institutionen för designvetenskaper
Huvudhandledare: Per Kristav
Bitr. handledare: Mats Kristersson
Examinator: Damien Motte

Abstract

This thesis was conducted by Gustav Alvland as a project in mechanical engineering in collaboration with CeDe Group January to May 2016.

CeDe Group is a company operating in the area of designing and manufacture special applications and equipment for construction equipment, generally made by Volvo. One product segment is drilling and piling were the company has developed several complete machines over the past years. These are all somewhat larger machines and now the company aim to extend the product line with a smaller machine to meet the demand from the market. The assignment was to examine this demand and develop an attachment for foundation reinforcement suited to an excavator for example.

The project was initiated by a market research to examine the market demand noticed by the company. The existing products developed by CeDe was observed in detail and a broad competitor analysis was performed in the area of the new product.

A target specification was established. Various product concepts were created and evaluated by methods brought by Ulrich and Eppinger.

Specifications of components were set up for the different systems required and products from different manufacturers were evaluated. A hydraulic system adapted to the machine was created. A complete design was carried out, adapted to the production in the company's premises in Malmö.

Numerous calculations and analyses were performed during the project, for instance stability calculations and structural analyses.

The result of this thesis is a complete application suited to drive steel piles to the ground.

Keywords: foundation reinforcement, foundation, piling, CeDe, machine

Sammanfattning

Den här rapporten redogör för det arbete som utförts av Gustav Alvland under genomförandet av examensarbetet på CeDe Group januari till maj 2016.

CeDe Group är ett företag som inriktat sig på att specialanpassa och utveckla utrustning till anläggningsmaskiner, främst tillverkade av Volvo. Ett område för detta är borrhning och grundläggning där företaget under flera år tagit fram maskiner och utrustning. De maskiner som tagits fram är relativt stora och nu önskar företaget en mindre maskin till borrhning och grundförstärkande markberedning för att möta den efterfrågan marknaden visat. Målet för projektet blev att undersöka denna efterfrågan och utveckla en grundläggningsutrustning för montering på exempelvis en grävmaskin.

Projektet inleddes med att undersöka marknaden för att utveckla den efterfrågan som uttalats. Av företaget tidigare utvecklade produkter undersöktes och en bred konkurrentanalys utfördes inom området för den nya produkten.

När en målspecifikation upprättats togs koncept fram och utvärderades på liknande sätt som den metodik Ulrich och Eppinger framställt.

Komponentspecifikationer togs fram för de olika komponenter som krävs och produkter från olika leverantörer ställdes mot varandra. En del i arbetet var att ta fram ett hydraulsystem anpassat för produkten. En komplett utrustning konstruerades anpassad för produktionen i företagets egna lokaler i Malmö.

Flera beräkningar utfördes under projektets gång, bland annat för att säkerställa maskinstabilitet och hållfasthet.

Resultatet av projektet är en komplett applikation för att driva ned stålrörspålar i marken.

Nyckelord: Grundförstärkning, grundläggning, pålning, CeDe, maskin

Förord

Följande rapport redogör för det examensarbete jag utfört åt CeDe Group våren 2016 mot institutionen för designvetenskaper vid Lunds Tekniska Högskola.

Jag skulle i första hand vilja tacka Mats Kristersson, min handledare på CeDe Group som lärt mig mycket om grundförstärkning och som varit öppen att diskutera olika lösningar under utvecklingen av maskinen.

Ett tack till min handledare vid Lunds Tekniska Högskola, Per Kristav som fungerat som stöd i arbetsprocessen och sammanställningen av rapporten.

Jag skulle även vilja tacka övriga medarbetare på CeDe Group som varit tillgängliga att rådfråga under utvecklingsarbetet.

Till sist ett tack till personalen på PEAB Grundläggning som visat sina maskiner i arbete och klargjort de frågor som uppstått under utvecklingsarbetet.

Lund, maj 2016

Gustav Alvland

Innehållsförteckning

1 Inledning	11
1.1 Bakgrund	11
1.2 Tidigare produkter	11
1.3 Mål	15
1.4 Begränsningar	15
1.5 Teori	16
1.5.1 Pålningsmetoder	16
1.5.2 Påltyper	18
1.6 Val av maskintyp	20
1.7 Förutsättningar	21
2 Metod	22
2.1 Produktutvecklingsprocess	22
2.2 Planering	23
3 Konkurrent-analys	24
3.1 Klemm	24
3.2 Scandinavian Pile Driving AB	26
3.3 TEI	28
3.4 Wimmer	29
4 Specifikationer	30
4.1 Krav och önskemål	30
4.2 Målspecifikation	32
5 Koncept	36
5.1 Koncept bärare	36
5.2 Utvärdering av bärare	38
5.3 Koncept mast	42

5.3.1	Koncept 10	43
5.3.2	Koncept 11	44
5.3.3	Koncept 12	45
5.3.4	Koncept 13	46
5.3.5	Koncept 14	47
5.3.6	Koncept 15	48
5.3.7	Koncept 16	49
5.4	Utvärdering av mast	49
6	Utvärdering av valt koncept	51
6.1	Kostnadskalkyl	51
7	Konceptutveckling	53
7.1	Vidareutveckling av ECR58 med stel bom	53
7.2	Styrning släde	54
7.3	Drivning av släde	54
7.4	Vinsch	59
8	Detaljkonstruktion	63
8.1	Mast	63
8.2	Tiltled	70
8.3	Hydraulik	72
8.4	L-Block	74
8.5	Släde	74
8.6	Övriga detaljer	76
8.7	Produktspecifikation	81
8.8	Slutgiltig kostnadskalkyl	82
9	Beräkning	83
9.1	Handberäkning	83
9.1.1	Skruvförband matarhuvud	83
9.1.2	Skruvförband infästning rotation	85
9.1.3	Skruvförband infästning hammare	86
9.1.4	L-block	87

9.1.5 Axlar	91
9.1.6 Stabilitet	95
9.2 FEM-Analys	97
10 Slutgiltigt resultat	98
11 Diskussion och slutsats	101
12 Rekommendationer	103
Referenslista	104
Bilaga A Planering	106
A.1 Tidsplan	106
Bilaga B Beräkningar	108
B.1 Analys böjmotstånd mastprofiler	108
B.2 Hydraulcylindrar	108
B.3 FE-beräkning	112
B.4 Resultat FE-beräkning	130
Bilaga C Ritningar	163
C.1 Sammanställningsritning topp-nivå	164

1 Inledning

1.1 Bakgrund

CeDe utvecklar bland annat speciallösningar för entreprenadmaskiner. CeDe verkar nära sin marknad med en målsättning att identifiera, ta fram och leverera lösningar som ökar kundens konkurrenskraft.

Det finns en uttalad marknadspotential för en mindre kompakt bandgående grävmaskin utrustad för olika typer av grundförstärkning som borrhning och pålning alternativt en utrustning som kan omfatta andra lämpliga typer av fordon som bärare. CeDe erbjuder i nuläget endast större maskiner för grundförstärkning och skulle vilja bredda produktportföljen genom att utveckla en mindre maskin för ändamålet.

1.2 Tidigare produkter

Nedan visas några av de maskiner som utvecklats av CeDe tidigare. Figur 1-1 och 1-2 visar en maskin i 30 ton klassen med två olika pålningsmaster för borrhade stålrospålar. Figur 1-3 visar en något mindre grävmaskin med utrustning för slagna stålrospålar, direkt infäst i maskinens bom.

Samtliga maskiner använder sig av en bandgrävmaskin som bas och utnyttjar en mastprofil varpå utrustningen kan röra sig i en rak rörelse upp och ner. Genom friheten i flera leder kan pålar drivas ned i vinkel mot markplanet eller vertikalt trots att maskinen står på ojämnt underlag. Dessa maskiner har studerats under utvecklingen av den nya produkten.

5



6



Figur 1-1 EC290 Borrigger



Figur 1-2 EC290 Borrigg



Figur 1-3 EC220 för slagna pålar

1.3 Mål

Målet med arbetet är att utveckla en applikation för en terränggående maskin som ska användas för versatil grundläggning och grundförstärkning vid anläggningsarbeten bland annat med att driva ner pålar i fast underlag. Maskinen skall också kunna utrustas med verktyg för borrar. Basmaskinen skall vara liten och kompakt, cirka 10 ton eller mindre. Det skall vara enkelt att byta utrustningar på maskinen och den skall vara relativt enkel att använda. Lämpliga tillverkningsmetoder för fåstyckstillverkning är ett krav för att hitta lämplig produktkost.

Utvecklingen av maskinen innefattar att ta fram en specifikation och ett tekniskt underlag.

Särskilda utmaningar:

- Helhetssyn på produktframtagningsprocessen med stort fokus på slutproduktens användning.
- Helhetssyn på produktframtagningsprocessen då arbetet kommer innehålla och omfatta aspekter från ett antal olika ingenjörscienser som till exempel hydraulik, mekanisk konstruktion, strukturdimensionering, maskinelementförståelse, komponentspecifikationer, standarder, arbetsmiljö och CE-märkning enligt maskindirektiv.
- Konstruktiv utformning och dimensionering av bärande strukturella delar.
- En nyckelfaktor i konstruktionsarbetet kommer vara att ta fram robusta lösningar som är enkla att reparera eller snabbt kan bytas ut vid driftstopp.

Syftet med arbetet är att kunna erbjuda en mindre grundläggningsmaskin för att möta den efterfrågan som finns på marknaden men även att höja företagets kompetens inom grundläggningsmaskiner genom att ta fram nya lösningar på problem som tidigare varit empiriskt utvecklade.

1.4 Begränsningar

Ett komplett underlag för att kunna ta maskinen i produktion efter projektet är önskvärt men på grund av den begränsade tiden på 20 veckor kommer en del av arbetet tillägnas mindre fokus för att hålla tidsramen. Avslutande uppgifter som framtagning av tillverkningsritningar, hydraulschema, skärfiler, monteringsunderlag, instruktionsbok med mera kommer tillägnas tid efter förfogande.

1.5 Teori

För att kunna ta fram en fungerande och konkurrenskraftig grundläggningsmaskin krävs kunskap inom området. Arbetsområdet för maskinen består av både grundläggningsarbete och grundförstärkning. Grundläggning betyder att man skapar en grund varpå en byggnad ska byggas medan grundförstärkning betyder att man förstärker grunden av en befintlig byggnad för att till exempel begränsa sättningar. Den enda skillnaden detta betyder för maskinen som ska användas är att utrymmet vid grundförstärkning kan vara mindre varför en kompakt maskin är fördelaktig. Eftersom samma maskin används till bådadera kommer båda uttrycken användas växlande.

Innan projektet börjar görs en kunskapshämtning inom områdena och nedan sammanställs de vanligaste förekommande metoder för att driva ner pålar och vilka påltyper de kan användas till. I efterföljande avsnitt beskrivs de olika påltyperna.

Efter varje stycke följer en kort kommentar huruvida metoden/påltypen är lämplig i utvecklingen av projektet.

1.5.1 Pålningmetoder

1.5.1.1 Slagna pålar hejare – betongpålar, träpålar, stålplålar

En vikt, ofta mellan 500kg till 5000kg lyfts upp, allt mellan några centimeter till över en meter, varefter den släpps ner på pålen och energin överförs till att driva ner pålen i marken. En variant av denna metod innebär att man tillför en kraft som accelererar vikten utöver accelerationen från tyngdkraften. Denna metod är vanligast för betongpålar, träpålar och stålplålar av olika geometri samt när spont slås ner.

På grund av maskinstorleken är det endast tekniskt möjligt att utrusta den nya maskinen med en lättare hejare.

1.5.1.2 Slagna pålar hammare – stålplålar

Ett annat sätt att slå ner pålar är genom att utnyttja en hammare lik de som används till att knacka sten i tunnlar. Dessa drivs oftast hydrauliskt, men finns även som pneumatiska, där trycket och flödet i hydrauloljan/luften omvandlas till en linjär rörelse. Dessa används främst till att driva ner slanka stålrörspålar men kan även användas till andra typer av stålplålar.

En maskin i denna storlek kan utrustas med en hammare, dessa finns i alla storlekar och det är relativt vanligt med mindre pålningsmaskiner utrustade med hammare.

1.5.1.3 Slagna pålar dieselhammare – stålplålar, betongplålar

Genom att utforma hammaren som en en-cylindrisk dieselmotor med en tung kolv kan pålar slås ner genom att kolven träffar pålen varje cykel motorn går. Eftersom hammaren drivs av diesel behöver ingen hydraulisk kraft tillföras. Metoden lämpar sig bäst för större pålar och dessa maskiner är ofta besvärliga att använda.

En dieselhammare är komplex, tung och dålig ur miljösynpunkt vilket gör att den inte lämpar sig för denna maskin.

1.5.1.4 Pressade pålar vibro – stålplålar

Denna metod utnyttjar en vibrerande enhet som kläms fast på pålen och samtidigt pressar ner den i marken. Vibrationerna överförs till pålen som sedan pressar undan material och sjunker ner i marken. Metoden lämpar sig för stålplålar av olika geometrier.

Denna metod är ovanlig i Sverige. Den används främst till att driva ner pålar av H-balk profil eftersom de är lätta att klämma fast i vibro-huvudet. Metoden kommer att studeras ytterligare men begränsningar ses i att den är relativt bunden till påltyper som inte används i någon större skala i Sverige. Ett annat problem är svårigheten att driva ned pålar på ett noggrant sätt. När krav ställs på pålens rakhet under mark används oftast en mast som pålen löper i när den drivs ned. Idag används vibrohammare hängande i grävmaskinens arm, problem på grund av vibrationerna kan uppstå om denna istället monteras på en mast.

1.5.1.5 Borrade stålörspålar (topphammare) – stålör, stålörör

Ett invändigt borr utnyttjas för denna metod. Pålen består av ett stålör där borret löper inuti röret. Rörets nedre ände roterar tillsammans med borret som även har en slag-verkan. Slagrörelsen skapas hydrauliskt i rotationsenheten som är den hydraulutrustning som skapar rotationsrörelsen och oftast sitter på borrhagens mast. Slagrörelsen fortlöper från rotationsenheten ner till borrhagens spets. För att transportera ut avverkat material från borrhagens spets utnyttjas antingen luft eller vatten som pumpas ner genom borrhagens kärna och för med sig avverkat material ut genom röret.

Metoden bedöms fullt möjlig för denna typ av maskin.

1.5.1.6 Borrade stålörspålar (sänkhammare) – stålör, stålörör

Ett invändigt borr utnyttjas som för topphammar-borrning. Pålen består av ett stålör där borret löper inuti röret. Rörets nedre ände roterar tillsammans med borret som även har en slag-verkan. Slagrörelsen sker i borrets spets med hjälp av tryckluft som transporteras ner i borrets kärna, luften som förbrukats evakueras sedan längs rörets insida och för med sig avverkat material. För detta krävs även en kraftig kompressor som är kopplad till borrhagen.

För sänkhammarbörning krävs en stor kompressor men metoden bedöms fullt möjlig för denna maskin.

1.5.1.7 Borrade auger platsgjutna – betongpålar

Metoden går ut på att borra hål i marken med ett auger-borr och sedan gjuta betongpålar i hålet, ofta med armering. Ett auger-borr liknar en skruv som roteras ner i marken och transporterar ut lösa massor.

Ett auger-borr är fullt möjligt för en maskin i denna storlek.

Den vanligaste typen av pålar förklaras kort nedan.

1.5.2 Påltyper

1.5.2.1 -Prefabricerade betongpålar

Den vanligaste typen av pålar som används i Sverige idag. Pålarna slås ner med relativt tung hejare, detta i kombination med att pålarna i sig har en hög vikt per meter och oftast inte går att få tag på i kortare längder leder till att stora, tunga maskiner krävs för pålningen.

Lämpar sig inte för denna typ av maskin då den kräver en mycket större utrustning för att hanteras och drivas ner i marken. Se figur 1-4.



Figur 1-4 Betongpåle slagen med hammare

1.5.2.2 -Platsgjutna betongpålar

Metoden bygger på att ett hål tas upp i marken vari en påle av betong gjuts. Platsgjutna pålar är ovanligare än prefabricerade och används främst när djupet inte är så stort.

Metoden är inte så vanlig men fullt möjlig för denna typ av maskin.

1.5.2.3 Träpålar

Träpålar var den vanligaste typen av pålar förr och förekommer fortfarande, vid temporära pålningar används den ofta. Dessa lämpar sig inte när riktigt stora laster ska tas upp och begränsas till att användas i syrefri miljö för att inte ruttna, till exempel under grundvattennivån. Ofta används en lätt frifallshejare för pålning av träpålar.

Eftersom träpålar numera inte är så vanligt och helst kräver en större maskin kan de anses mindre lämpliga för denna maskin.

1.5.2.4 -Slagna stålrörspålar

Dessa delas upp i slanka och grova stålrörspålar, där slanka stålrörspålar ofta syftar på stålrör i dimensionerna 75-220mm diameter och grova 400-800mm. Figur 1-5 illustreras stålrörspålar. Rören skarvas genom att varje rörsegment avslutas med en hylsa vari nästa rör pressas fast vid pålningen. Det förekommer även att rören skarvas genom att manuellt svetsa samman dem.

Slagning av stålrör idag förekommer i Sverige upp till ca 140mm diameter stålrör. Detta anses fullt möjligt för denna applikation.



Figur 1-5 Stålrörspålar

1.5.2.5 -Borrade stålrörspålar

I likhet med slagna stålrörspålar kan även borrade stålrörspålar delas in i slanka, diameter 90-220mm och grova diameter 400-800mm. Till skillnad mot slagna stålrörspålar så skarvas dessa genom en gängad hylsa i pålens ände, men svetsning är även möjlig som alternativ.

Borrning av stålrör idag förekommer i Sverige upp till ca 300mm diameter stålrör. Detta anses fullt möjligt för denna applikation.

1.5.2.6 -Övriga stålplålar

Övriga stålplålar som används är balkelement av till exempel H-profil men bland annat pålar av järnvägsräls förekommer.

Övriga typer av stålplålar bedöms som möjliga att installera med en maskin i denna storlek.

1.6 Val av maskintyp

Som tidigare stycke åskådliggör finns flera metoder för grundläggning och ofta är metod och påltyp kopplat till varandra.

En versatil mindre terränggående maskin för grundförstärkande markberedning efterfrågas. Målet är även att maskinen som ska utvecklas ska ligga i 10-tons klassen. Med ”versatil” menas bland annat att den ska kunna användas för flera olika sorters pålar.

Inga nya koncept för att driva ner pålar har undersökts av flera anledningar, främst att det skulle vara ett omfattande arbete för detta projekt. En annan anledning är att den som utför grundläggningsarbetet vanligtvis följer de anvisningar som tillverkaren av pålarna ger ut, vilket endast innefattar nu kända metoder. Detta skulle leda till ett större arbete med att få ut produkten på marknaden.

De metoder som visat sig lämpliga för denna applikation enligt tidigare stycke är:

- Slagna pålar, hammare
- Borrade stålrörspålar (topphammare)
- Borrade stålrörspålar (sänkhammare)
- Borrade auger platsgjutna

För slagna pålar och borrade stålrörspålar topphammare/sänkhammare används en liknande typ av pål-element. Dessa tre metoder är fullt möjliga att kombinera för en och samma maskin genom att byta ut den neddrivande utrustningen. Den sista metoden, borrade auger pålar är möjlig för en maskin i denna storlek och även denna möjlig att kombinera med tidigare metoder för samma maskin. Begränsningen för

auger pålar ligger i att endast mindre påldimensioner skulle vara möjligt med en maskin i denna storlek. Auger pålning anses vara en relativt begränsad metod och att begränsa den desto mer i val av påldimension gör att den inte utvärderas vidare.

1.7 Förutsättningar

Den efterfrågan som företaget uppmärksammat är efter en maskin som kan borra hål och driva ner pålar för villor och mindre byggnader. Den ska gärna kunna transporteras ut tillsammans med pålarna på ett lastbilsflak som kan ställas på arbetsplatsen, ett så kallat lastväxlarflak. För att kunna användas vid mindre hus och villor får maskinen inte orsaka för stor skada på underlaget.

CeDe Group har ett nära samarbete med Volvo Anläggningsmaskiner, för att stärka och utnyttja detta bör den bärande maskinen väljas ur Volvos sortiment. Detta innebär bland annat fördelar som att kompletta specifikationer, hydraulschema och CAD-modeller finns tillgängliga.

För att maskinen ska kunna tillverkas i mindre volym i företagets egen produktion eller hos underleverantör måste konstruktionen anpassas efter detta. Utrustning som kan utnyttjas för detta är styrda maskiner för att skära plåt, skärande bearbetning med svarv och fräs samt bock- och svetsutrustning.

För att maskinen ska få brukas måste den uppfylla gällande standarder, efter en sökning hittades följande standarder inom området:

Svensk standard [2]

- SS-EN 474-1 Anläggningsmaskiner – Säkerhet – Allmänna krav
- SS-EN 474-5 Anläggningsmaskiner – Säkerhet – Krav för hydrauliska grävmaskiner
- SS-EN 16228-1 Borrnings- och grundläggningsutrustning – Allmänna krav
- SS-EN 16228-2 Mobila borrhjull för anläggnings- och geoteknik, stenbrott och gruvor
- SS-EN 16228-4 Grundläggningsutrustning
- SS-EN ISO 4413 Maskinsäkerhet – Hydraulik – Allmänna regler och säkerhetskrav för system och deras komponenter.

Det första steget i utvecklingsarbetet var att läsa igenom dessa standarder. SS-EN 16228 innehåller bland annat flera krav för hur maskinen ska dimensioneras med avseende på stabilitet och säkerhetsfaktor i lyftutrustningar.

2 Metod

Den metod utvecklingen av produkten har följt presenteras kort nedan.

2.1 Produktutvecklingsprocess

I den mån det är lämpligt har utvecklingsprocessen följt den metodik som Ulrich & Eppinger [1] sammanställt och som undervisats under utbildningen.

Av de processer som beskrivs av Ulrich & Eppinger [1] är den så kallade ”The generic product development process” den metod som har legat som grund i utvecklingsarbetet av maskinen, se figur 2-1. Denna process följs i den mån det är passande för projektet. Utvecklingsarbetet kan skilja sig mycket mellan företag som serietillverkar och tillverkar produkter i enstyck. Maskinen som utvecklats är en lågvolyms produkt varför utvecklingsarbetet måste skalas ner och avgränsas något jämfört med serieproducerade produkter för att behålla lönsamheten.



Figur 2-1 Produktutvecklingsprocess

Ofta finns det inte utrymme för omfattande tester varför beprövade lösningar bör prioriteras före nya obeprövade metoder om inte dessa anses skapa större fördel i konkurrenskraft eller liknande. Arbetet har heller inte omfattat fas 5, ”Production Ramp-Up”, eftersom produkten inte ännu ska tillverkas.

En annan skillnad mot massproducerade produkter som måste tas hänsyn till är att dessa maskiner som tillverkas efter kundorder, i regel anpassas efter kundens specifika önskemål. Detta har tagits hänsyn till genom att till exempel göra utrustning anpassningsbar eller komponenter utbytbara.

Lösningen som tagits fram riktar sig mot att tillfredsställa vad majoriteten av marknaden efterfrågar för att minska andelen kundspecifika ändringar vid order.

Värt att observera är att det inte är möjligt att utföra alla moment lika omfattande på grund av den utsatta tiden för projektet. Fokus har därför lagt i högre grad på utvecklingen av konstruktionen än på den inledande delen med marknadsundersökningen. Istället har en mindre marknadsundersökning utförts och hänsyn har tagits till den marknadsuppfattning företaget uppmärksammat.

2.2 Planering

En projektplan skapas enligt fas 1 [1]. Tidsåtgång uppskattas för de olika momenten och ett Gantschema upprättas, se bilaga A.1.

3 Konkurrent-analys

En konkurrent-analys genomfördes för att skapa en uppfattning om vad konkurrerande produkter inom området slagna och borrarade stålrörspålar kan prestera. En bred sökning gjordes dels bland tillverkare sedan tidigare kända av företaget men även utanför dessa.

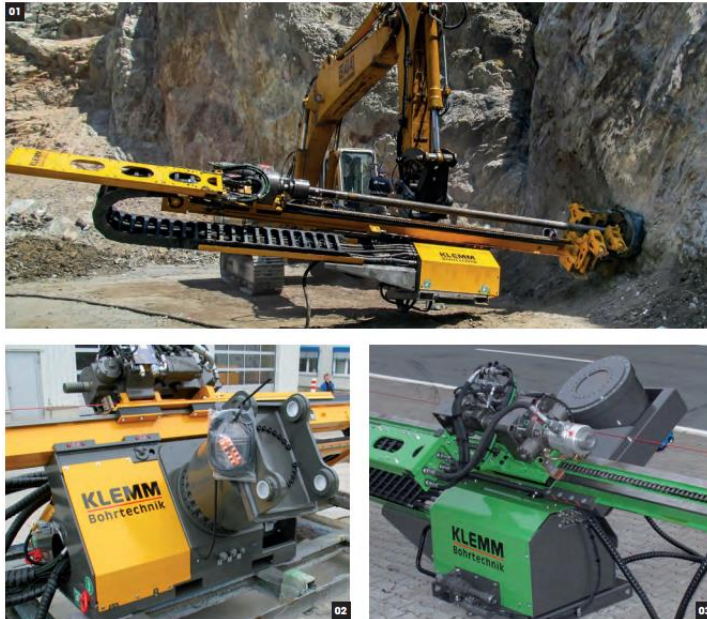
Inom området för den här typen av utrustning finns allt från maskiner med en totalvikt under 1000 Kg till maskiner över 250 ton. Eftersom maskinen som utvecklas har en totalvikt under 10 ton så har grundläggningsmaskiner i liknande viktområde studerats, dels kompletta utrustningar men även utrustning som är menad att kunna monteras på en bärare under 10 ton. Mängden data i de olika tillverkarnas tillgängliga specifikationer varierar. För att skapa en uppfattning om vad projektets maskin bör prestera anses detta tillräckligt och inga vidare undersökningar görs av dessa konkurrerande maskiner.

Nedan presenteras några av de konkurrerande tillverkarnas maskiner.

3.1 Klemm

Klemm har utvecklat utrustning speciellt för borrarning av stålrörspålar i över 50 år.

KA 140 är en borrarande utrustning för montering i snabbfästet på en grävmaskin. Se grön utrustning figur 3-1.



Figur 3-1 Klemm KA140

KR 704D är en bandgående borrhög med inbyggd dieselmotor för drift, se figur 3-2.



Figur 3-2 Klemm KR 704D

KR 800-1 är även den en bandgående borrhigg med dieselmotor, se figur 3-3.



Figur 3-3 Klemm KR 800-1

3.2 Scandinavian Pile Driving AB

Som svensk utvecklare och tillverkare av utrustning för grundläggning anses detta företaget vara en viktig konkurrent.

DM 55 är en borrhande utrustning för montering i snabbfästet på en grävmaskin, se figur 3-4.



Figur 3-4 SPD DM 55

DT 85 är en utrustning för borrhade och slagna pålar och utnyttjar en teleskopisk mast. Montering i snabbfästet på en grävmaskin eller direktmontering med specialanpassad infästning, se figur 3-5.

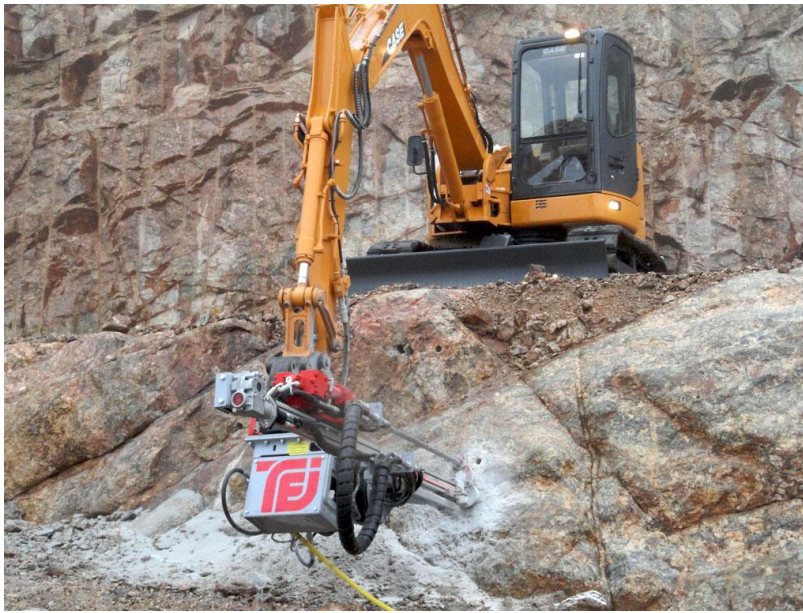


Figur 3-5 SPD DT 85

3.3 TEI

Internationellt stor tillverkare av borrarutrustning, företaget grundat i USA under 80-talet.

MME är en borrhållare utrustning för montering i snabbfästet på en grävmaskin, se figur 3-6.



Figur 3-6 TEI MME

3.4 Wimmer

Österrikisk tillverkare av bland annat borrarutrustning sedan 30 år tillbaka.

AB1000 är en borrarnde utrustning för montering i snabbfästet på en grävmaskin eller exempelvis spindelgrävare som figur 3-7.



Figur 3-7 Wimmer AB1000

4 Specifikationer

Utifrån marknadsundersökning och företagets synpunkter tas krav och önskemål fram. En målspecifikation skapas utifrån dessa samt egenskaper som beskriver prestandan för konkurrerande produkter.

Konkurrentanalysen gav en relativt klar bild av vad konkurrerande maskiner i samma viktklass presterar. För att ta fram en korrekt målspecifikation undersöks även marknadens efterfrågan. Av de tillfrågade svarade endast en kontakt, Lars Rasmusson, Pålab. Pålab är ett svenskt medelstort företag inom grundläggning och grundförstärkning. Rasmusson bekräftade att en maskin för metod och påltyp som valts efterfrågas och förklarade vidare vilka påldimensioner som används i störst utsträckning.

4.1 Krav och önskemål

Enligt den efterfrågan företaget uppmärksammat enligt tidigare, att maskinen bör kunna transporteras på ett lastväxlarflak och arbeta på mindre fastigheter, så uppstår några naturliga krav.

Maskinen får maximalt vara i 10-tons klassen för att möjliggöra transport och manövrering på plats. Lastad på lastbil får ekipagens totalhöjd inte vara högre än 4,5m för att kunna framföras på allmän väg, detta betyder att maskinen får ha en transporthöjd på maximalt 3-3,3m. Maskinen måste även vara terränggående. Företaget önskar också att en Volvo maskin utnyttjas och kräver att utrustningen är anpassad för fästyck-tillverkning.

För en enkel och flexibel hantering av maskinen önskas radiostyrning, detta bidrar även till ökad säkerhet då ingen personal behöver vara på eller i direkt anslutning till maskinen. Möjligheten finns även att sälja maskinen utan radio.

Några mer subjektiva önskemål är att maskinen ska vara enkel och säker att bruka och serva. Dessutom bör komponenter väljas från kända leverantörer och delar önskas vara lätta att byta ut eller reparera. För den miljö maskinen ska brukas i önskas även hållbara lösningar.

När maskinen levereras måste den följa standard för att brukas på europeisk marknad.

Företag som Klemm har i många år arbetat med att i huvudsak utveckla maskiner för att borra ner stålrör, dessa är framtagna speciellt för ändamålet och därför inte vidare flexibla för att användas till andra arbetsmetoder. Priset är även relativt högt. Genom att utnyttja en Volvo maskin som tillverkas i stor skala och sedan utveckla en versatil utrustning till den är önskan att priset ska bli mycket lägre än för de borrhjuggar som är utvecklade från grunden. Om priset är mycket lägre kan det anses mindre viktigt om maskinens prestanda inte når upp till den hos de konkurrerande borrhjuggarna i alla avseende.

Ett önskemål från CeDe är att utrustningen ska kunna vidareutvecklas för att möjliggöra montering i snabbfästet på en större grävmaskin, på samma sätt som tidigare borrhjuggar som tillverkats. Detta för att i ett senare skede kunna erbjuda samma produkt till en större grävmaskin och endast behöva ta fram en ny infästning.

För att maskinens prestanda ska kunna mätas mot de konkurrerande produkter som undersökts måste följande egenskaper utvärderas:

- Matningskraft, med den kraft maskinen trycker ner borren.
- Uppdragningskraft, med den kraft maskinen kan dra upp fastsittande borrhjugg.
- Matningshastighet, hastighet hammare/borrhjuggrotation kan röra sig i höjdlid.
- Pålningsvinkel sidled, den vinkel lutande pålning kan utföras i sidled.
- Pålningsvinkel fram, den vinkel lutande pålning kan utföras framåt.
- Mastvikt, grundläggningsutrustningens vikt.
- Totalvikt, hela maskinens totala vikt.
- Totalhöjd, maskinens höjd i transportläge.
- Totalbredd, total bredd i transportläge.
- Totallängd, total längd i transportläge.
- Slaglängd, maximala avståndet hammare/rotation kan röra sig vid matning.
- Transporthastighet, maximal körhastighet i transportläge.

Utrustning som i tidigare projekt efterfrågats från kund:

- Radiostyrning, sändare och mottagare för att styra maskinen trådlöst.
- Vinsch, lyftanordning för att hantera pål-element och utrustning.
- Vinkel indikator, för kontroll av pålningsvinkel.

Vid val av utrustning för neddrivning av pålen, det vill säga hydraul-hammaren och borrhjuggrotationen måste dessa anpassas efter den typ av pålar som ska drivas ned. En större utrustning krävs för att driva ned större pål-dimensioner, därför måste pål-dimension först specificeras för att kunna välja denna utrustning. Utrustningen för detta är relativt komplex och köps därför in som komponent från ett företag som är specialiserat på utveckling av denna typ av utrustning.

4.2 Målspecifikation

Målspecifikationen skapas dels utifrån de krav och önskemål som ställts på produkten. Resterande egenskaper bestäms genom att undersöka konkurrerande produkters prestanda och utvärdera hur den nya produkten ska förhålla sig till detta. Som tidigare nämnts krävs inte samma prestanda som i en maskin som endast är framtagen för syftet att driva ned pålar då denna maskin har andra konkurrensfördelar. När egenskaperna för konkurrerande produkter jämförs bör man ha i åtanke att dessa maskiner/utrustningar varierar i storlek. Även om dessa har valts ut för att ligga i samma storleksordning som maskinen som ska utvecklas, bör man tänka på att några av de utrustningar som är anpassade för montering på grävmaskin, är utvecklade för att även användas på betydligt större maskiner.

Ruukki är en ledande tillverkare av stålrörspålar, deras slagna pålar, så kallade RR pålar finns i dimensioner från ytterdiameter 75mm till 1200mm [3]. De borrarade pålarna säljs under namnet RD pålar, dessa erbjuds från ytterdiameter 90mm till 1200mm [4]. Som utgångspunkt i valet att dimensioner som maskinen ska hantera utnyttjas de beteckningar Ruukki använder.

Eftersom maskinen som ska utvecklas är av mindre storlek faller det naturligt att det är pålar i de mindre dimensionerna den ska användas till.

Från företagets sida fanns en uppfattning om vilken typ av pålar som används i störst utsträckning vid arbete i samband med mindre byggnader. Denna uppfattning stärktes efter kontakt med Lars Rasmusson på Pålab. Rasmusson bekräftade att vid ett vanligt projekt med slagna stålrörspålar används främst pålar i dimension RR75 till RR140, de pålar som går åt mest är de i dimension RR90 och RR115. Han berättade vidare att för mindre byggnader och vid grundförstärkning används i störst utsträckning RR75 och RR90 pålar.

Vid arbete med borrarade stålrörspålar använder de dels topphammare och då pålstorlekar RD90-RD140. När de arbetar med sänkhammare används pålar i dimension RD115 och uppåt.

Vid val av hydraulhammare och rotationsenhet har kunden nästan uteslutande en åsikt eller önskemål. För att möjliggöra att kunden själv får välja denna utrustning så konstrueras maskinen så att det finns möjlighet till att montera utrustning från valfri tillverkare. För att konstruera och dimensionera maskinen krävs dock en utrustning med känd storlek och krafter.

För att möjliggöra detta tas därför beslutet att maskinen konstrueras med en vanligt förekommande utrustning för neddrivning av de påltyper som framgår allmäntast. Om kunden inte föredrar denna utrustning finns möjligheten att montera en annan utrustning i samma eller mindre storleksklass.

För slagna stålörspålar har kunder tidigare efterfrågat maskiner med hydraulhammare från Furukawa. Furukawa erbjuder två modeller som är vanligt förekommande vid pålning, F6 och F9. Det finns inget underlag för att bestämma vilken storlek på påle som kan drivas ned med en specifik hammare, därför rådfrågades kollegorna på CeDe som utvecklat tidigare maskiner och har den erfarenheten. De förklarade att RR115 och RR140 kan drivas ned effektivt med en F9-hammare medan F6 modellen är tillräcklig för de mindre storlekarna RR75 och RR90. Beslutet tas att maskinen ska utvecklas med en Furukawa F9 hammare för att möjliggöra pålning av alla de vanligt förekommande påldimensionerna och därmed finns även möjligheten att utrusta maskinen med en mindre hammare, F6 till exempel.

För borrarade stålörspålar resoneras på samma sätt att maskinen utvecklas för en stor utrustning med möjlighet för kunden att använda denna eller utrustning i samma eller mindre storlek.

När det kommer till utrustning för att borra pålar finns flera tillverkare av utrustning. Den tillverkare som valts ut för detta projektet är Klemm på grund av att de är ledande inom området och det finns en bra kontakt mellan CeDe och Klemms leverantör.

Bo Pilskär som arbetar på Geomek kontaktades för att ta reda på vilken typ av utrustning som är lämplig för att borra stålörspålar i de dimensioner som Rasmusson beskrivit som vanligast. Geomek är en stor återförsäljare av grundläggningsutrustning i Sverige, bland annat av utrustning från Klemm. Pilskär rekommenderade en rotationsenhet för sänkhammar-borring modell KH9 som har prestandan för att borra stålörspålar i dimension RD115 till RD270 med den kapacitet som finns i hydrauliken i en grävmaskin 8-10 ton.

Klemm KH9 är en kraftig rotationsenhet och bedöms som en bra grund vid utveckling av maskinen.

En målspecifikation, tabell 4.1 tas fram där egenskaperna för maskinen som utvecklas tas fram utifrån vad konkurrerande produkter presterar men även utifrån de krav och önskemål som upprättats.

Tabell 4.1 Målspecifikation.

<i>Egenskap</i>	<i>Enhet</i>	<i>Klemm KA140 [5]</i>	<i>Klemm KR704D [6]</i>	<i>Klemm KR800-1 [6]</i>	<i>SPD AB DM55 [7]</i>	<i>SPD AB DT85 [8]</i>	<i>TEI MME [9]</i>	<i>Wimmer AB1000 [10]</i>	<i>Ny Produkt</i>
Slaglängd	mm	4500	-	3500	4000	7000	3200	4500	4500
Matningskraft	kN	30	-	30	100	100	6,7	-	>30
Uppdragningskraft	kN	30	-	30	100	100	6,7	-	>30
Max matningshastighet	m/min	40	-	42,7	24	-	-	-	>30
Pålningsvinkel sida	°	180	-	45	360	90	360	-	>15
Pålningsvinkel fram	°	180	-	5	90	-	-	-	>5
Transporthastighet	km/h	-	-	2,4	-	-	-	-	>2
Dimensioner									
Totalvikt maskin	Kg	-	5200	5800	-	-	-	-	<10000
Totalvikt mast	Kg	2200	-	-	4500	5500	488	850	<2000
Totallängd	mm	5500	-	4950	6800	5500	-	-	<7000
Totalhöjd	mm	-	2200	2400	-	-	-	-	<3000
Totalbredd	mm	-	750	1920	-	-	-	-	<2000
Vinsch		Ja	-	Nej	Ja	Ja	Nej	-	Ja

^a Hydrauliskt begränsad last.

^b Uppskattat värde

Utöver målspecifikationen framgår vissa krav som ställs på maskinen.

Vinklarna i förhållande till lodlinjen ska kunna kontrolleras och pålen ska behålla samma riktning under hela tiden den drivs ned.

Maskinen ska kunna placera pålar trots ojämna höjdförhållande mellan maskin och underlag för pålning. Den ska även vara flexibel i den mening att den inte ska vara så skrymmande i hanteringen att det uppstår svårigheter att placera pålar nära intilliggande byggnader.

5 Koncept

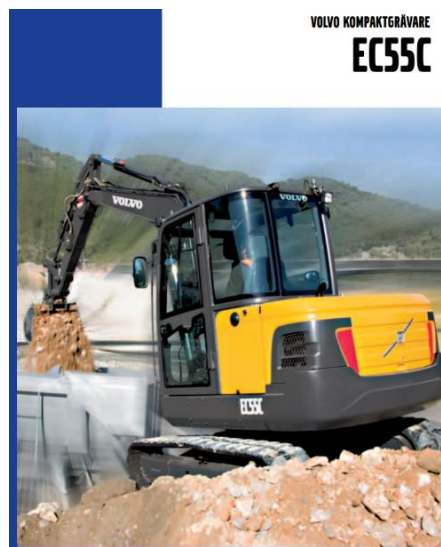
Stor vikt har lagts vid att ta fram så många koncept som möjligt som är praktiskt genomförbara. Dessa presenteras i avsnittet nedan tillsammans med utvärdering och val av koncept.

5.1 Koncept bärare

För att uppfylla kravet på terränggående maskin, maximalt 10 ton, utvecklades av Volvo gjordes en sökning i Volvos sortiment av bandgående maskiner, bland dessa hittades fyra grävmaskiner i rätt viktklass samt en kompaktlastare. Dessa maskiner presenteras nedan i figur 5-1 till 5-5.



Figur 5-1 ECR50D



Figur 5-2 EC55C

ECR58D

VOLVO GRÄVMASKINER 5,7-7,0 T 50 hk



Figur 5-3 ECR58D

ECR88D

VOLVO GRÄVMASKINER 8,6-9,5 t 58 hk



Figur 5-4 ECR88D



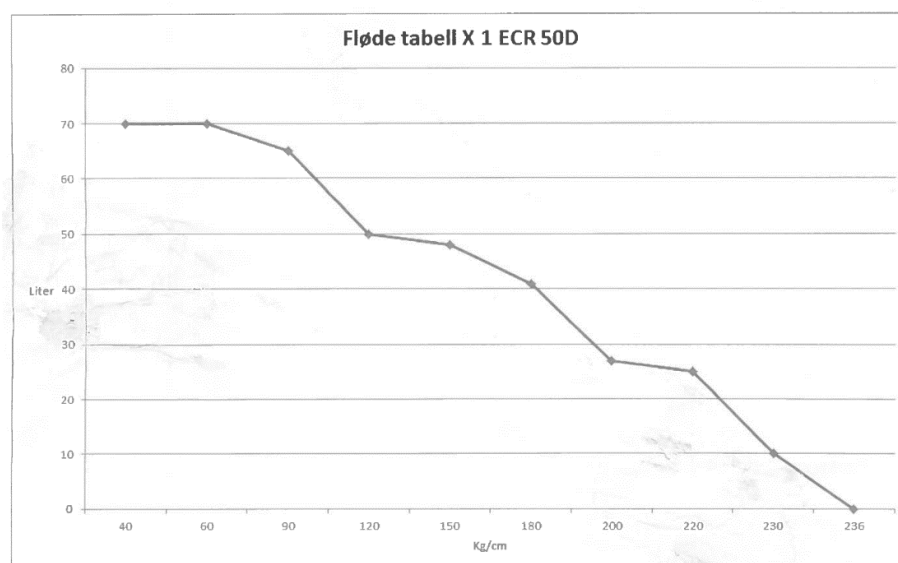
Figur 5-5 MCT145C

5.2 Utvärdering av bärare

I ett tidigt skede föll två av koncepten bort på grund av att de inte ansågs lämpliga för projektet.

Effekten som kan tas ut från hydrauliken är en funktion av tryck och flöde. Utrustningen som ska drivas jobbar på ett visst tryck och för att upprätthålla rätt hastighet med utrustningen krävs ett visst flöde annars sjunker effektiviteten i arbetet. De siffror som anges i Volvos datablad [11] [12] [13] anger endast tillgängligt maximalt flöde. Detta gäller för låga tryck, när systemtrycket ökar minskar det tillgängliga flödet. För att bestämma vilket flöde som finns att tillgå vid arbetstrycket för pålningsutrustningen krävs ett diagram över tryck-flöde.

Norska Volvo AS hade utfört flödesmätningar på hydrauliken i en ECR50D som de delade med sig av. Figur 5-6 längre ned visar hur flödet är effektreglerat så att endast cirka 45 liter/minut kan erhållas vid ett tryck av 150 bar, som är vanligt för grundläggningsutrustning. För den typ av utrustning som maskinen är tänkt att användas till krävs ett flöde på cirka 80-90 liter/minut. Grävmaskinen ECR50D kan därför inte leverera den hydraulkapacitet som krävs för driva borrhrotation eller hydraulhammare på ett effektivt sätt.



Figur 5-6 Hydraulflöde ECR50D

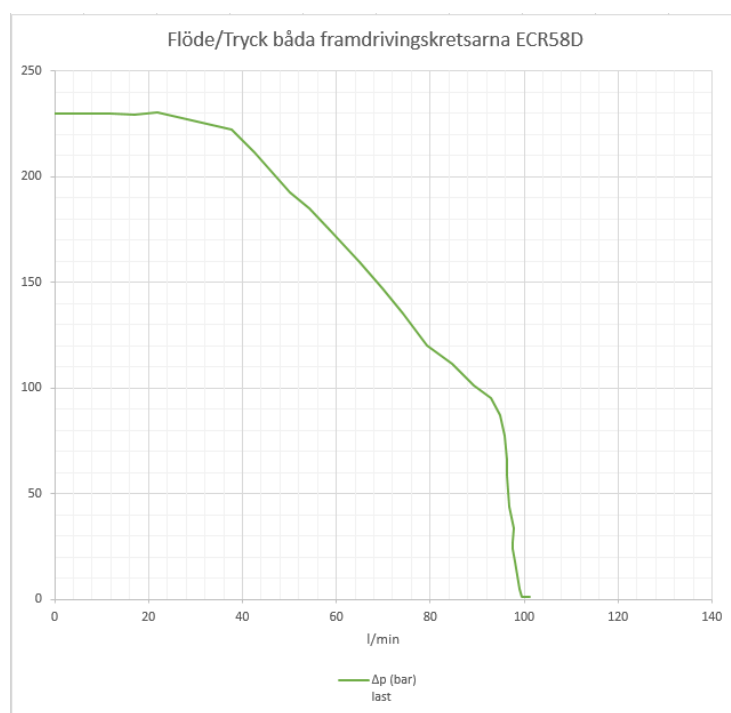
Kompaktlastaren MCT145 ansågs vara ett lämpligt utgångsobjekt men när det visade sig att maskinen inte är utvecklad av Volvo togs den bort. Eftersom maskinen

är utvecklad av JCB och endast säljs under Volvos varumärke förloras de fördelar som det skulle innebära att utgå från en Volvo-utvecklad maskin.

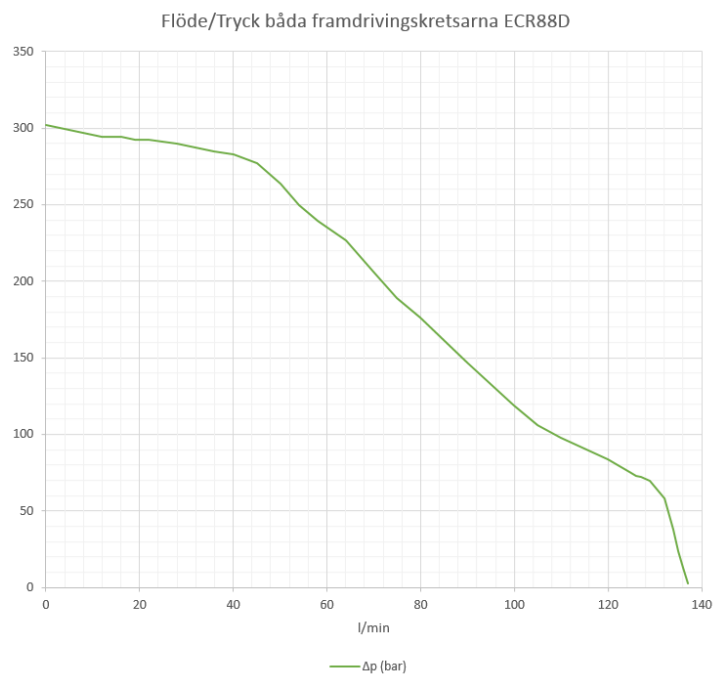
Ett antal egenskaper för de olika maskinerna har sammanställts i en utvärderingstabell, se tabell 5.1.

Det som efterfrågas är en liten och smidig maskin men stor hydraulkapacitet för att driva utrustningen som installerar pålarna. Storleken på maskinen beskrivs bäst av totalvikt och yttermått, viktigt att tänka på är dock den egenskap ECR-modellerna har, att maskinen är utformad med kort bakdel vilket gör att maskinen kan rotera runt utan att stor plats krävs bakom maskinen.

Värden för hydraulkapaciteten i ECR58 och ECR88 finns dokumenterat sedan tidigare maskiner som levererats, flödesdiagram presenteras i figur 5-7 och 5-8. För EC55 har värdena uppskattats från erfarenhet av liknande hydraulsystem.



Figur 5-7 Tryck/flöde ECR58D



Figur 5-8 Tryck/flöde ECR88D

Krav ställs på stabiliteten för att maskinen ska bli godkänd för brukande. Det lättaste sättet att jämföra de olika bärarnas stabilitet med den information som finns tillgänglig är genom att titta på deras lyftkapacitet. Lyftkapaciteten finns tillgänglig genom tabeller i respektive bärarens produktdatablad [11] [12] [13]. Dessa värden anger 75 % av den maximala vikten som kan lyftas i maskinens grävarm utan att den tippar. I de fall stabiliteten är tillräckligt stor för att kraften i grävarmen inte kan tippa maskinen anges istället kapaciteten vid maximal kraft från grävarmen. Lyftkapaciteten är angiven med grävarmen i vissa specifika positioner. Normalt sett är kapaciteten större när bäraren arbetar med grävarmen i samma riktning som larvbandens körriktning. För att maskinen ska kunna användas med pålningsutrustningen 360° runt om utförs stabilitetsberäkningarna med lasten tvärs larvbanden vilket är det fall med minst stabilitet.

För att kunna jämföra stabiliteten mellan de tre bärarna har ett värde räknats fram för hur mycket maskinen kan lyfta i den vinsch som är tänkt att monteras på utrustningen. Vinschen är den utrustning som användas för att lyfta upp pål-rören i masten. En vinsch består av en stålsvajer med krok som kan rullas in och ut från trumman den är samlad på med hjälp av kraften från en motor.

För att maskinen ska följa de krav som ställs i standarderna krävs en så kallad Roll Over Protection Structure (ROPS) som skyddar föraren om maskinen välter. Volvos maskiner är utrustade med en hytt som är certifierad för en viss maximal maskinvikt, ett så kallat ROPS-certifikat. Om totalvikten överstiger denna vikt måste maskinen

certifieras för den nya högre vikten genom att bevisa att strukturen håller i test. Detta vill undvikas, därför jämförs den marginal i vikt som finns mellan den ROPS certifierade vikten och totalvikten för en normalt utrustad maskin. Från totalvikten har grävaggregatets delar, bom och skaft, subtraherats eftersom dessa tas bort när maskinen byggs om.

Priset är till stor del en avgörande faktor för att maskinen ska kunna konkurrera mot de större dyrare borrhögarna. Swecon som är återförsäljare av Volvos maskiner kontaktades för att ta fram pris. Inget svar erhöles varför priset på basmaskinerna istället uppskattades från tidigare projekt inom företaget. Samtliga prisuppgifter i rapporten anges i en fiktiv enhet.

Table 5.1 Utvärdering bärare.

<i>Egenskap</i>	<i>Storhet</i>	<i>EC55 [11]</i>	<i>ECR58 [12]</i>	<i>ECR88 [13]</i>
Totalvikt	Kg	5700-5790	5700-7000	8600-9500
Totalhöjd	mm	2563	2615	2715
Totalbredd	mm	1920	2000	2300
Motoreffekt brutto	kW	36,2	36,5	43
Max hydraultryck	bar	216	235	294
Max hydraulflöde	l/min	116	126	169
Hydraulflöde @150bar	l/min	90 ^b	70	135
Transporthastighet	km/h	4,5	4,2	4,9
Lyftkapacitet				
2m ovan mark, 3m längs	Kg	1380	1790 ^a	3440
2m ovan mark, 3m tvärs	Kg	1380	1400	2650
0m ovan mark, 3m längs	Kg	1380	1760	3240
0m ovan mark, 3m tvärs	Kg	1380	1240	2460
2m under mark, 2m längs	Kg	2710	2590 ^a	4790 ^a
2m under mark, 2m tvärs	Kg	2710	2520	4790 ^a
ROPS vikt	Kg	7000	7500	10000
Marginal	Kg	1680	2172	2032
Pris	enheter	31 250 ^b	37 500 ^b	50 000 ^b
Stabilitet				
Lyftkapacitet vinsch	Kg	1028	585	3078

^a Hydrauliskt begränsad last.

^b Uppskattat värde.

Av de tre kvarvarande maskinerna ansågs till en början EC55 vara en lämplig bärare, det visade sig senare att denna modell är äldre än de övriga vilket bland annat innebär att den inte klarar lika hårda utsläppskrav. Maskinen är utgående och ska

därför inte uppdateras vilket gör att den inte är ett lämpligt val för en utrustning som planeras säljas under de kommande åren.

De två kvarvarande alternativen, ECR58 och ECR88 är relativt lika maskiner. Det som skiljer dem åt är att ECR58 är mindre och billigare medan ECR88 har en högre hydraulkapacitet och bättre stabilitet. Den mindre maskinen ECR58 ligger precis i underkant när det gäller kraven på stabilitet och hydraulkapacitet. Det bedöms dock att maskinen skall klara kraven som ställs tillräckligt bra för att inte motivera ett val av den större maskinen. Från företagets sida önskas även att den större maskinen inte väljs eftersom steget till en specialutvecklad borrhög då blir för begärligt för kunden.

5.3 Koncept mast

För att leda utrustningen som driver ned pålarna krävs någon form av system som tillåter en rak kontrollerad rörelse mot marken. Vid uppdragning av borrhängar krävs en motsatt rak rörelse upp från marken.

Den vedertagna lösningen för detta är någon form av mastprofil som utrustningen löper längs. I första steget har både denna form av lösning undersökts men även andra typer av system.

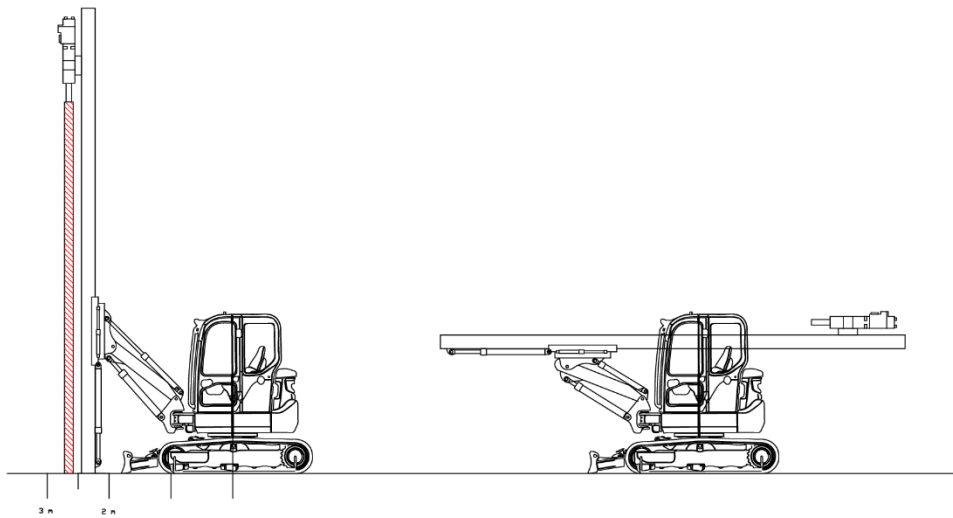
Som utgångspunkt i arbetet har de olika koncepten ritats kring en mindre grävmaskin som bärare, se koncept 10-16 som presenteras nedan. När en grävmaskin används finns möjligheten att fästa utrustningen i dess ordinarie grävarm. På grund av grävarens geometri på den bärare som valts anses detta dock inte fördelaktigt.

5.3.1 Koncept 10

Stel mast tillsammans med höj- och sänkbar bom. Förskjutning av masten i höjded med hjälp av hydraulcylinder.

Fördelar: Många frihetsgrader, enkel konstruktion.

Nackdelar: Dålig stabilitet på grund av ogynnsamma positioner masten kan placeras i till följd av alla frihetsgrader.



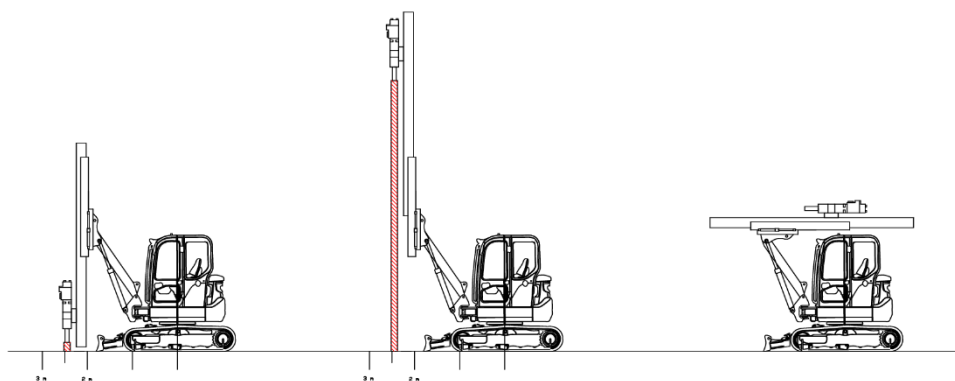
Figur 5-9 Koncept 10

5.3.2 **Koncept 11**

Teleskopisk mast tillsammans med höj- och sänkbar bom.

Fördelar: Hög höjd trots kompakt maskin.

Nackdelar: Tung och komplex lösning samt dålig stabilitet.



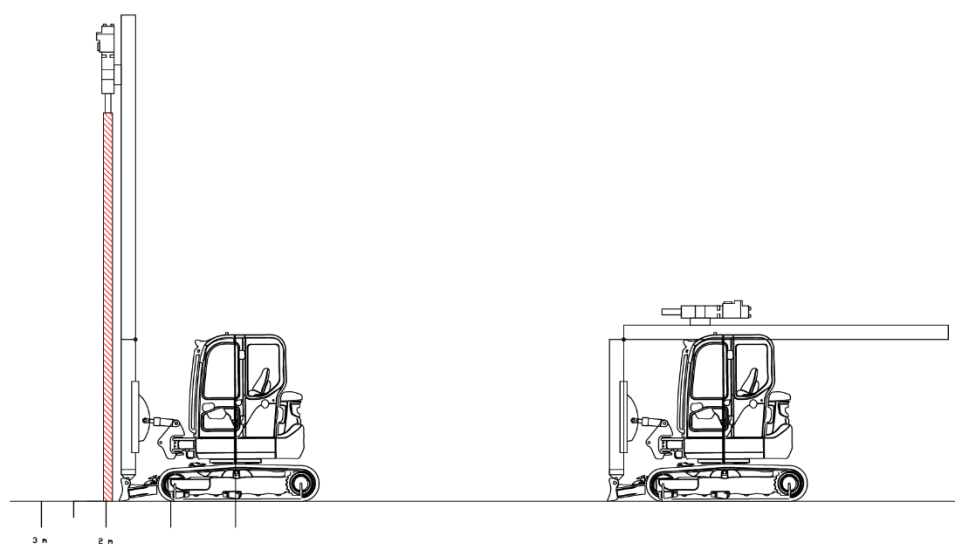
Figur 5-10 Koncept 11

5.3.3 Koncept 12

Mast infäst i schaktblad. Fällbar för transport.

Fördelar: Enkel infästning.

Nackdelar: Mindre flexibel eftersom övre delen av maskinen inte kan rotera i förhållande till undervagnen.



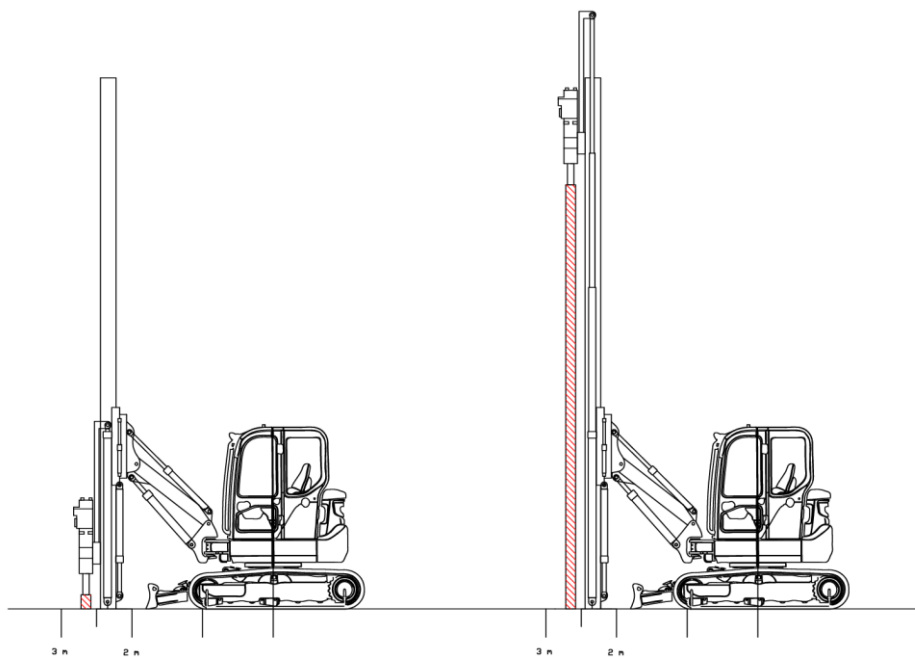
Figur 5-11 Koncept 12

5.3.4 Koncept 13

Stel mast med höj- och sänkbar bom. Konceptet är en vidareutveckling av koncept 10 men utnyttjar en teleskopcylander för att förflytta släden längs masten.

Fördelar: Få rörliga delar.

Nackdel: Krävs mycket kraftig och kostsam teleskopcylander för att klara de krafter som uppkommer.



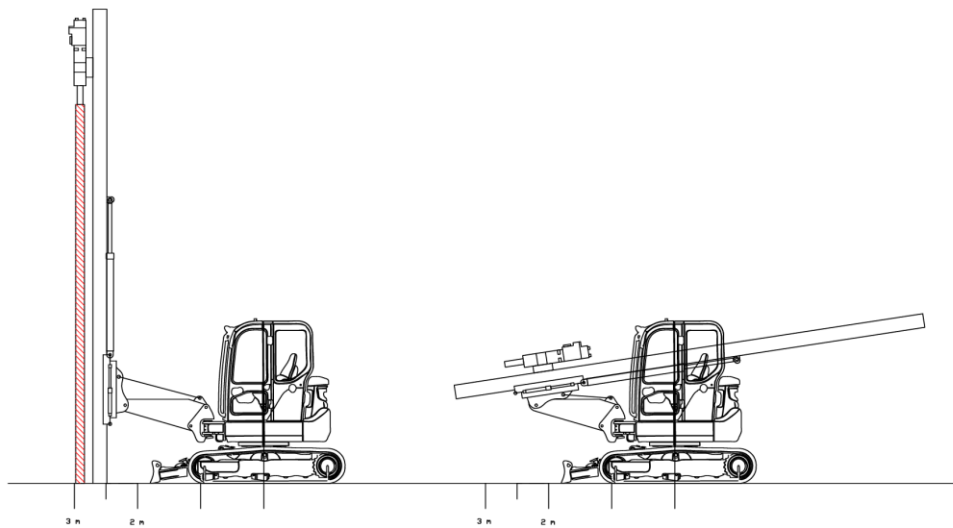
Figur 5-12 Koncept 13

5.3.5 Koncept 14

Stel mast i en fast monterad bom. Stor mastförskjutning med hjälp av hydraulcylinder.

Fördelar: Bra stabilitet tack vare lägre frihetsgrad i mastens läge.

Nackdelar: Mindre flexibel eftersom bommen är fast monterad.



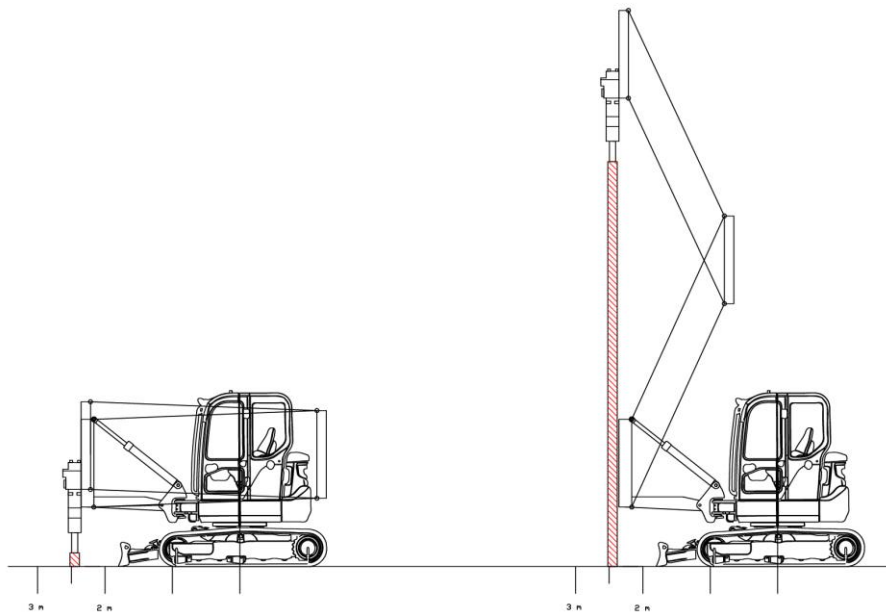
Figur 5-13 Koncept 14

5.3.6 Koncept 15

Teleskopisk lösning med saxliknande konstruktion.

Fördelar: Kompakt i transportläge, kan användas i utrymme med begränsad höjd.

Nackdelar: Komplex lösning med problematik som stabilitet.



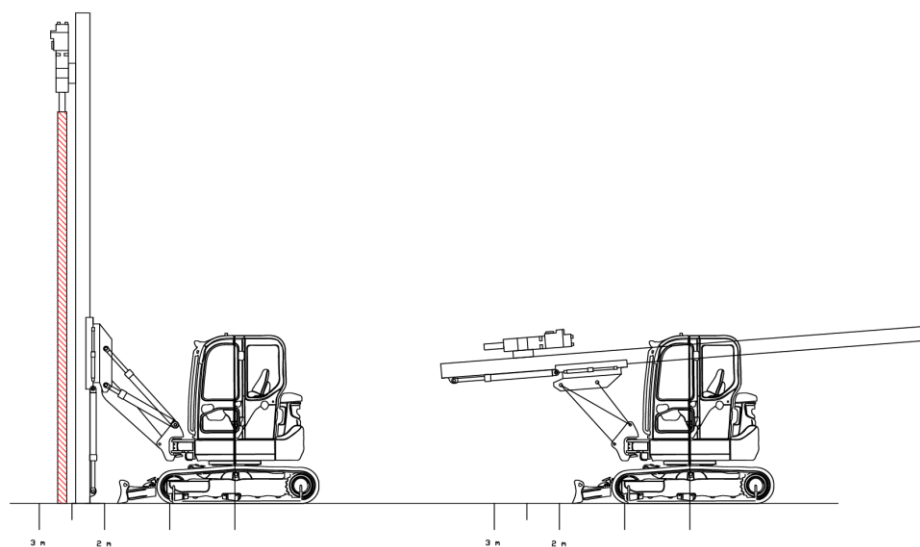
Figur 5-14 Koncept 15

5.3.7 Koncept 16

Stel mast infäst i en något parallellförflyttad bom.

Fördelar: Bra stabilitet eftersom masten får en relativt låg tippvinkel framåt när bommen sänks.

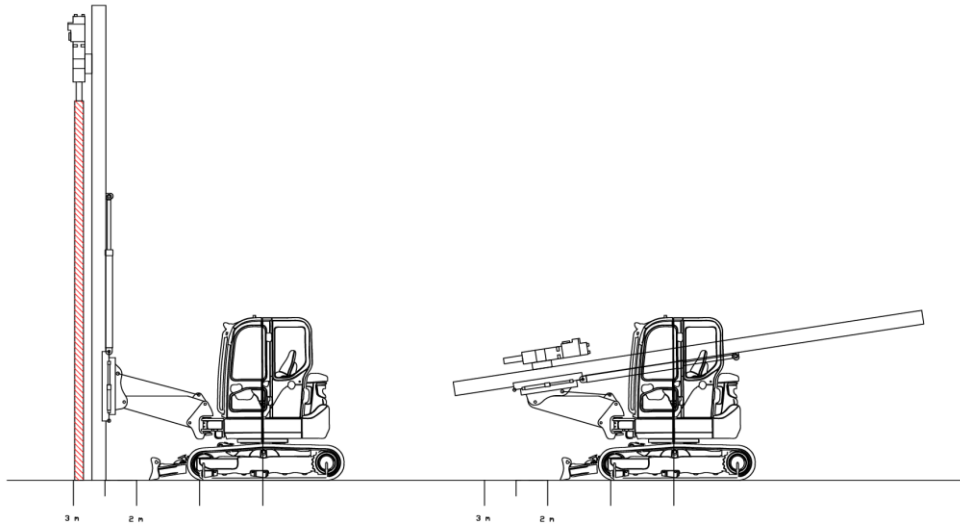
Nackdelar: Ny bomkonsol krävs för infästning i grävmaskinen.



Figur 5-15 Koncept 16

5.4 Utvärdering av mast

Av lösningarna gick koncept 14 vidare som det koncept som har störst möjlighet till ett lyckat resultat. Denna lösning är enkel och anses robust. Många andra lösningar valdes bort då stabilitet av maskinen skulle bli ett problem. Till exempel koncept 10 har problem med den rörliga masten då bommen kan positioneras i ett läge där den lutar så mycket framåt att maskinen tippas. Genom att använda en hydraulcylinder som tillåter en stor förskjutning av masten i höjdlid blir det inget problem att bommen saknar möjlighet till höjdregering. De fördelar som enkelheten i koncept 14 har tillsammans med nackdelarna i de övriga koncepten gör att denna går vidare.



Figur 5-16 Konzept 14

6 Utvärdering av valt koncept

6.1 Kostnadskalkyl

En preliminär kostnadskalkyl tas fram som utgångspunkt i utvecklingen av konstruktionen och för att se hur priset för maskinen förhåller sig till förväntningarna från företagets sida. Den ger även en uppfattning om hur maskinen förhåller sig till konkurrerande produkter, priser som är svåra att ta fram. För att göra dessa bedömningar diskuterades detta med erfaren personal på företaget som konstaterade att priset ligger bra i förhållande till konkurrerande maskiner och de förväntningar som finns. Se tabell 6.1 för kostnadskalkyl.

Tabell 6.1 Preliminär kostnadskalkyl.

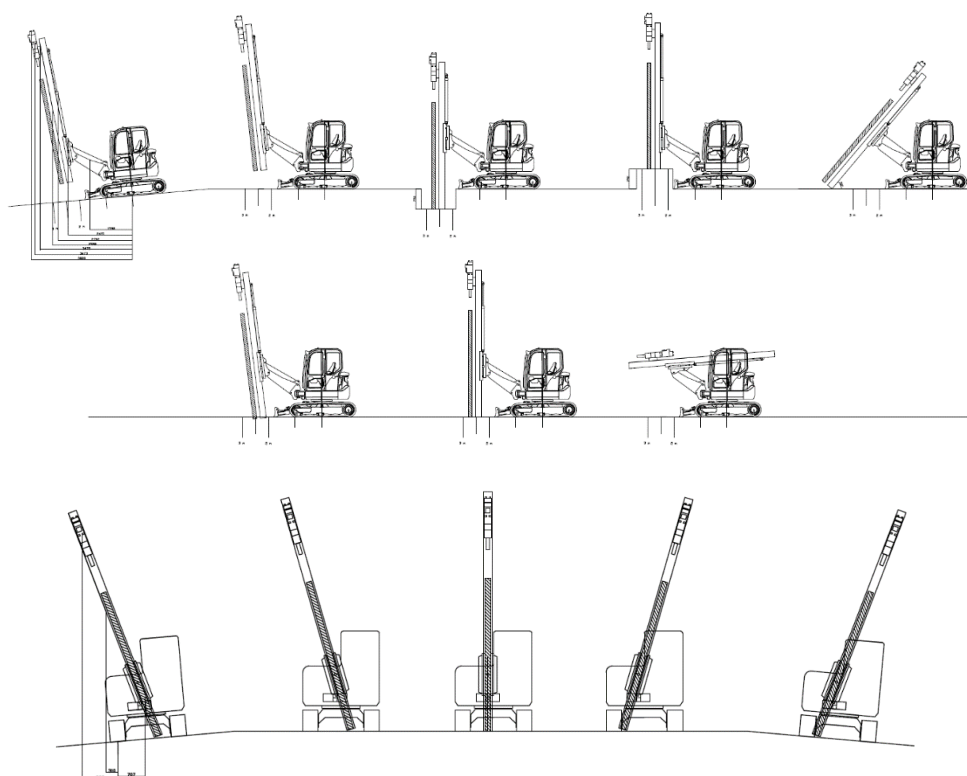
<i>Detalj</i>	<i>Material (prisenhet)</i>	<i>Tillverkning (h)</i>	<i>Montering (h)</i>
Bom	188	32	8
Mast	750	40	8
Mastinfästning	281	40	16
Släde	250	30	4
Mastcylinder	563	-	2
Bomcylinder	313	-	2
Tiltcylinder	438	-	2
Axlar	375	-	1
Vinsch & vajer	2375	8	8
Matningsmotor	2188	8	8
Kedja	625	-	4
Slang	625	-	40
Hammare	5625	-	4
Radio	5000	-	55
Ventiler	625	-	4
Målning	188	-	10
Övrigt	2188	30	40
Summa	22 594	188	216
		36 pris/h	36 pris/h
	22 597	6 768	7 776
Total (prisenheter)		37 100	

7 Konceptutveckling

Det koncept som valts som mest fördelaktigt utvecklas vidare i en typ av systemutveckling där viktiga grundläggande egenskaper bestäms.

7.1 Vidareutveckling av ECR58 med stel bom

Utvecklade måttskisser togs fram enligt figur 7-1 nedan. Mastens olika eftertraktade positioner användes för att bestämma dimensioner för bom och slaglängder för hydraulcylindrar. Detta används även för att beräkna stabilitet i de olika arbets- och tranportlägena.

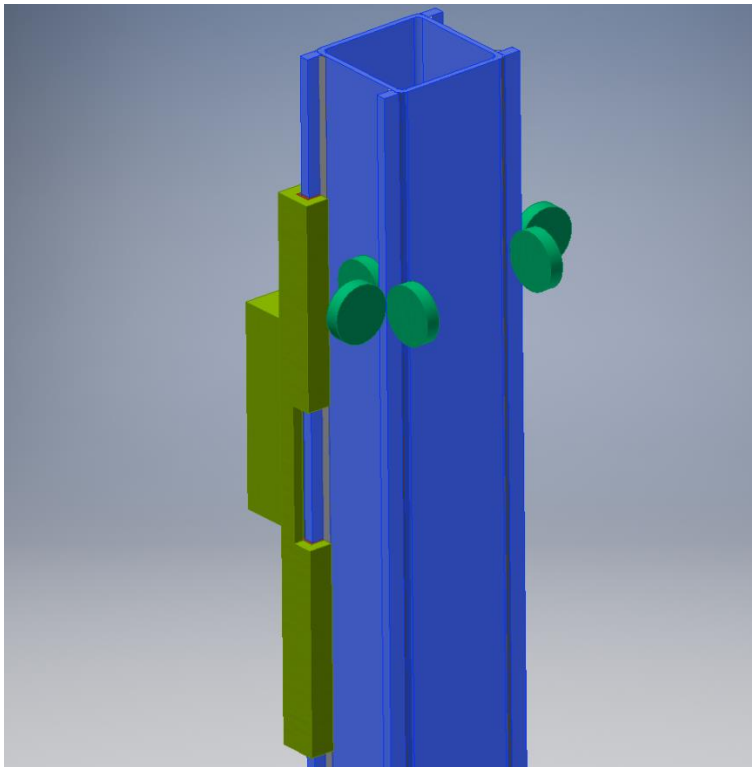


Figur 7-1 Arbetspositioner

7.2 Styrning släde

Flera möjligheter finns för att guida släden längs masten. Några av de vanligaste är att släden är utrustad med spår däri masten löper, en annan förekommande lösning är löphjul som rullar längs masten. Fördelen med spår är att kraften kan fördelas över större område på masten vilket minskar belastningen. Fördelen med löphjul är att större hastighet kan tillåtas och att färre slitdelar krävs. Se figur 7-2.

L-blocken valdes tidigt eftersom de anses vara en enklare lösning utan rörliga delar och dessa har visat sig fungera bra i tidigare projekt i företaget.



Figur 7-2 L-block och löphjul

7.3 Drivning av släde

Ett system krävs för att förflytta borrhotation eller hydraulhammare längs masten. Vid arbete med hydraulhammare räcker hammarens egenvikt som matande kraft för att förflytta den nedåt när pålen sjunker ner i marken. När ett nytt pål-element ska skarvas in måste hammaren lyftas upp i topp position. Vid arbete med borrhotation

krävs dels att den ska kunna lyftas upp i topp position men även en kraft nedåt på pålen när den drivs ned, så kallad matningskraft. De egenskaper som tidigare lyfts fram presenteras i tabell 7.1 tillsammans med minsta matningshastighet. Under större delen av arbetscykeln kommer släden föras nedåt med en låg hastighet och medelstor kraft. Ett krav har uppstått på drivningen att den ska klara detta lastfall.

Tabell 7.1 Kravspecifikation drivning.

<i>Egenskap</i>	<i>Enhet</i>	
Matningskraft	kN	30
Uppdragningskraft	kN	30
Max matningshastighet	m/min	30
Min matningshastighet	m/min	0,5

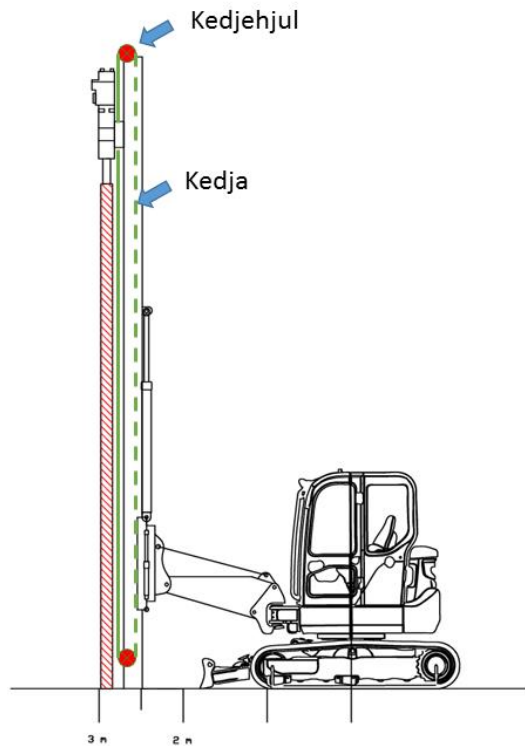
Några av de alternativ som studerats för att åstadkomma denna rörelse längs masten är kuggstång och roterande skruv. Tidigt sågs problem med kuggstång på grund av dess känslighet mot föremål som fastnar i kuggstången. Ibland sprutas ett material in i pålen under arbete, så kallade injekterade pålar, detta material stelnar sedan. Vid arbete med dessa är sannolikheten stor att det injekterade materialet skulle hamna på kuggstången och skapa problem varför detta alternativ inte utvecklades vidare.

Fördelen med en roterande trapetsgångad skruv som förflyttar släden är att en stor utväxling uppstår vilket möjliggör att en liten motor kan användas och stor kraft kan erhållas. Problemet med detta alternativ är att den måste vara mycket kraftig, cirka 70mm i diameter krävs för att motverka knäckning av en 5m lång skruv vid den kraft som erfordras för att dra upp borrstänger. En sådan skruv är begränsad i rotationshastighet så att maximal hastighet för släden uppgår till 4 meter per minut. När släden ska transporteras upp till övre läget på masten erfordras en hastighet på över 20 meter per minut för att brukaren ska uppleva maskinen som effektiv. Alternativa lösningar är att skruven kan fästas upp så den endast blir belastad dragande. I det fallet kan en smalare skruv användas, detta leder dock till att det kritiska varvtalet blir ännu lägre. En annan möjlighet är att hålla skruven stilla och rotera muttern. Osäkerheten är för stor huruvida en roterande mutter kan göras driftsäker i den miljö den tvingas arbeta i, därför går konceptet inte vidare.

Den lösning som bedöms vara mest lämplig är en kedjedrift som drivs från en motor via ett kedjedrev. Denna typ av system är mycket vanligt för grundläggningstrustning varför den ses som säker i funktion.

Kedjedrevet som är drivande bör ha en omslutningsvinkel på 180°, på ett naturligt sätt placeras den drivande motorn därför antingen i mastens topp eller botten. En motor monterad i toppen har en negativ inverkan på stabiliteten om massan är av en

betydande storlek. Placeras motorn i botten riskerar den att skadas av omgivande miljö, speciellt om maskinen används för borrning där material spolats upp kring borrhålet. Det bästa alternativet anses därför vara att montera motorn i toppen och sträva efter att hålla en låg vikt. En fördel är om kedjan kan löpa inuti masten som figur 7-3 nedan.



Figur 7-3 Kedjedrift

Standarden [2] kräver en säkerhetsfaktor på 3,5 gånger mot brott i drivningens kedja. Högst kraft i kedjan uppstår när maximal uppdragningskraft appliceras, detta kräver en brottkraft på 105 kN. De kedjor som funnits lämpliga för detta är en singel 1 ¼” kedja eller en dubbelradig 1” kedja [14]. Utöver kedja krävs ett kedjedrev på den drivande motorn och ett löphjul i motsvarande ände av masten.

Tabell 7.2 Jämförelse kedjadrift.

<i>Egenskap</i>	<i>Enhet</i>	<i>Simplex 20B-1</i>	<i>Duplex 16B-2</i>
Brottkraft	kN	105	140
Pris kedja (10,6m)	enhet	746	982
Pris kedjedrev	enhet	52	98
Pris löphjul ^a	enhet	125	188
Pris totalt:	enhet	923	1 268

^a Uppskattat värde.

Alternativet med simplex kedja ligger bäst i pris och väljs därför, denna kedja har även använts på en tidigare pålningsmaskin som CeDe tillverkat med samma hydraulhammare med gott resultat.

För att driva kedjan krävs någon form av motor, naturligt för den här typen av maskin är att använda en hydraulmotor på grund av tillgången till hydraultryck samt hög kraft i förhållande till vikt.

Kraven på motorn har sammanställts i tabell 7.3. För den kedja som valts är ett kedjedrev med delningsdiameter 130mm lämpligt, detta ger ett erforderligt varvtal och moment utifrån de krav som ställs i kravspecifikation 7.1 med avseende på hastighet och kraft. Standarden kräver att systemet ska vara lasthållande för att förhindra att utrustningen okontrollerat faller nedåt. Att endast begränsa rörelsen genom att strypa hydraulflödet till motorn anses inte tillräckligt säkert eftersom oljan kan läcka förbi kolvarna i en hydraulmotor. Därför upprättas kravet att drivningen ska kunna hållas statiskt med en negativ broms.

Tabell 7.3 Kravspecifikation drivmotor.

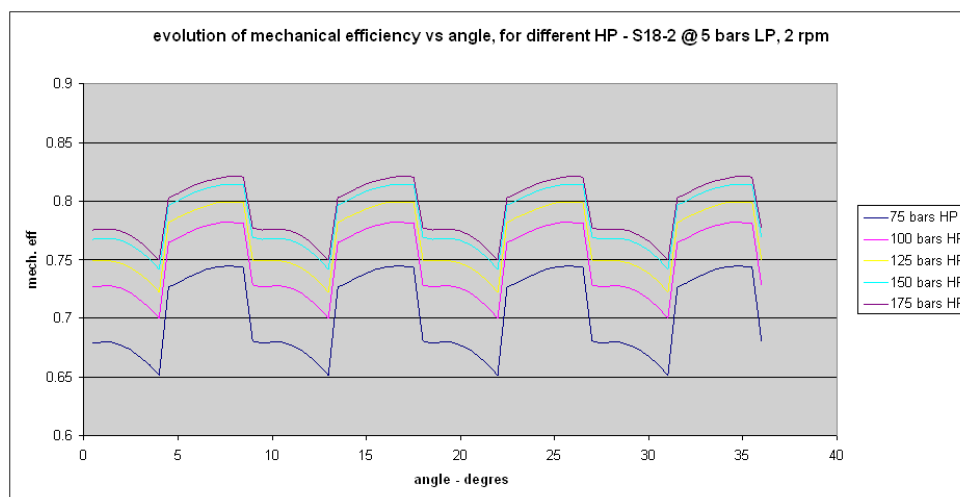
<i>Egenskap</i>	<i>Enhet</i>	
Max vridmoment	Nm	1950
Max varvtal	v/min	73,5
Matning varvtal	v/min	1,5
Broms		Ja

Som specifikationen visar är det frågan om en drivning med lågt varvtal och högt vridmoment. En bred sökning har gjorts för att hitta lämpliga motorer för detta men även efter en lösning med en reduktionsväxel och en liten högvarvig motor.

De leverantörer som erbjuder en lämplig växel för denna applikation är Bonfiglioli och Brevini. Brevini visade inget intresse för att leverera en växel för en produkt menad att produceras i så pass få antal per år.

Bonfiglioli erbjuder ett stort sortiment av växlar, efter kontakt med deras återförsäljare valdes modellen 301 ut som ett lämpligt alternativ utefter de krav som ställs. Modellen 301 kan fås med en utväxling i ett stort spann och negativ lamellbroms. Till denna typ av växel har två mindre hydraulmotorer jämförts, M+S Hydraulics modell MS 100 och Bosch Rexroth A2FM. Dessa kan levereras med SAE standard fläns som möjliggör montering direkt på växeln. Lösningarna jämförs nedan i tabell 7.4.

Sortimentet av lågvarviga motorer undersöktes hos flera olika tillverkare, de som ansågs kunna leverera de mest lämpade motorerna för drivningen var Bosch Rexroth och Poclain. Deras lågvarviga radialkolvmotorer möjliggör ett stort momentuttag och flexibla inbyggnadsmöjligheter. Deplacement valdes för att ge ett tillfredsställande moment och inte onödigt högt flödesbehov för att möta de krav som ställs. Båda dessa motorer kan levereras med inbyggd negativ broms. Förutom att uppfylla kravet på maximalt varvtal och moment krävs även att motorn har en lämplig karakteristik vid låga varvtal. Eftersom motorn roterar i varvtal kring 1,5 varv/minut vid matning så finns risken att kraftuttaget kan bli pulserande när kolvarna passerar kamloberna i motorn. Karakteristiken för en liknande motor studerades enligt figur 7-4, den variation som uppstår i momentet anses inte påverka prestandan av maskinen. Efter kontakt med leverantörerna visade det sig även att denna typ av motor monterats för matning på grundläggningmaskiner tidigare med gott resultat.



Figur 7-4 Karakteristik radialkolvmotor

Rexroth MCR5 och Poclain MSE05-2 jämförs i tabell 7.4 nedan tillsammans med de två lösningarna med högvarvig motor kopplad till växel.

Tabell 7.4 Jämförelse drivenhet.

<i>Motor</i>	<i>Enhet</i>	<i>M+S Hydraulics MS100</i>	<i>Rexroth A2FM</i>	<i>Rexroth MCR5</i>	<i>Poclain MSE05-2</i>
Displacement	cm ³	100	28	680	750
Vridmoment @ 235 bar	Nm	341	105	2585	2803
Hydraulflöde @ 75v/min	l/min	7,3	2,1	50	55,1
Vikt	Kg	10,1	9,5	50	47
Pris	enhet	156	935	951	954
<i>Växel</i>		<i>Bonfiglioli 301</i>	<i>Bonfiglioli 301</i>		
Utväxling		9	24,6		
Nominellt utgående moment	Nm	2460	2460		
Max utgående moment	Nm	3400	3400		
Vikt	Kg	40	40		
Pris	enhet	496	496		
<i>Vikt total</i>	<i>Kg</i>	<i>50,1</i>	<i>49,5</i>	<i>50</i>	<i>47</i>
<i>Pris total</i>	<i>enhet</i>	<i>652</i>	<i>1 431</i>	<i>951</i>	<i>954</i>

Jämförelsen visar att vikten förhåller sig lika för samtliga alternativ. Det alternativ som har bäst prisbild är alternativet med en M+S motor med reduktionsväxel. De två lågvarviga motorerna ligger i samma prisklass medan Rexroth axialkolvmotor med reduktionsväxel ligger högst i pris. Trots att priset är lägst för en M+S motor med växel så bedöms de lågvarviga radialkolvmotorerna som ett bättre alternativ. Krav ställs på att maskinen ska vara pålitlig, lättservad och möjliggöra enkelt utbyte av komponenter. Lösningen med en direktverkande lågvarvig motor från känd leverantör stämmer bäst mot dessa krav vilket väger över prisskillnaden.

De två alternativen med lågvarvig radialkolvmotor är mycket lika både i prestanda, vikt och pris. Båda dessa motorer är lämpliga för applikationen, anledningen till att Poclain MSE05-2 väljs ut är på grund av tidigare bra erfarenhet av denna motor och en bra service från leverantören.

7.4 Vinsch

Konceptet med att utnyttja maskinen för grundförstärkning bygger på att den ska transporteras ut till arbetsplatsen tillsammans med stålrörspålarna, därefter önskas att maskinen ska kunna arbeta självständigt. För att lyckas med detta vill man slippa behovet av ytterligare en maskin för att hantera pålarna. Genom att montera en vinsch är tanken att maskinen ska kunna dra till sig pål-elementen och placera dem

i masten. Om vinschens lina med krok kan kontrolleras av föraren kan den fästas i pålar som sedan hissas upp på plats i maskinen. De krav som tagits fram för att vinschen ska göra detta på ett tillfredsställande sätt presenteras i tabell 7.5. Av standarden [2] framgår att vinschen måste ha en statisk broms utöver lasthållning genom låsning av hydraulflödet.

Tabell 7.5 Kravspecifikation vinsch.

<i>Egenskap</i>	<i>Enhet</i>	
Dragkraft	N	5000
Hastighet	m/s	0,5+
Broms		Ja

Företaget har tidigare utnyttjat vinschar från två olika tillverkare, sortimentet hos ytterligare tre tillverkare studerades. De modeller som ansågs bäst lämpade presenteras i tabell 7.6.

Tabell 7.6 Jämförelse vinschar.

<i>Modell</i>	<i>Enhet</i>	<i>Brevini BWF1000</i>	<i>Brevini DW050</i>	<i>Brevini DW090</i>	<i>Ramsey RCH1000</i>	<i>Dinamic oil NP05</i>	<i>Dinamic oil A11</i>	<i>Dinamic oil A30</i>	<i>Pullmaster PL2A</i>	<i>Paccar Braden BG3B</i>
Dragkraft	N	11500	5000	9000	4460	5000	5000	13600	5700	13360
Hastighet	m/s	0,92	0,68	0,58	0,52	0,57	0,82	0,7	0,72	0,72
Vikt	Kg	55	27	40	38	34	34	36	39	59
Pris	enhet							1010		1455

Två tillverkare, Brevini och Pullmaster försvann i en första sällning. Brevini visade som tidigare inget intresse av att leverera produkter för en maskin som är tänkt att säljas i relativt liten volym. Pullmaster valdes bort då de inte har någon återförsäljare i Sverige.

Ramsey valdes även den bort, detta på grund av att prestandan i deras vinschar inte kunde mäta sig mot resterande alternativ.

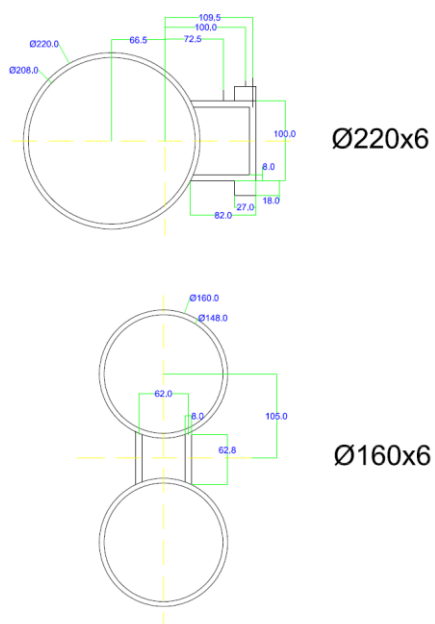
Av de återstående alternativen är Braden det märke som använts tidigare, deras minsta modell BG3B är onödigt stor för denna applikation. Den svenska återförsäljaren för Dinamic oil kontaktades, han rekommenderade modellen NP05 eller A30, den tredje modellen A11 var tillverkad för amerikansk marknad. Beslutet togs att den större kraftigare modellen A30 är bäst lämpad på grund av den högre hastigheten.

8 Detaljkonstruktion

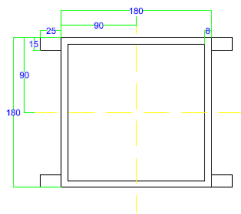
Efter att de större systemen bestämts tas lösningar fram för de olika detaljerna. Dessa presenteras från lösningsförslag till färdig detalj med kommentarer.

8.1 Mast

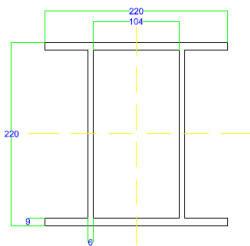
De mastprofiler som tagits fram utvärderas efter deras hållfasthet vid böjning och vridning. Dessa lastfall bedöms vara de som dimensionerar masten. De olika mastprofilerna ritas upp med lika stor tvärsnittsarea för att kunna jämföra deras böjmotstånd i x- och y-led. Se bilaga B.1 för böjmotstånds analys, Böjmotståndet för de olika sammansatta formerna har summerats med hjälp av Steiners sats. Figur 8-1 till 8-3 åskådliggör de profiler som tagits fram. Dessa lösningar bygger främst på de profiler som lagerhålls hos tillverkarna av handelsstål. Koncept 8 består av fyra T-profiler som hålls samman av plattjärn i en fackverkskonstruktion.



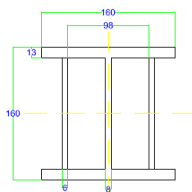
Figur 8-1 Koncept mastprofil 1, 2



VKR180x180x8

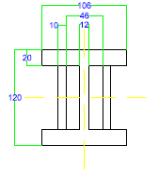


IPE220

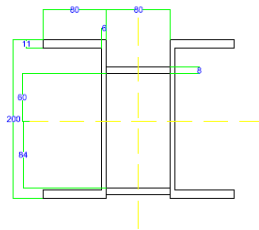


HEB160

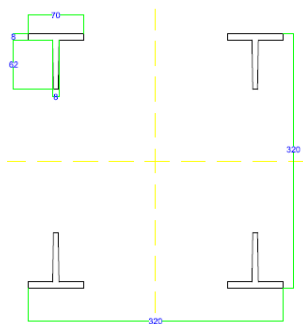
Figur 8-2 Koncept mastprofil 3, 4, 5



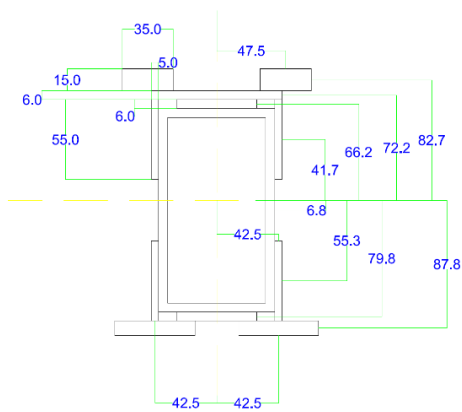
HEM100



UPE200



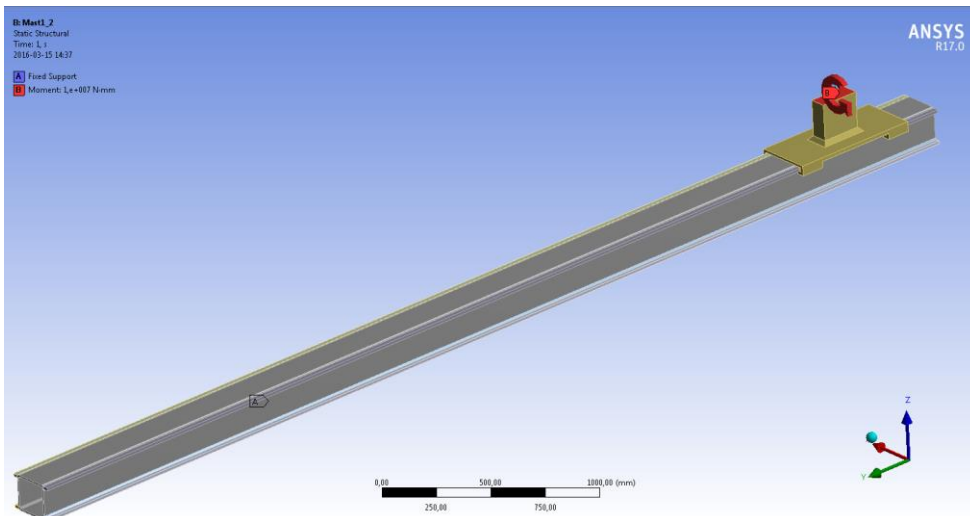
T 70x70



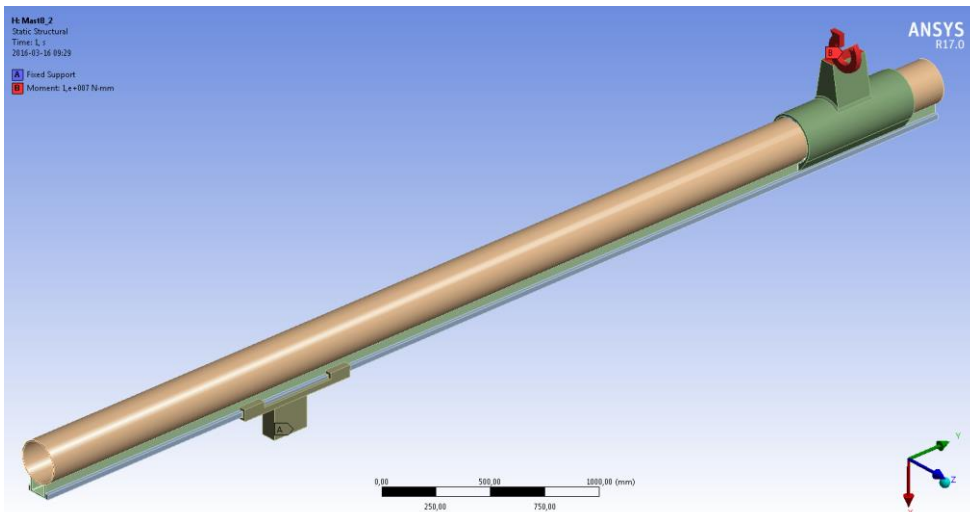
K313

Figur 8-3 Konzept mast 6, 7, 8, 9

De profiler som visat sig ha bäst böjmotstånd gick sedan vidare för en enklare studie ur tillverkningssynpunkt. De olika masttyperna jämfördes efter hur troligt det är att toleranser som raket kan hållas vid svets men även svetsmängd som ett mått på tillverkningskostnad. De mastprofiler som fortfarande ansågs lämpliga undersöktes därefter i vridning genom enklare FE-beräkning. Ett vridmoment motsvarande rotationsenheten lades på en primitiv släde medan masten hålls låst på motsvarande område som den är infäst i, se figur 8-5 och 8-6. Resultaten presenteras som von-Mises effektivspänningar i figur 8-7 till 8-12.

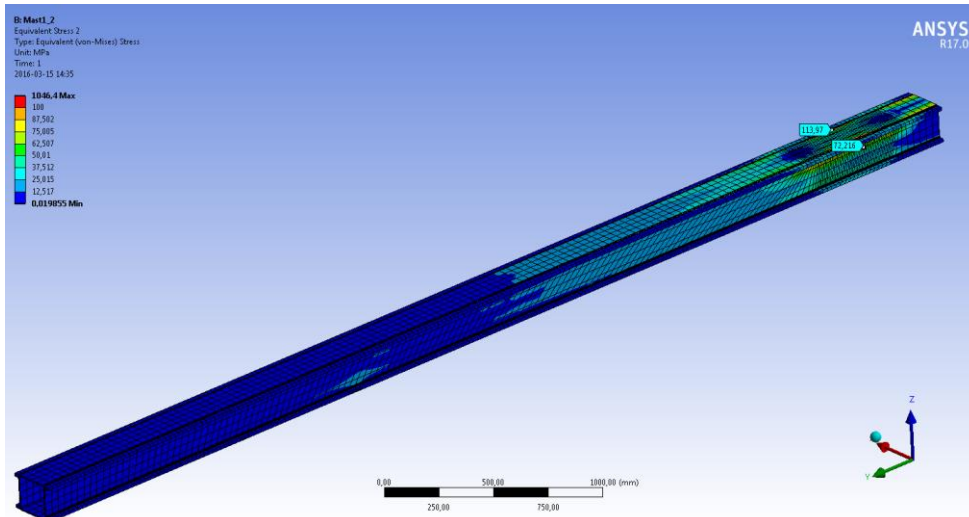


Figur 8-4 Lastfall vridanalys mast



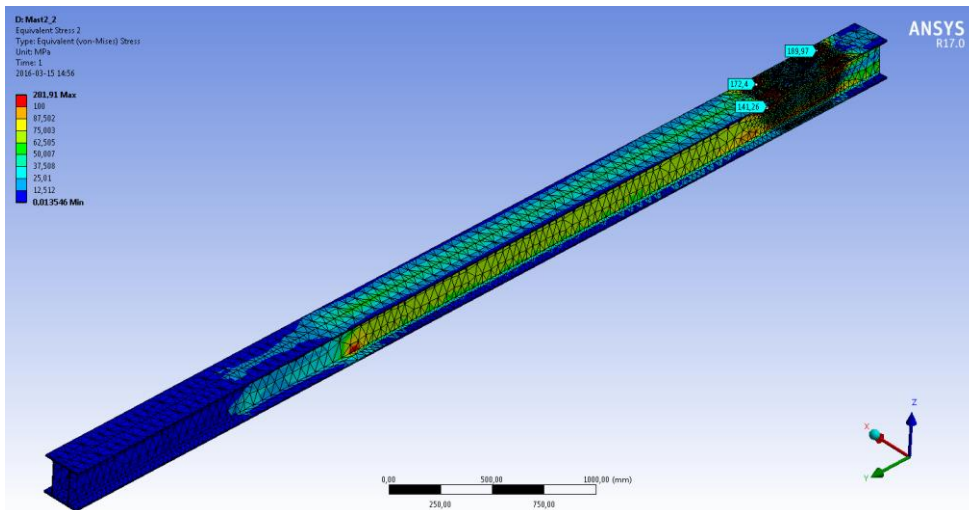
Figur 8-5 Lastfall vridanalys mast

VKR 180x180x8 klarar lastfallet, kraften fördelas på ett bra sätt och spänningsnivåerna är förhållandevis låga.

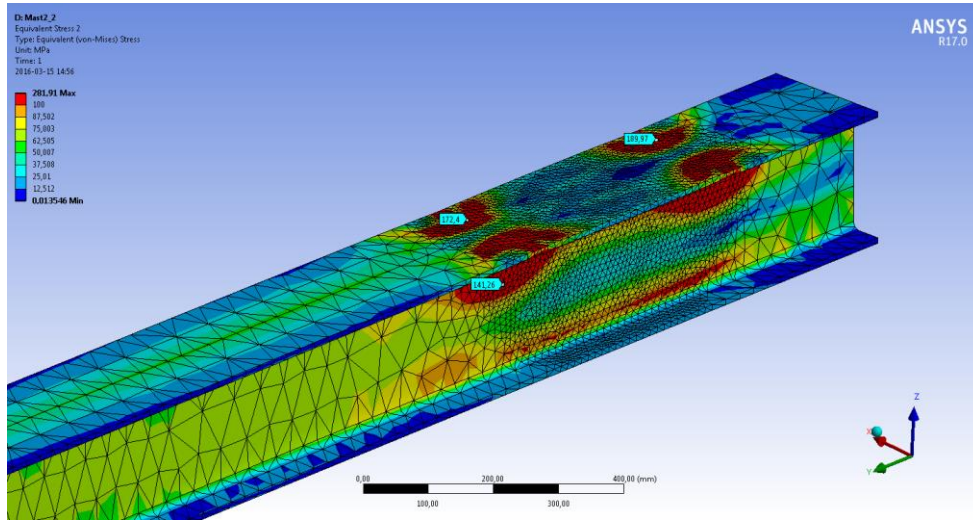


Figur 8-6 VKR 180x180x8

IPE220 Klarar vridmomentet något sämre då flänsarna kraften angriper är tunnare. Spänningsnivåerna är något höga.

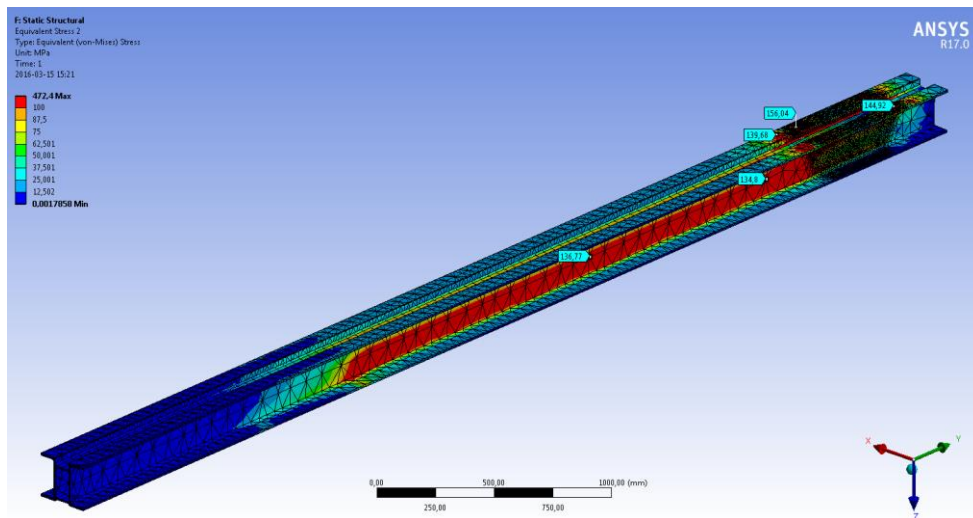


Figur 8-7 IPE 220

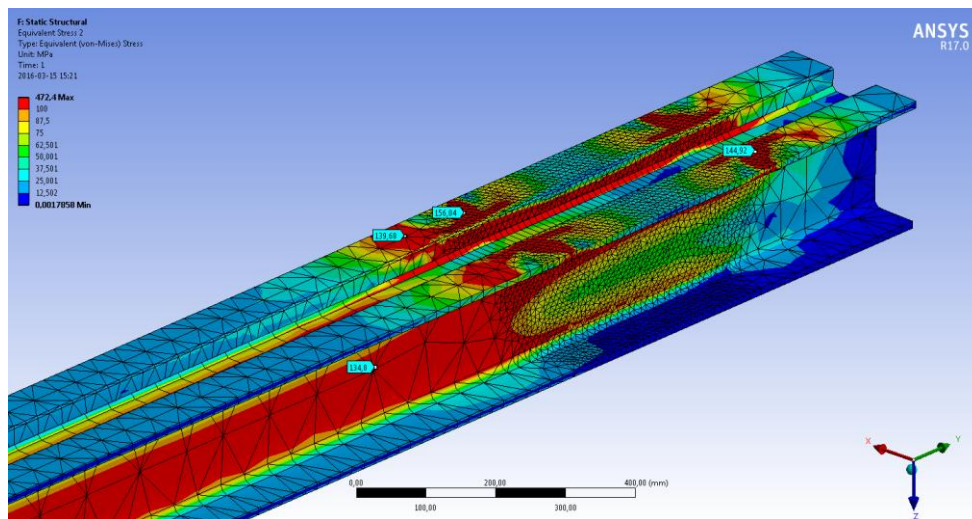


Figur 8-8 IPE 220

UPE200 klarar lastfallet dåligt, de tunna flänsarna och det lilla slutna tvärsnittet gör den ej lämplig för vridning.

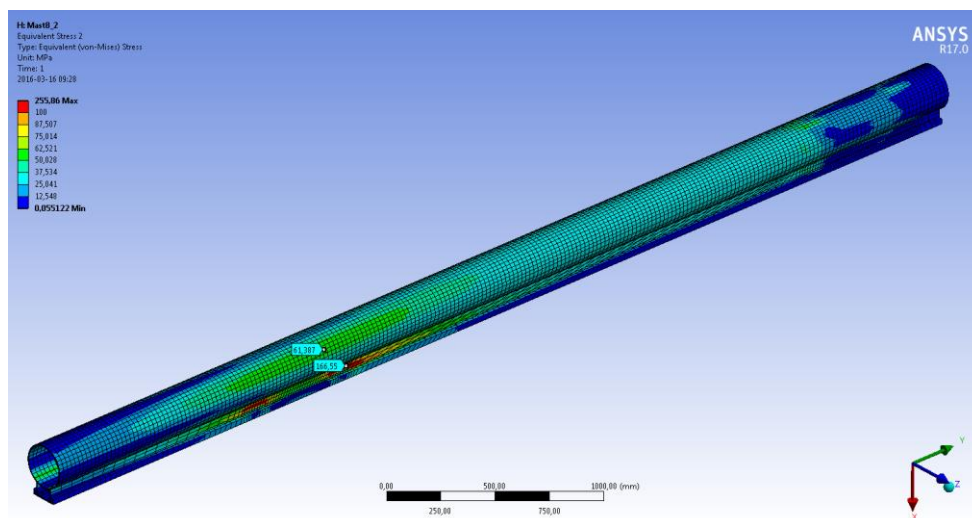


Figur 8-9 UPE 200

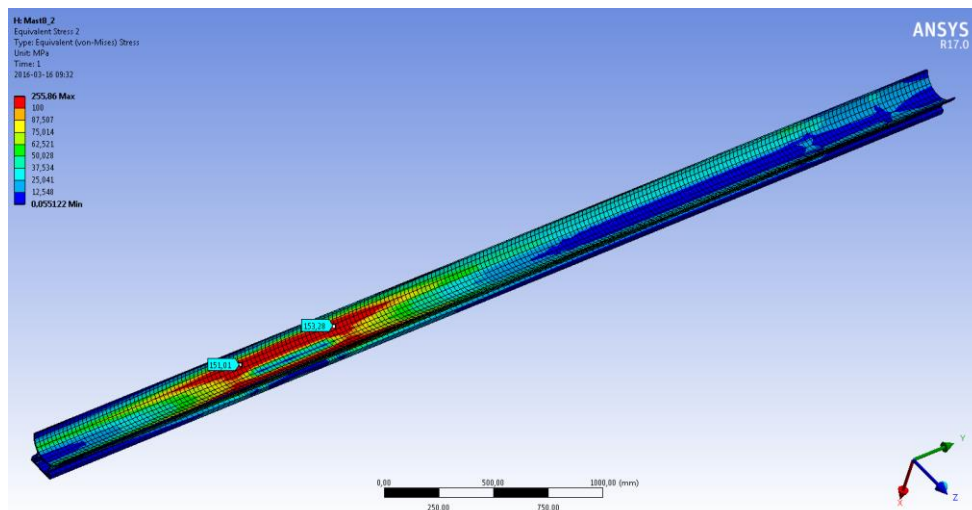


Figur 8-10 UPE 200

Rör $\text{Ø}220 \times 6$ klarar lastfallet dåligt, lasten från släden angriper masten på ett bra sätt men det uppstår problem när kraften ska föras över till infästningen av masten. Som det öppna snittet i figur 8-12 visar är spänningsnivåerna höga vid mastinfästningen.



Figur 8-11 Rör 220x6



Figur 8-12 Rör 220x6 snitt

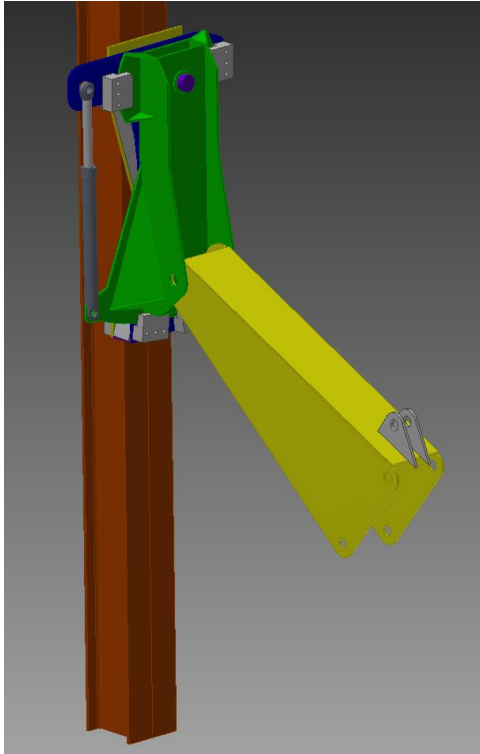
Den mast som klarade vridning bäst och det finns en bra möjlighet till att hålla toleranser och hålla tillverkningskostnad nere är VKR-profilen med skenor. Denna går vidare för utveckling av masten till maskinen.

8.2 Tiltled

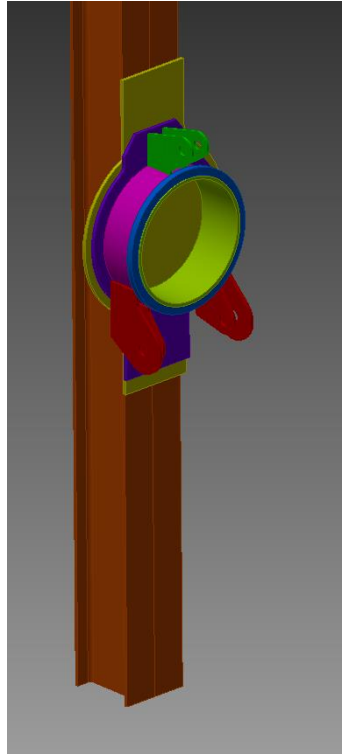
Önskvärt för maskinen är att masten ska hålla en så låg höjd som möjligt när den är färdig i transportläge. Den ska även förflytta tyngdpunkten så lite som möjligt i sidled vid pålning med masten lutande åt vänster respektive höger för att inte försämra stabiliteten. För att möjliggöra detta bör leden som faller masten vara placerad så lågt som möjligt medan leden som vinklar ut masten i sidled bör vara placerad så nära mastens mittpunkt och tyngdpunkt som möjligt.

Ett antal lösningar togs fram både med utgångspunkt från de maskiner som tidigare utvecklats men även nya. Fyra av dessa presenteras nedan i enklare 3D koncept, se figur 8-13 till 8-16.

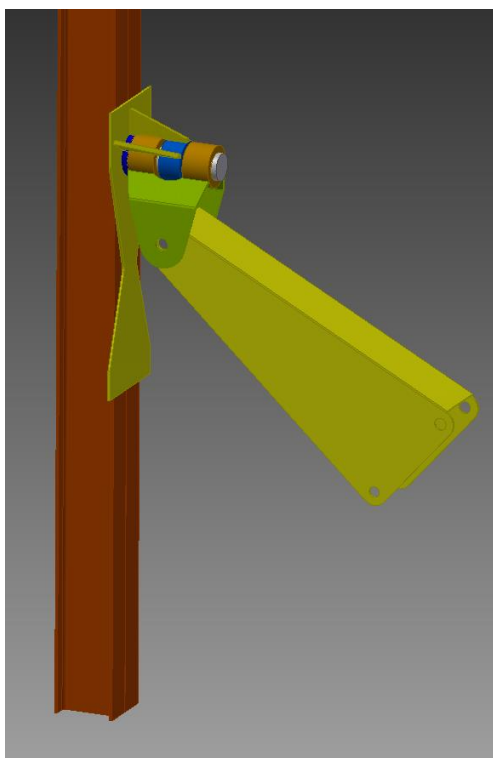
Det koncept som tillåter krafterna i strukturen att flöda på ett effektivt sätt och anses ha goda möjligheter för tillverkning är det sista konceptet enligt figur 8-16.



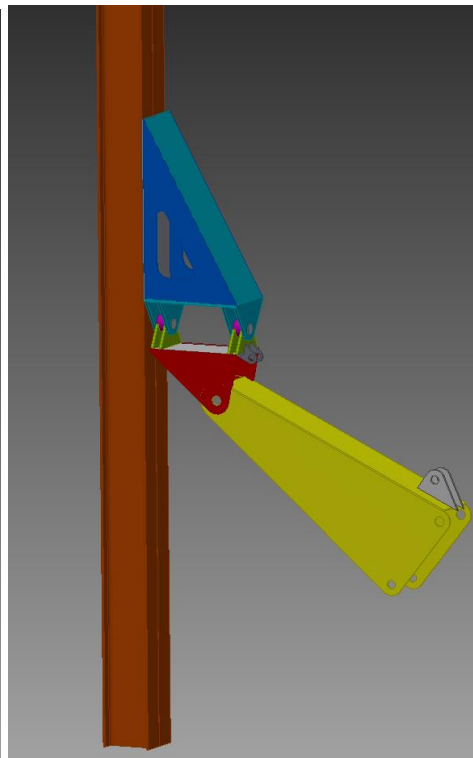
Figur 8-13 Koncept led 1



Figur 8-14 Koncept led 2



Figur 8-15 Koncept led 3



Figur 8-16 Koncept led 4

8.3 Hydraulik

Genom de krafter som uppstår vid arbete med maskinen kan nödvändiga dimensioner bestämmas för hydraulcylindrarna, se bilaga B.2. De cylindrar som valts presenteras i tabell 8.1. Cylinder- och kolvdiametrar har valts efter de standardstorlekar som finns för att minska leveranstider och förenkla service. Cylinderkraft vid plus- och minus-slag har räknats fram för maskinens systemtryck. Figur 8-17 beskriver de beteckningar av cylindrarna som används. För att förhindra olycka om en hydraulslang brister är dessa utrustade med rörmonterade slangbrottsventiler som förhindrar okontrollerad rörelse.

Tabell 8.1 Specifikation hydraulcylindrar.

<i>Egenskap</i>	<i>Min längd</i>	<i>Max längd</i>	<i>Slag</i>	<i>Cylinder Ø</i>	<i>Kolvstång Ø</i>	<i>Kraft +</i>	<i>Kraft -</i>	<i>Knäck -tryck</i>
Bom- cylinder	670	1110	440	80	50	118124	71982	>250
Mast- förskjutning	1750	3250	1500	80	63	118124	44869	<120
Tilt- cylindrar	355	505	150	63	32	73255	54355	>250

Anmärkning: Samtliga mått i mm, kraft i N, tryck i bar.



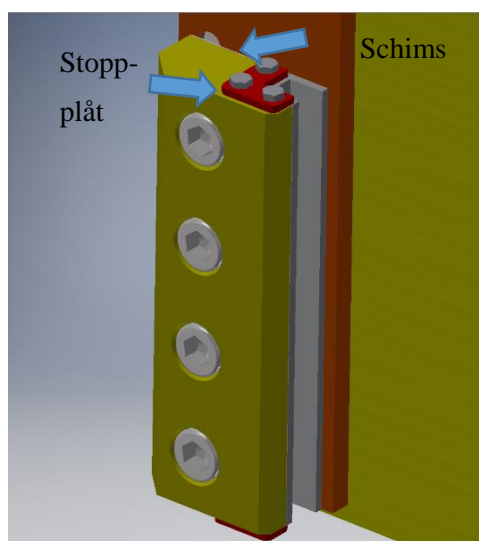
Figur 8-17 Beteckningar hydraulcylindrar

För att bestämma erforderlig storlek på hydraulslang och ventiler har de olika förbrukarnas flöde sammanställts, se bilaga B.2.

För att maskinens funktioner ska kunna kontrolleras från både radiokontroll och förarplats krävs extra hydraulventiler. Beslutet tas att samtliga maskinens hydraulfunktioner ska kunna kontrolleras från radiosändaren. När maskinen körs från förarplatsen är det oftast av den person som ska lasta maskinen på transport. Från förarplatsen räcker det därför att maskinen kan förflyttas och funktionerna för bomcylinder och tiltcylindrar kan användas för positionering av masten i transportläge.

8.4 L-Block

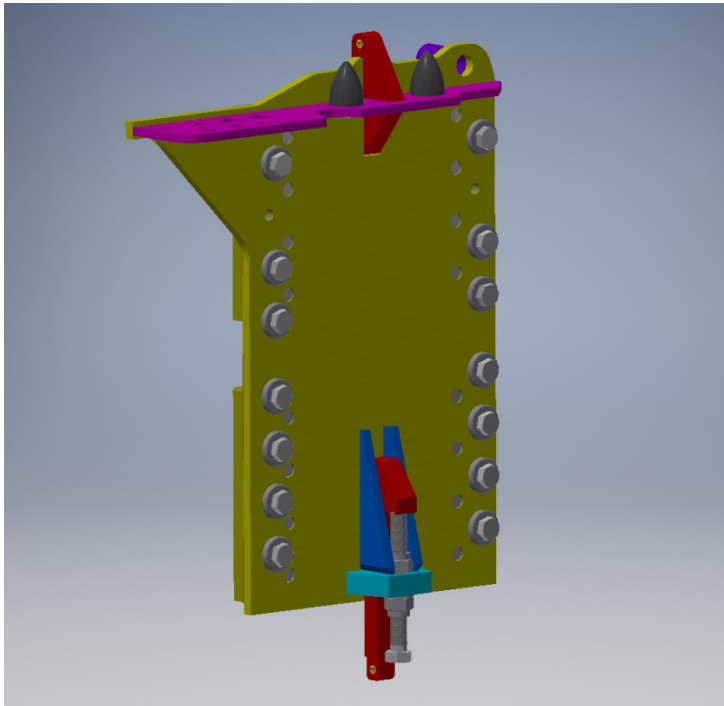
L-blocken har konstruerats med utgångspunkt i de som suttit på tidigare maskiner. En U-formad plastprofil monteras i dessa och schims används för att kunna justera glappet mellan mast och plastprofil när dessa slits, se figur 8-18. Plasten som använts i tidigare produkter har varit polyeten varför det anses fullgott även för denna maskin. På blockets ändar monteras stopp-plåtar som håller plastprofilen på plats i blocket.



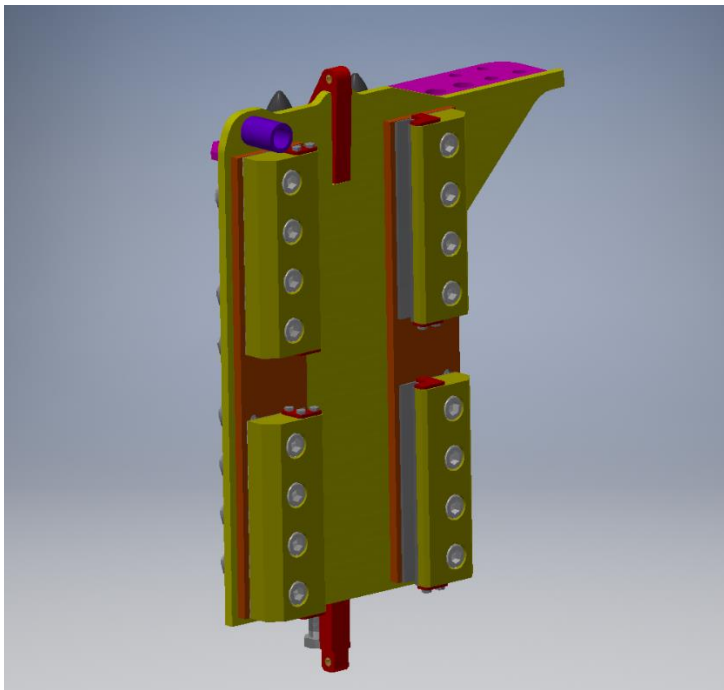
Figur 8-18 L-block

8.5 Släde

Släden har konstruerats för att bygga ut så lite som möjligt från masten, den är utformad för att passa både hydraulhammare och rotationsenhet. Släden består av en större plåt med påsvetsade förstärkningar vid infästning av L-block och hammare respektive rotationsenhet. En kedjespännare har konstruerats för montering på slädens nedre del där rätt kedjespänning kan uppnås lättåtkomligt, se figur 8-19 och 8-20. Kedjespännare och övre kedjefäste är konstruerat i Weldom 700 material för att tåla lastpåkänningarna från kedjan. Gummikuddar sitter monterade för att bromsa släden om den körs i övre ändläge.



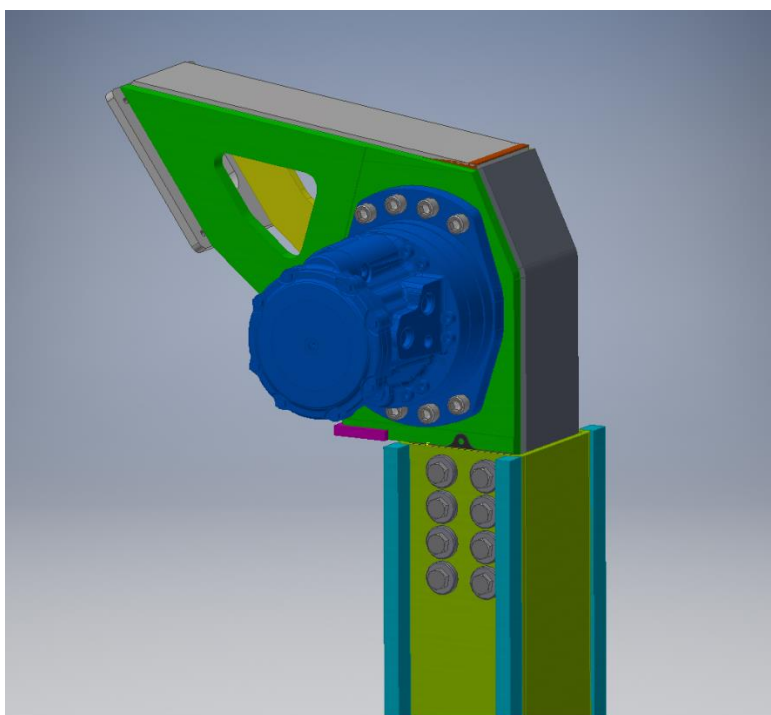
Figur 8-19 Släde framsida



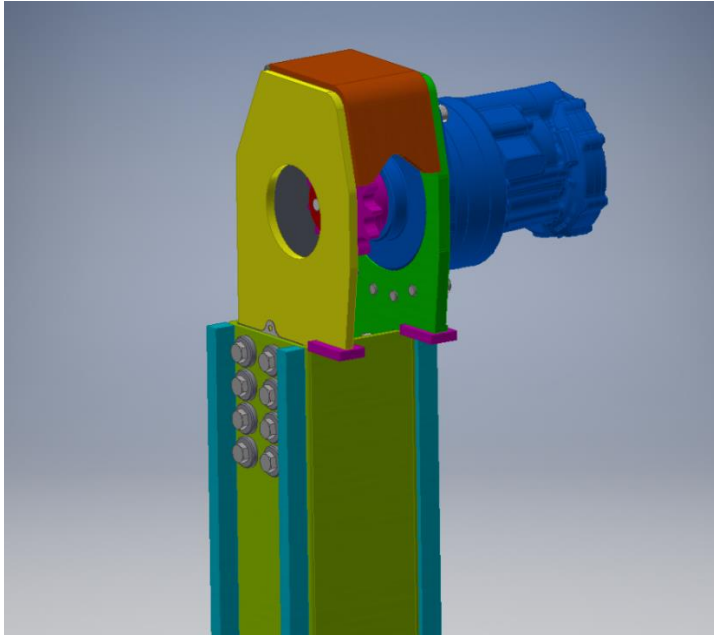
Figur 8-20 Släde baksida

8.6 Övriga detaljer

För övriga detaljer används vanligt konstruktionsstål i 355 kvalitet. Två olika matningshuvud har konstruerats beroende på om vinschen ska monteras i mastens topp som vid borrning eller på släden som vid arbete med endast hammare. Dessa matningshuvud är utbytbara genom ett skruvförband mot masten där schims placeras för att uppnå god kontakt. Ytan mot matningsmotorn är bearbetad för att säkerställa den planhet som motortillverkaren rekommenderar. Se figur 8-21 och 8-22 för matningshuvud med respektive utan fäste för vinsch.

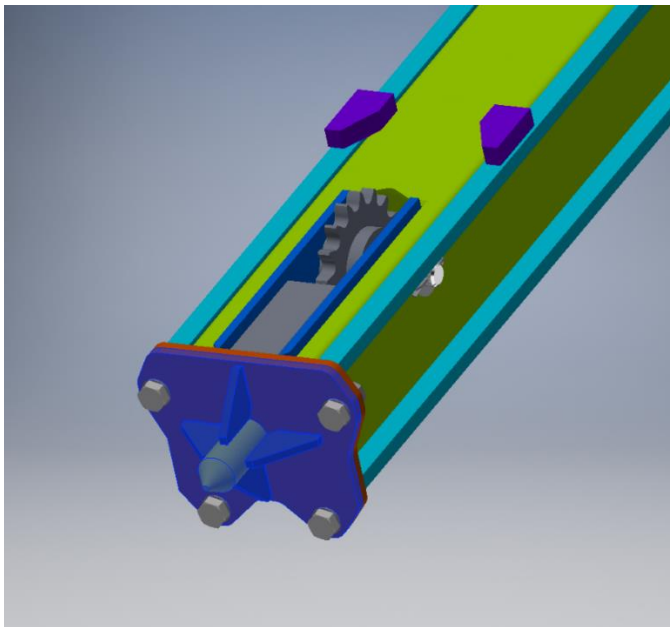


Figur 8-21 Matningshuvud med vinschfäste



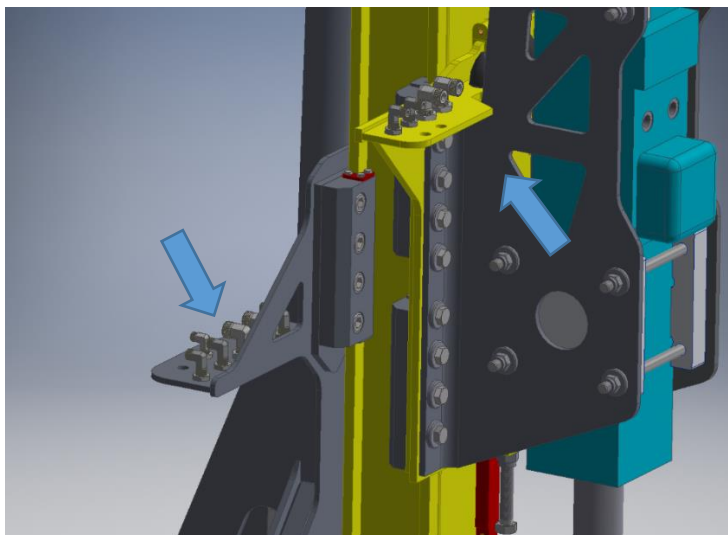
Figur 8-22 Matningshuvud utan vinschfäste

En utbytbar mastfot har konstruerats för möjligheten till anpassning mot det underlag kunden tänker bruka produkten, se figur 8-23.



Figur 8-23 Mastfot

För att hydraulslangarna som är kopplade till släden ska kunna följa denna dras de i en U-formad bana och hänger fritt mellan fästet i tiltled och släde, se figur 8-24 och 8-25.

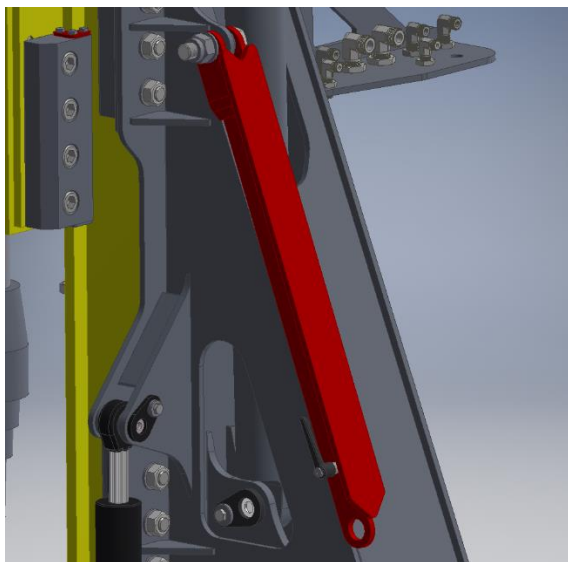


Figur 8-24 Fäste hydraulslangar



Figur 8-25 Slangdragning

Ett transportlås har tagits fram för att säkra mastens position i transportläge och avlasta bomcylindern, se figur 8-26 och 8-27.

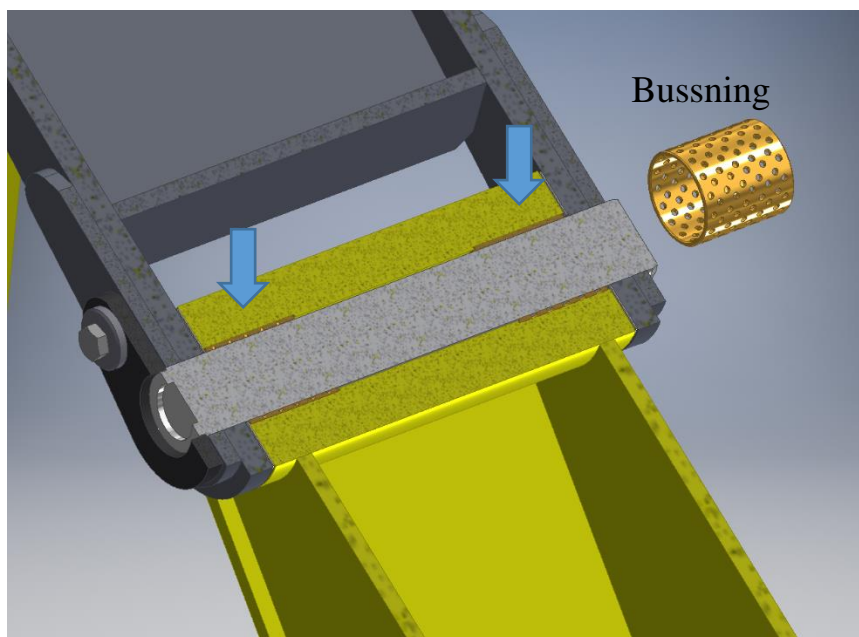


Figur 8-26 Transportlås



Figur 8-27 Transportlås

Samtliga leder har konstruerats med bearbetning eftersom tillräckligt höga toleranser inte kan hållas vid svetsoperationerna. De leder som är rörliga har konstruerats med bronsbussningar, schims och smörjnipllar, se figur 8-28.



Figur 8-28 Bussningar

8.7 Produktspecifikation

Den slutgiltiga specifikationen för maskinen har sammanställts enligt nedan. Specifikationerna för den slutgiltiga maskinen uppfyller målen på alla punkter och anses därför kunna konkurrera väl mot andra produkter på marknaden.

Tabell 8.2 Slutgiltig produktspecifikation.

<i>Egenskap</i>	<i>Enhet</i>	<i>Borr / Hammare</i>
Slaglängd	mm	4550
Matningskraft	kN	30
Uppdragningskraft	kN	30
Max matningshastighet	m/min	30
Pålningsvinkel sida	°	+/- 16
Pålningsvinkel fram	°	5
Transporthastighet	km/h	4,2
Dimensioner		
Totalvikt maskin	Kg	7290 / 7370
Totalvikt mast	Kg	1480 / 1560
Totallängd	mm	6420
Totalhöjd	mm	3020
Totalbredd	mm	2000
Vinsch		Ja
Radiostyrning		Ja

8.8 Slutgiltig kostnadskalkyl

En uppdaterad kalkyl tas fram där exakt materialåtgång och pris för inköpta komponenter har använts. Tillverkningstimmar och montering har även justerats något efter att konstruktionen färdigställts. Den nya totalkostnaden har stigit drygt 2 % från den preliminära vilket anses bra.

Tabell 8.3 Slutgiltig kostnadskalkyl.

<i>Detalj</i>	<i>Material (enhet)</i>	<i>Tillverkning (h)</i>	<i>Montering (h)</i>
Bom	150	32	8
Mast	476	40	8
Mastinfästning	275	45	16
Släde	138	35	4
Mastcylinder	563	-	2
Bomcylinder	313	-	2
Tiltcylinder	438	-	2
Axlar	375	-	1
Vinsch & vajer	1194	8	8
Matningsmotor	1236	8	8
Kedja	923	-	4
Slang	625	-	40
Hammare	5625	-	4
Radio	5000	-	55
Ventiler	3250	-	4
Målning	188	-	10
Övrigt	2188	30	40
Summa	22957	198	216
		36 pris/h	36 pris/h
	22957	7 128	7 776
Total (prisenheter)		37 900	

9 Beräkning

De viktigaste beräkningar som utförts under projektets gång presenteras här. Övriga beräkningar presenteras i bilagor och refereras därifrån.

9.1 Handberäkning

Ett antal beräkningar har utförts vid dimensionering av maskinens delsystem och val av komponenter. Resultaten visar att samtliga skruvförband har en rejält tilltagen säkerhetsfaktor, den extra trygghet detta ger anses överväga den marginellt högre kostnaden och vikten jämfört med mindre skruvar. De L-block som tagit fram till mastinfästning och styrning av släden är dimensionerade för att tåla de laster som uppstår utan problem. Axlarna som används i leder och infästningar av cylindrar bedöms alla som väl dimensionerade för applikationen.

9.1.1 Skruvförband matarhuvud

Beräkning av skruvförband mellan matarhuvud och mast-profil. Se figur 9-1.

Uppdragarkraft:

$$F_U = 30000N$$

Antal skruvar:

$$A = 16st$$

Friktionskoefficient:

$$\mu = 0,15$$

Förspänning skruv M16:

$$F_F = 65000N$$

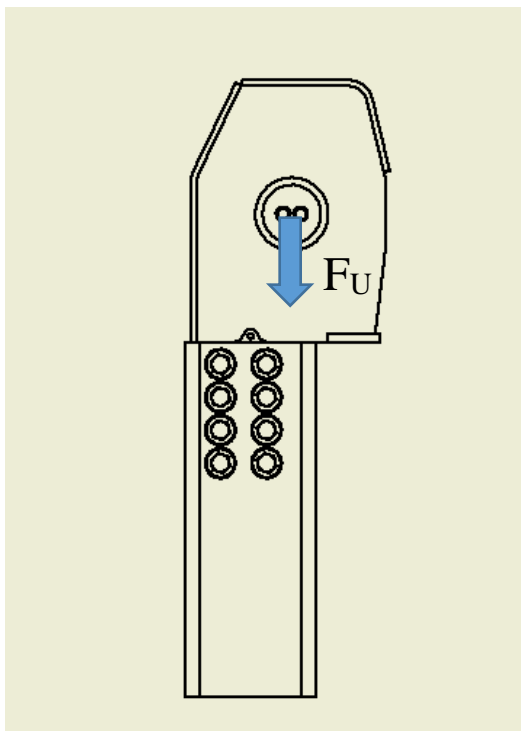
[15]

Total statisk friktionskraft:

$$F_{\mu} = A \cdot F_F \cdot \mu = 156000N$$

Säkerhetsfaktor mot glidning:

$$S = \frac{F_{\mu}}{F_U} = 5,2$$



Figur 9-1 Frilägning matarhuvud

9.1.2 Skruvförband infästning rotation

Uppdragarkraft:

$$F_U = 30000N$$

Antal skruvar:

$$A = 14st$$

Friktionskoefficient:

$$\mu = 0,15$$

Förspänning skruv M20:

$$F_F = 102000N$$

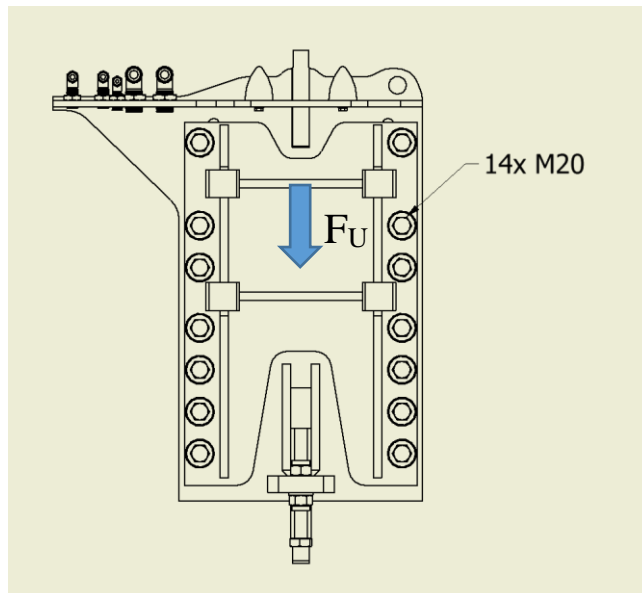
[15]

Total statisk friktionskraft:

$$F_\mu = A \cdot F_F \cdot \mu = 214200N$$

Säkerhetsfaktor mot glidning:

$$S = \frac{F_\mu}{F_U} = 7,1$$



Figur 9-2 Frilägning rotationsinfästning

9.1.3 Skruvförband infästning hammare

Matningskraft:

$$F_M = 30000N$$

Antal skruvar:

$$A = 16st$$

Friktionskoefficient:

$$\mu = 0,15$$

Förspänning skruv M20:

$$F_F = 102000N$$

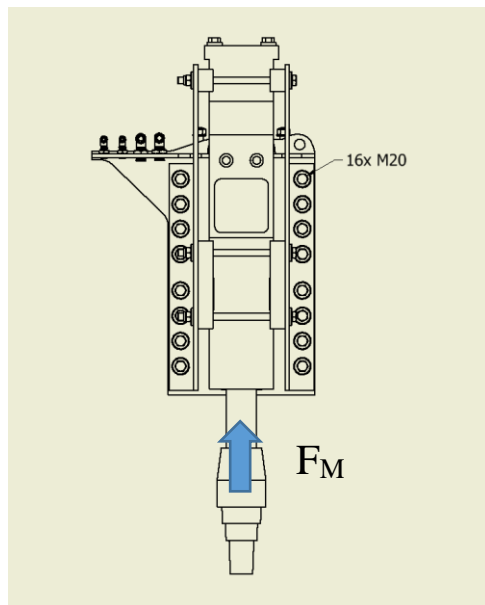
[15]

Total statisk friktionskraft:

$$F_\mu = A \cdot F_F \cdot \mu = 244800N$$

Säkerhetsfaktor mot glidning:

$$S = \frac{F_\mu}{F_M} = 7,2$$



Figur 9-3 Frilägning hammarinfästning

9.1.4 L-block

Momentjämvikt kring punkt P. Förutsätter att L-blocket uppträder som en stel kropp där hela reaktionskraften samlas kring punkten P.

Förspänning skruv M24:

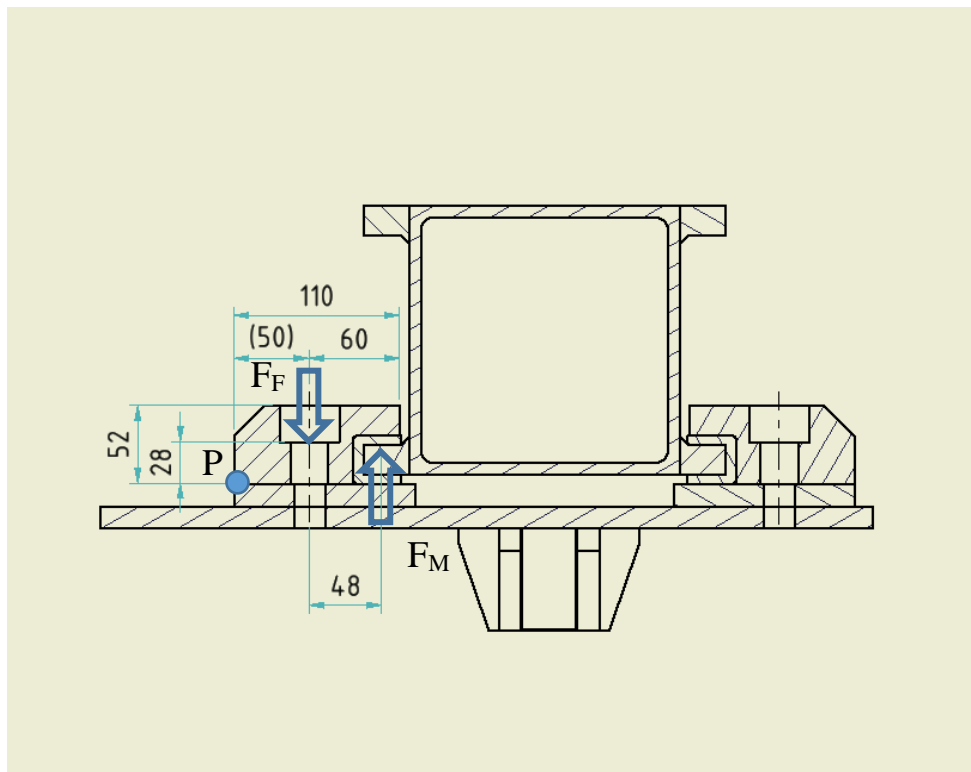
$$F_F = 181000N \quad [15]$$

Antal skruvar:

$$A = 4st$$

Max tillåten kraft från mast på L-block:

$$F_{Mast} = A \cdot F_F \cdot \frac{0,05}{0,098} = 362000N$$



Figur 9-4 Friläggning L-block

Kraft mellan L-block och mast vid arbete med borrhotation.

Antagande att kraften från rotationsmomentet fördelas jämnt mellan de fyra L-blocken och fördelas jämnt över glidplasten i varje L-block.

Matningskraft nominell:

$$F_M = 10000N$$

Uppdragningskraft:

$$F_U = 30000N$$

Kraft på L-block matning:

$$F_{MastM} = 0,5 \cdot F_M \cdot \frac{0,323}{700 - 300} = 4040N$$

Tryck över plastlager matning:

$$\sigma_M = \frac{F_{MastM}}{h \cdot b} = \frac{F_{MastM}}{300 \cdot 23} = 0,59MPa$$

Kraft på L-block uppdragning:

$$F_{MastU} = 0,5 \cdot F_U \cdot \frac{0,323}{700 - 300} = 12110N$$

Tryck över plastlager uppdragning:

$$\sigma_U = \frac{F_{MastU}}{h \cdot b} = \frac{F_{MastU}}{300 \cdot 23} = 1,76MPa$$

Rotationsmoment:

$$M_{Rot} = 10100Nm$$

Kraft på L-block rotationsmoment:

$$F_{MastRot} = 0,5 \cdot \frac{M_{Rot}}{0,24 - 0,03} = 24050N$$

Tryck över plastlager rotationsmoment:

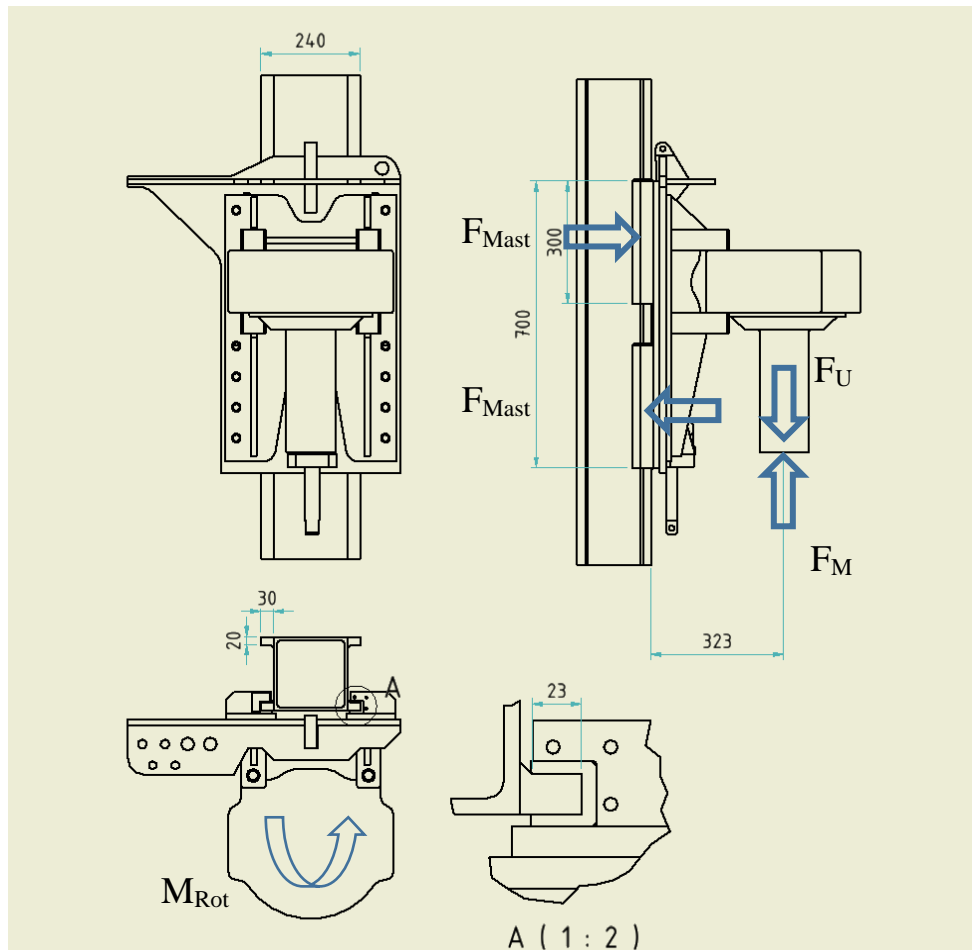
$$\sigma_{Rot} = \frac{F_{MastRot}}{h \cdot b} = \frac{F_{MastM}}{300 \cdot 23} = 3,49 MPa$$

Kraft på L-block matning och rotationsmoment:

$$F_{MastRot+M} = F_{MastM} + F_{MastRot} = 28090 N$$

Tryck över plastlager matning och rotationsmoment:

$$\sigma_{MastRot+M} = \frac{F_{MastRot+M}}{h \cdot b} = \frac{F_{MastRot+M}}{300 \cdot 23} = 4,07 MPa$$



Figur 9-5 Friläggning släde

Kraft mellan L-block och mast vid mastinfästning.

Uppdragningskraft:

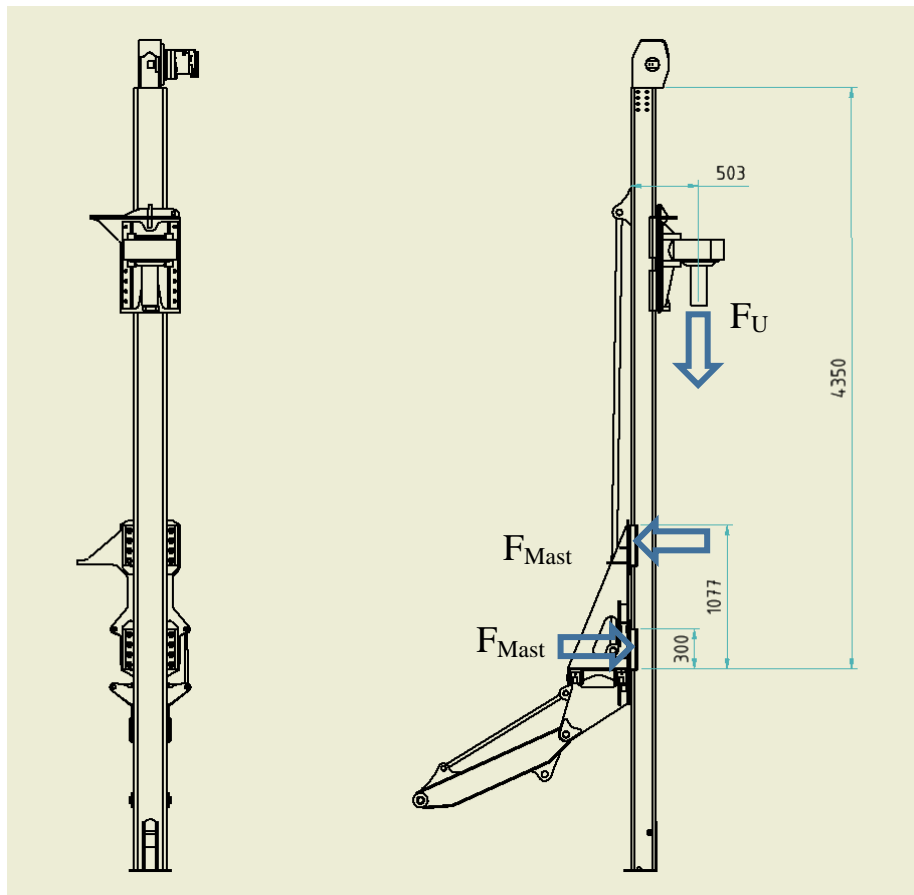
$$F_U = 30000N$$

Kraft på L-block uppdragning:

$$F_{MastU} = 0,5 \cdot F_U \cdot \frac{0,503}{1077 - 300} = 9710N$$

Tryck över plastlager uppdragning:

$$\sigma_U = \frac{F_{MastU}}{h \cdot b} = \frac{F_{MastU}}{300 \cdot 23} = 1,41MPa$$



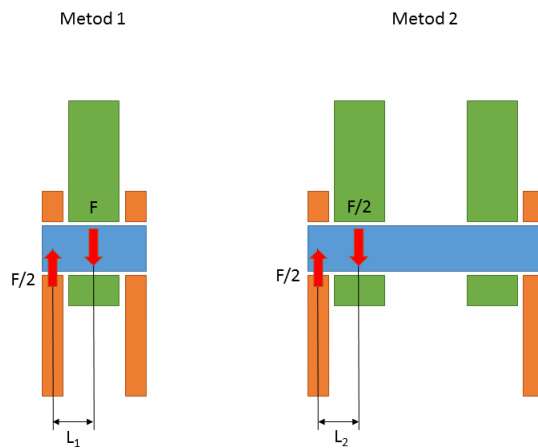
Figur 9-6 Friläggning mast

9.1.5 Axlar

För att beräkna spänningar i axlar, öron och bussningar utförs två olika sorters friläggningar, se figur 9-7.

Metod 1, kort axel en bussning. Ett böj-moment uppstår från kraften F och hävarmen L_1 . Används till de korta axlar som har en stor led i mitten.

Metod 2, lång axel två bussningar. Ett böj-moment uppstår från kraften F och hävarmen L_2 . Används till den längre axeln i bommens övre del som har två bussningar i mitten.



Figur 9-7 Friläggning axelberäkning

Böjmotstånd runt tvärsnitt:

$$W_b = \frac{\pi d^3}{32}$$

Böjmoment:

$$M_b = \frac{LF}{2}$$

Böjspänning:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{16LF}{\pi d^3}$$

Skjuvspänning:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{d^2 \pi}{4}}$$

Effektivspänning von Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_x \sigma_z - \sigma_y \sigma_z + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{xz}^2 + 3\tau_{yz}^2}$$

Tabell 9.1 Beräkning axlar.

<i>Axel</i>	<i>Kraft (N)</i>	<i>Material axel</i>	<i>Sträckgräns axel (MPa)</i>	<i>Ø (mm)</i>	<i>Längd L (mm)</i>	<i>Tvårsnittsarea (mm²)</i>	<i>Skjuvspänning (MPa)</i>	<i>Böjspänning (Mpa)</i>	<i>Effektivspänning (MPa)</i>	<i>Säkerhetsfaktor</i>
Bom nedre, Volvo	217510	-	-	50	-	-	-	-	-	-
Bom övre	118124	SS2225	450	50	45,5	1963,50	30,08	219,0	225,1	2,00
Bomcylinder	118124	SS2244	650	40	34,5	1256,64	47,00	324,3	334,4	1,94
Mastcylinder	40998	SS2225	450	40	30,5	1256,64	16,31	99,5	103,4	4,35
Tiltcylinder	73255	SS2225	600	30	29,5	706,86	51,82	407,6	417,4	1,44
Bomstag övre	217510	SS2244	650	50	59,5	1963,50	55,39	527,3	536,0	1,21
Tiltled	93813	SS2225	450	50	44,5	1963,50	23,89	170,1	175,1	2,57
Kedjehjul nedre	30000	SS2225	600	30	47	706,86	21,22	266,0	268,	2,23

Anmärkning: Uppgifter för axel bom nedre saknas.

Tabell 9.2 Beräkning axlar, öron.

<i>Axel</i>	<i>Bredd öra (mm)</i>	<i>Sträckgräns öra (MPa)</i>	<i>Hålkantstryck öra (MPa)</i>	<i>Säkerhetsfaktor</i>	<i>Bredd bussning (mm)</i>	<i>Hålkantstryck bussning (MPa)</i>	<i>Anmärkning</i>
Bom nedre	42	355	51,79	6,85	60	36,25	
Bom övre	25	355	47,25	7,51	60	19,69	
Bomcylinder	25	355	59,06	6,01			
Mastcylinder	15	355	34,17	10,39			
Tiltcylinder	18	355	67,83	5,23			
Bomstag övre	35	355	62,15	5,71			
Tiltled	15	355	62,54	5,68	60	31,27	
Kedjehjul nedre	12	355	41,67	8,52			

Vid beräkningen har maximal tryckande kraft använts för hydraulcylindrarna som lasten F. För bomstag har kraften tagits fram vid maximal uppdragningskraft. Kraften vid axel bom övre är en reaktionskraft från bomcylinder vid resning av masten. Belastningen av axlarna för tiltleden är en summa av uppdragarkraft, mastens tyngd och fullt rotationsmoment. För kedjehjul nedre har maximal matningskraft ansatts.

Anledningen till att axeln ”bom nedre” inte har något material angivet är för att denna sitter på maskinen från Volvo och material är därför okänt. Material för resterande axlar har valts efter de krafter som verkar på dem. Av axlarna kan utläsas att några har en något lägre säkerhetsfaktor, bomstag övre och tiltcylinder. Trots detta bedöms att axlarna kommer hålla. Vid beräkning av böjspänning har en modell använts där axlarna tillåts böjas fritt mellan öron och bussning. I verkligheten kommer öron och bussning stödja axeln så att böjning delvis hindras och böjspänningen blir lägre. För tiltcylindrarna har beräkningen utförts med maximal cylinderkraft, denna bör dock begränsas hydrauliskt för att minska påkänningar i maskinen och axlarna.

Öronen har dimensionerats för att hålla hålkantstrycket under 70 MPa vilket skapar goda marginaler. Breda bronsbussningar har valts vilket gör att trycket i dessa ligger runt 30 MPa vilket är under tillverkarens rekommendationer.

9.1.6 Stabilitet

Stabiliteten för den slutgiltiga konstruktionen har räknats ut med utrustningen positionerad enligt figur 9-8 på plan mark och masten riktad tvärs larvbanden.

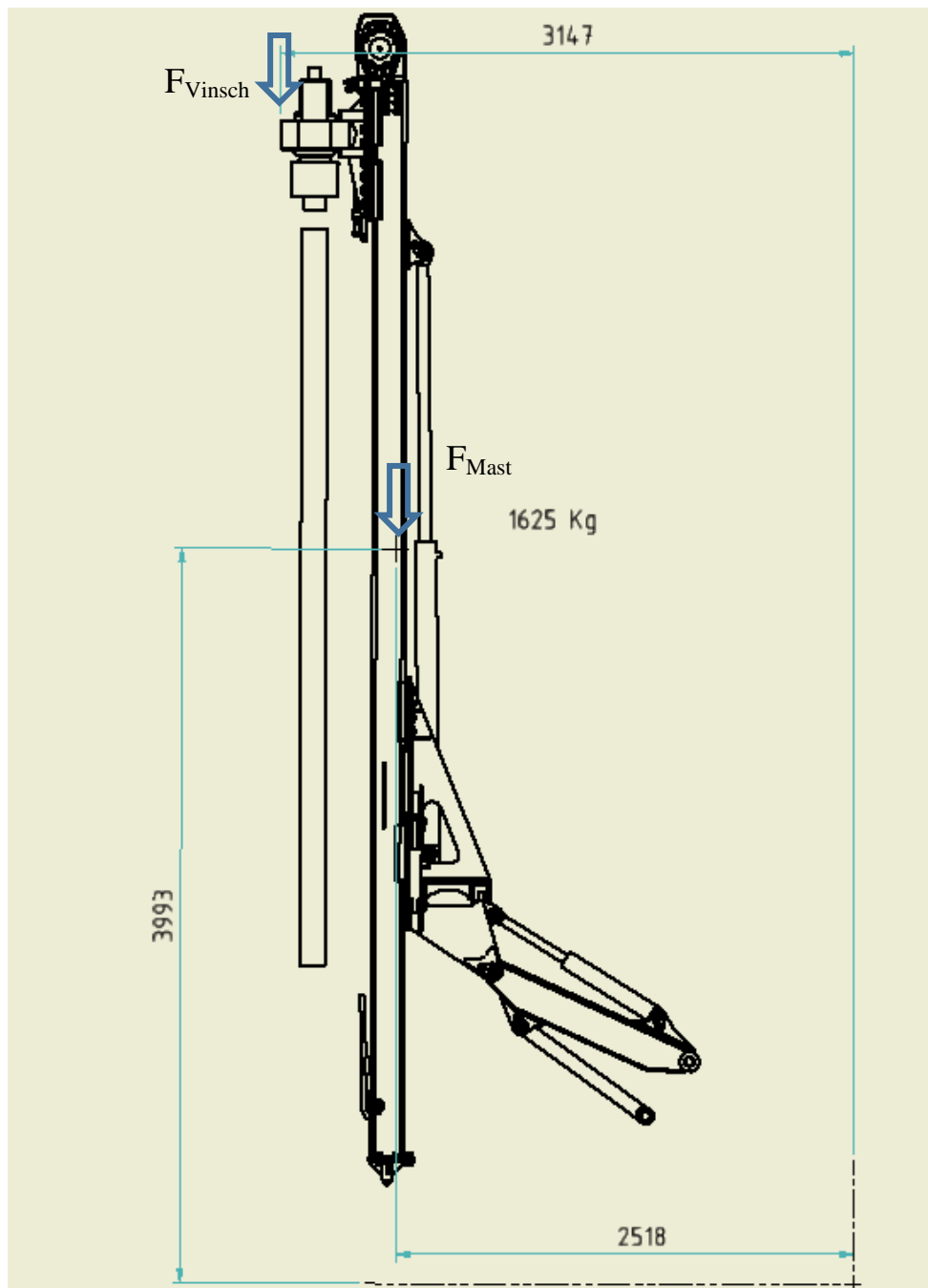
Standarden kräver att maskinen ska kunna köras på ett underlag med 8 graders lutning med fälld mast och 5 graders lutning med rest mast [2]. Ett antal beräkningar har utförts under arbetets gång för att kontrollera att detta är möjligt. Fullständiga beräkningar har dock inte utförts för den slutgiltiga konstruktionen.

Stabiliteten har räknats fram på samma sätt som tidigare genom att utgå från lyftkapaciteten i grävmaskinens grävarm. Detta har sedan räknats om till ett moment kring tippkanten. När momentet från pålningsutrustningens tyngdpunkt subtraheras från detta återstår ett moment som räcker för att lyfta en last av 630 kg i vinschens position vilket motsvarar 75 % av tipplasten.

Tabell 9.3 Stabilitetsberäkning slutgiltig konstruktion.

<i>Ordinarie grävarm fullt utsträckt</i>			<i>Enhet</i>
Maskincentrum-bominfästning	m	0,75	
Maskincentrum-tippkant	m	0,845	
Bom vikt	Kg	300	
Bom TP – bominfästning	m	1,5	
Skaft vikt	Kg	180	
Skaft TP - bominfästning	m	3,66	
Stabilitet	Vikt (Kg)	Avstånd till tippkant (m)	Moment kring tippkant (Kgm)
Last 75 %	560	4,35	2436
Last 100 %	747	4,35	3244
Bom	300	1,41	423
Skaft	180	3,56	641
Maskinstabilitet			4308
Lyftkapacitet vinsch 75 %	Kg	630	

Anmärkning: TP: Tyngdpunkt.



Figur 9-8 Frilægning stabilitet

9.2 FEM-Analys

Tio olika lastfall har tagits fram för att motsvara de påkänningar som uppstår vid arbete med maskinen. Se tabell 9.4.

De lastfall, modeller, randvillkor som utnyttjats presenteras tillsammans med resultat i bilaga B.3.

Tabell 9.4 Lastfall.

<i>Lastfall</i>	<i>Last</i>	<i>Typ</i>	<i>Strukturdel</i>
A1 Borring nedåt, max matningskraft	30000 N	S	Komplett mast, matningshuvud, släde, hammarfäste
A2 Borring nedåt, max rotationsmoment	10 100 Nm	U	Komplett mast, släde
A3 Borring nedåt, normal matningskraft + max rotationsmoment	10000 N, 10 100 Nm	U	Komplett mast, släde
B1 Uppdragning, max uppdragningskraft	30000 N, TK	S	Komplett mast, matningshuvud, släde, bomstag
C1 Dynamisk kraft mast, masttopp sida, egentyngd	7685 N, TK	S	Komplett mast
C2 Dynamisk kraft mast, masttopp framåt, egentyngd	6711 N, TK	S	Komplett mast
C3 Dynamisk kraft mast, mastfot, egentyngd	24010 N, TK	S	Komplett mast
D1 Resning mast, max cylinderkraft	118124 N, TK	S	Tiltled, bom
E1 Mastförskjutning, max cylinderkraft	40998 N	S	Cylinderinfästning mast
F2 Lyft i vinsch	5000 N	S	Vinschfäste hammare, vinschfäste rotation

Anmärkning: TK: tyngdkraft, S: statiskt, U: utmattning.

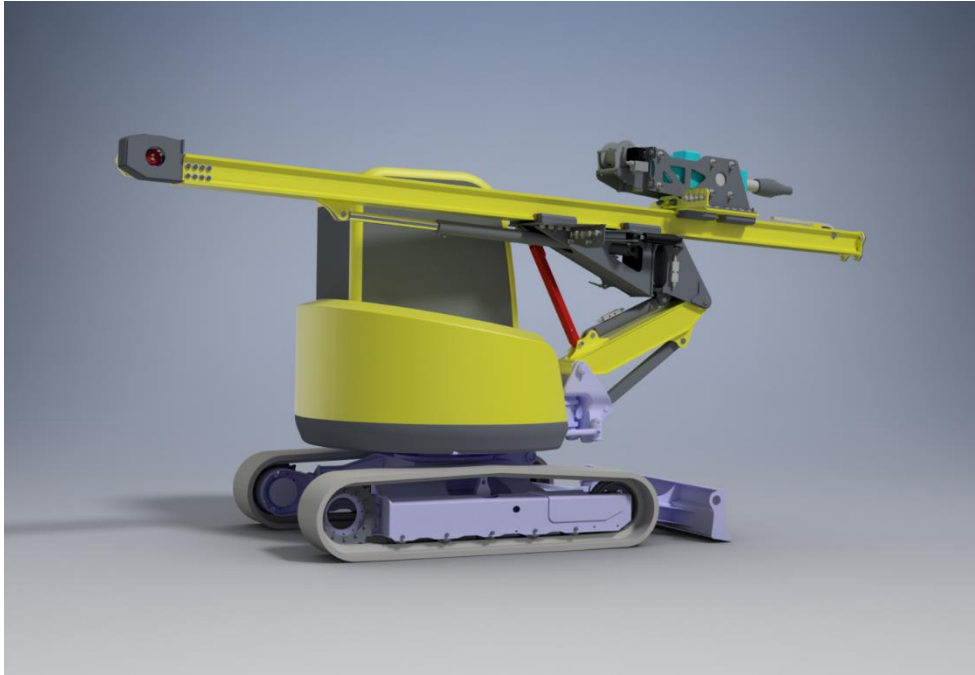
Resultatet av analyserna visar att spänningarna fördelas på ett bra sätt i strukturen och spänningsnivåerna ligger under de gränser som satts vid dimensioneringen.

10 Slutgiltigt resultat

Som tidigare nämnts räcker inte projektets tid för att ta fram samtliga ritningar för tillverkning. Endast en sammanställningsritning har gjorts, se bilaga C.1 Nedan presenteras maskinen i arbetsläge och transportläge med hydraulhammare och rotationsenhet, se figur 10-1 till 10-4.



Figur 10-1 Arbetsläge hammare



Figur 10-2 Transportläge hammare



Figur 10-3 Arbetsläge rotation



Figur 10-4 Transportlage rotation

11 Diskussion och slutsats

Nedan samlas tankar om resultatet och arbetets som genomförts analyseras.

Den utvecklingsmetodik Ulrich och Eppinger tagit fram [1] har övergripande följts relativt väl. Svårigheter i början av projektet har varit att bestämma vilken typ av maskin marknaden efterfrågar. Anledningar är bland annat att utvecklingen på detta område ofta följer en process där kunden kommer med en efterfrågan och projektet till stor del styrs av kundens önskemål. En annan anledning är det har varit svårt att samla in marknadens efterfrågan och kundbehov. De företag som verkar inom grundläggning i Sverige kontaktades men endast en kontakt svarade vilket gjort marknadsundersökningen väldigt ensidig. Detta tros inte vara något större problem då maskinen i helhet är likvärdig de produkter som existerar på marknaden.

Ulrich och Eppinger har tagit fram metoder för att utvärdera koncept med hjälp av bland annat poängsättningsmatriser. Detta har inte ansetts rimligt vid jämförelse av lösningsförslag för detta projekt utan val av koncept har gjorts med andra metoder. Fördelar har vägts mot nackdelar och egenskaper för de olika koncepten har jämförts där det är möjligt vilket har visat sig fungera bra.

Den tidsplan som togs fram i början av projektet har följts väl vilket gjort att arbetet blivit färdigt på den utsatta tidpunkten.

Många olika koncept med varierande lösningar har tagits fram för både maskinen som helhet men även delproblem. I flera fall har mycket tid lagts på att utveckla nya koncept men att problemen till slut lösts på ett liknande sätt som befintliga maskiner. Detta har dock lett till att mycket ny kunskap har vunnits.

Syftet och målet med projektet har varit att dels öka kunskapen inom företaget på området pålningsmaskiner men såklart även att ta fram en produkt att erbjuda marknaden. Denna produkt ska kunna konkurrera kostnadsmässigt mot andra maskiner inom området. Dessa mål kan anses uppfyllda i och med att en komplett maskin tagits fram. Hur den förhåller sig prismässigt till andra maskiner har varit svårt att utvärdera då dessa priser är svåra att få tag på. Marknadsavdelningen på företaget har därför studerat kostnadskalkylerna och kan anse att den förhåller sig bra i pris med den långa erfarenhet de har. Ett delmål har varit att göra maskinen robust, detta kan anses uppfyllt eftersom konstruktionen är framtagen med strävan att hålla antalet detaljer och komponenter lågt. De komponenter som används kommer från kända leverantörer och de lösningar som tagits fram kan anses väl beprövade sedan tidigare.

De krafter som använts vid FE-beräkningarna är teoretisk framtagna men ska förhålla sig väl till verkligheten. De enda beräkningar som bygger på flera antagande är de för att ta fram krafter vid körning av maskinen på ojämnt underlag. Resultatet från dessa beräkningar visar på spänningsnivåer som understiger kraven. För att säkerställa att konstruktionen inte överbelastas bör dock chockventilerna till tiltcylindrar ställas in så att inga högre krafter uppstår än de som använts vid beräkningarna. Vid utmattningslastfallen är spänningsvidden dimensionerande, vid analyserna har dock endast maximal von Mises spänning undersökts. Eftersom lasten inte växlar mellan positiv/negativ bör detta dock motsvara den spänningsvidd som uppstår.

Ett önskemål har från början varit att utrustningen ska kunna bäras i grävvarmen på en större grävmaskin. Ingen utförlig studie har gjorts för detta men ses som fullt möjligt genom att endast ta fram ett nytt fäste.

Förhoppningsvis visar marknaden sitt intresse så maskinen kan tas i produktion så tidigt som möjligt.

12 Rekommendationer

När utrustningen tas i produktion bör ett antal moment genomföras. Det första steget är anpassningar när kund lägger en order. Beroende på hur kunden vill konfigurera den specifika maskinen måste hänsyn tas till exempelvis komponentspecifikationer. Om kunder önskar möjlighet att logga arbetet kräver detta att matningsmotorn är konfigurerad med anslutning för hastighetssensor. Vissa komponenter som är mer allmänna kan beställas från flera leverantörer. Ett exempel är hydraulcylindrar där de inritade i cad-modellen är framtagna efter specifikationer från leverantören Stacke. I samband med att cylindrar beställs bör därför till exempel infästningarna i utrustningen kontrolleras för att passa just de cylindrar som ska användas.

För plastprofilerna i L-blocken har samma material valts som för tidigare maskiner. I samband med att dessa beställs bör även möjligheten ses över om alternativa material med bättre egenskaper finns tillgängliga.

När maskinen produceras i ett första exemplar bör slangdragning och andra detaljer dokumenteras. Dessa lösningar som faller ut naturligt vid tillverkan av den första produkten bör dokumenteras för att kunna anpassa konstruktionen med till exempel slangfästen även i tillverkningsunderlag.

Det är även lämpligt att utföra stabilitetsberäkningar och lyftdiagram för vinschen tas fram när vikten av den kompletta masten är fastställd.

Referenslista

- [1] Karl T. Ulrich University of Pennsylvania and Steven D. Eppinger Massachusetts Institute of Technology, (2008). Product Design and Development (5 uppl.). Lund, Sverige.
- [2] Swedish Standard Institute (SIS). (2014). Borrnings- och grundläggningsutrustning – Allmänna krav (SS-EN 16228-1)
- [3] Ruukki. (2012). Ruukki RR pålar. Hämtad 11 mars från http://www1.ruukki.se/~ /media/Sweden/Files/Infra/Steel%20piles%20brochures/Ruukki_RR-och-RRs-palar.pdf
- [4] Ruukki. (2012). Ruukki RD pålar. Hämtad 11 mars från http://www1.ruukki.se/~ /media/Sweden/Files/Infra/Steel%20piles%20brochures/Ruukki_RD-och-RDs-palar.pdf
- [5] Klemm. (2015). Klemm KA 140. Hämtad 1 april från https://www.klemm-bohrtechnik.de/fileadmin/templates/img/content/produkte/Anbausysteme/KA_140_162_202_Kurz.pdf
- [6] Klemm. Klemm sortiment. Hämtad 1 april från <https://www.klemm-bohrtechnik.de/products/drill-rigs/?L=1>
- [7] SPD AB. DM 55. Hämtad 1 april från <http://www.spd.se/sv/maskiner-och-reservdelar/dm55-2>
- [8] SPD AB. DT85. Hämtad 1 april från <http://spd-india.com/p1.html>
- [9] TEI. MME. Hämtad 1 april från http://www.ddequip.co.za/products/download_pdf/TEI-MME-Brochure/product_pdf_1386734054.pdf

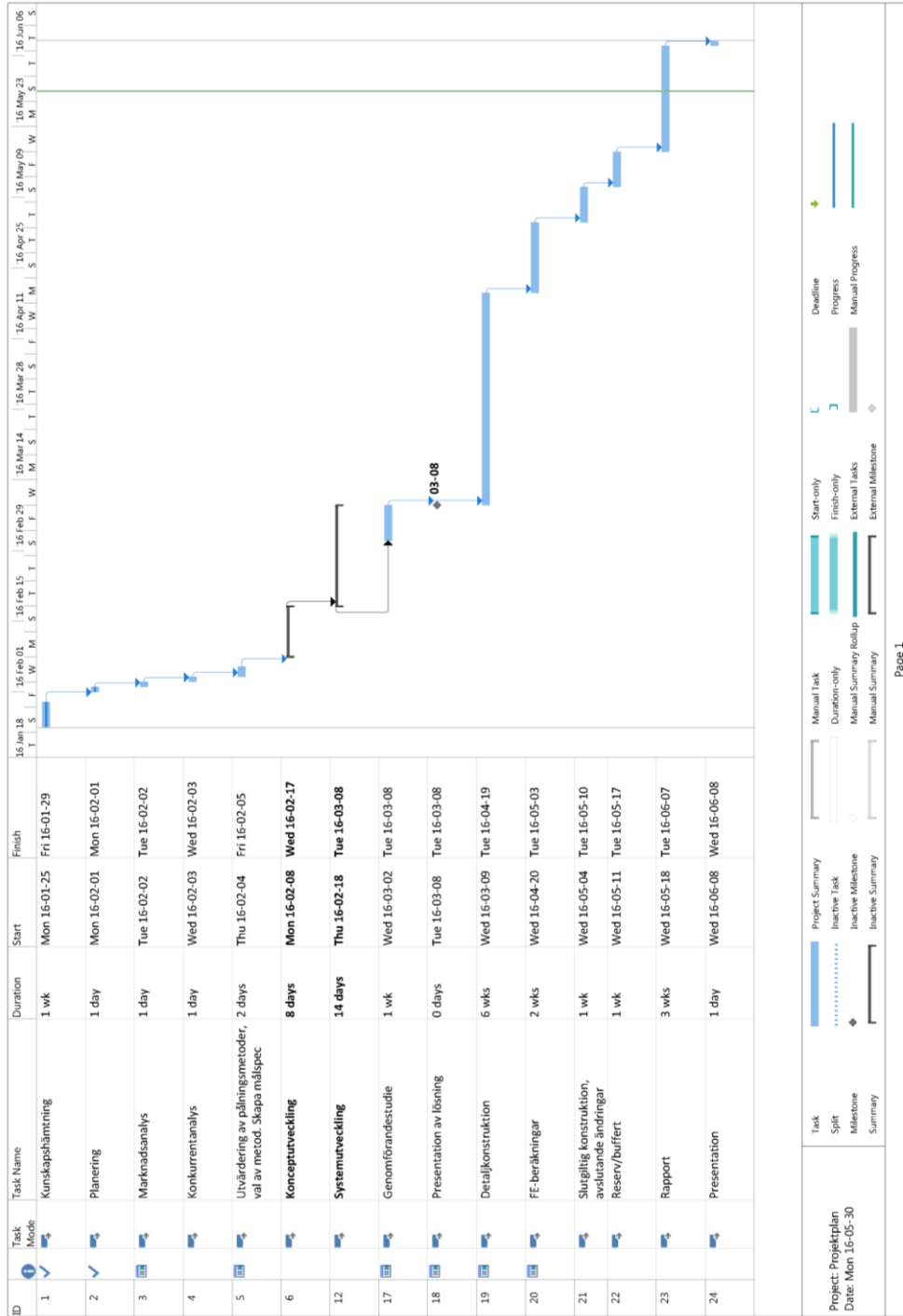
- [10] Wimmer. AB1000. Hämtad 1 april från
http://www.avesco.ch/fileadmin/Dokumente/Bautechnik/Wimmer/Wimmer_Web.pdf
- [11] Volvo. (2008). Broschyr Volvo EC55C. Hämtad 1 juni från
http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/compact%20excavators/EC55C_Brochure_SW_12_A_100_3879.pdf
- [12] Volvo. (2015). Broschyr Volvo ECR58D. Hämtad 1 juni från
http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/compact%20excavators/Brochure_ECR58D_SV_12_20036857_D_2015.01.pdf
- [13] Volvo. (2015). Broschyr Volvo ECR88D. Hämtad 1 juni från
http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/compact%20excavators/Brochure_ECR88D_SV_12_20036859_E_2015.01.pdf
- [14] Jens-s transmissioner. (2015). Prisbok. Hämtad 1 juni från
<http://www.jens-s.se/media/86596/PRISBOK-2015-SE.pdf>
- [15] Bulten. (1999). Bultens teknikhandbok. Hämtad 1 maj från
http://www.exx.se/techinfo/docs/bultens_teknikhandbok.pdf

Bilaga A Planering

A.1 Tidsplan

En tidsplan upprättades i projektets uppstartsfas. Arbetet fördelades därefter så tidsplanen följdes mycket bra vilket gjorde att slutdatum kunde hållas. Se Gantt-schema nedan.

Hela konstruktionsarbetet har utförts självständigt men många diskussioner har förts mot handledaren på företaget för att ta tillvara på den kunskap som funnits och skapa en maskin som företaget känner att de kan stå bakom. Eftersom marknaden har varit svår att undersöka har en del frågor istället riktats mot erfaren personal på företaget.



Bilaga B Beräkningar

B.1 Analys böjmotstånd mastprofiler

<i>Mast</i>	<i>Area (mm²)</i>	<i>Böjmotstånd kring axel --- (mm⁴ 10⁶)</i>	<i>Böjmotstånd kring axel / (mm⁴ 10⁶)</i>
1 Ø220x6	7086	29,9	67,5
2 Ø160x6	6798	81,5	18,2
3 VKR180x180x8	6940	36,85	42,45
4 IPE220	6674	55,44	24,29
5 HEB160	7033	27,33	13,24
6 HEM100	6924	12,28	5,26
7 UPE200	7080	45,83	29,38
8 T70x70	7000	85,60	67,13
9 K313	7020	30,81	9,91

B.2 Hydraulcylindrar

För att beräkna flöde till cylinder:

$$Flöde = \frac{60 \cdot D^2 \cdot \pi \cdot sl}{4 \cdot 1000000 \cdot t} \text{ Liter/min}$$

Där sl betecknar slaglängden, D cylinderdiameter och t tiden för fullt slag.

De krafter som använts vid beräkning av cylindrar är:

<i>Kraft</i>	<i>Beteckning</i>	<i>(N)</i>
Tyngd hammare/rotation	F _H	4615
Tyngd mast	F _M	6383
Maskintyngd	F _{TP}	56956
Uppdragarkraft	F _{PU}	30000

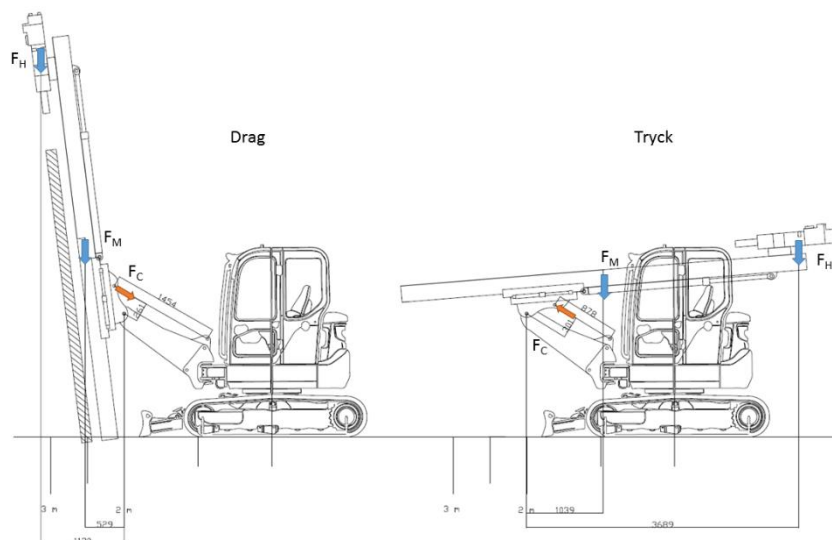
Bomcylinder. Uppskattad tid för resning 8 sekunder vilket ger ett flöde på 17 l/min.

Kraft tryckande:

$$F_C = \frac{F_H \cdot 3,689 + F_M \cdot 1,039}{0,301} = 78598N$$

Kraft dragande:

$$F_C = \frac{F_H \cdot 1,13 + F_M \cdot 0,529}{0,261} = 32920N$$



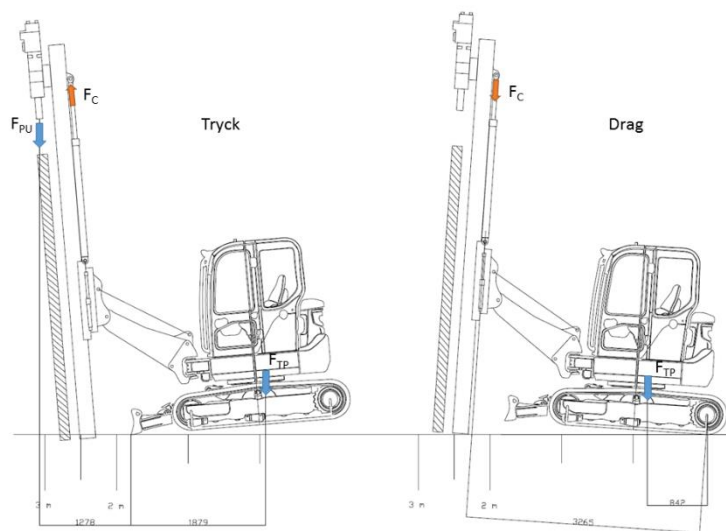
Mastförskjutningscylinder. Uppskattad tid fullt slag 15 sekunder vilket ger ett flöde på 30 l/min.

Kraft tryckande:

$$F_C = F_{PU} + F_H + F_M = 40998N$$

Kraft dragande:

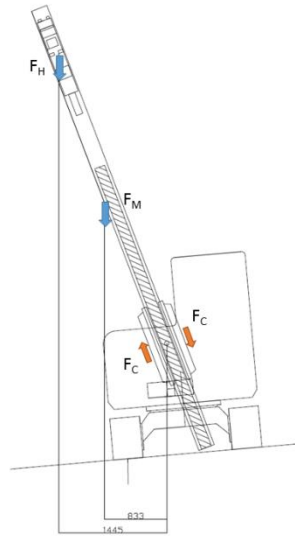
$$F_C = \frac{F_{TP} \cdot 0,842}{3,265} = 14688N$$



Tiltcylindrar. Uppskattad tid för fullt slag 8 sekunder vilket ger ett flöde på 3,5 l/min.

Kraft tryckande ensam cylinder:

$$F_C = \frac{F_H \cdot 1,445 + F_M \cdot 0,833}{0,25} = 47945 N$$



B.3 FE-beräkning

Sammanfattning.

Beräkningar har utförts under konstruktionsarbetet av grundläggningsskivorna för slagna och borrade stålrörspålar, baserad på grävmaskin Volvo ECR58D.

Beräkningarna har utförts för att avspegla de driftsfall som anses vara dimensionerande för pålningsutrustningen. Statiska lastfall har tagits fram, dessa redovisas med resultat och kommentarer. Ett utmattningsfall har även analyserats.

Tio separata lastfall som avspeglar olika driftsfall har skapats och utvärderats i programmet Ansys Workbench 16.0. För detta har nio FE-modeller tagits fram och sammanlagt har 19 analyser utförts.

Syftet har varit att undersöka strukturen hållfasthetsmässigt och kontrollera att de krav som ställs på spänningsnivåer uppfylls.

Beräkningar har utförts löpande under konstruktionsarbetet och här presenteras resultatet för den slutgiltiga konstruktionen.

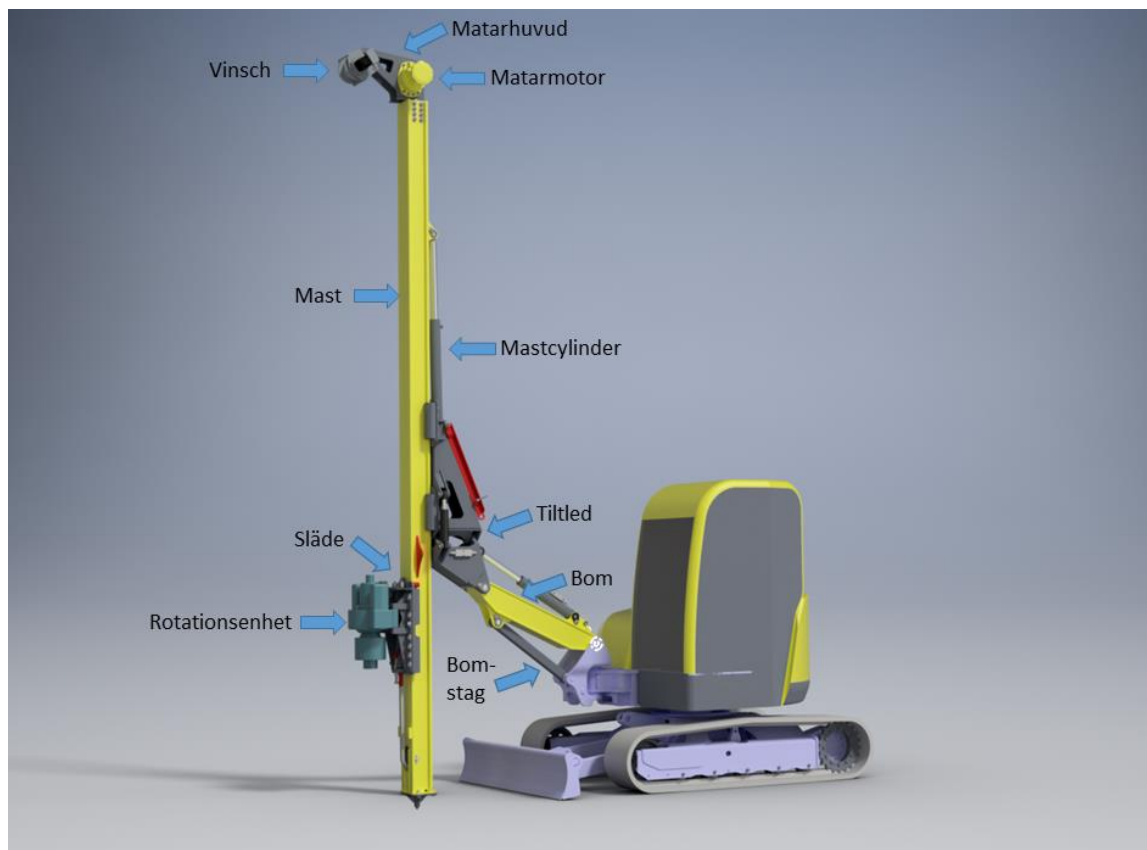
Som brukligt i denna typ av analyser har områden för skruvförband, axlar och lager förenklats i modellerna. Dessa har istället beräknats med andra metoder.

Driftsfallen som undersökts är borrhållning nedåt, uppdragning av borrhållning, yttre krafter verkande på mast, resning av mast, mastförskjutning samt lyft i vinschen.

En komplett modell har tagits fram för att studera maskinen som helhet vid några av lastfallen. Enskilda modeller har även studerats för att undersöka särskilda komponenter lokalt.

De detaljer som undersökts i FE-modellerna hänvisas till enligt figur B.3-1 nedan.

Infästningen i grävmaskinen antas inte ha en högre belastning än vid grävning med standard grävaggregat och har därför inte undersökts i FE-beräkningarna.



Figur B.3-1 Strukturdelar

Resultatet kan sammanfattas i följande kommentarer och slutsatser.

Lastfall.

Samtliga lastfall bedöms klara hållfasthetskraven som ställs.

Utmattningsfallen vid borring A2 och A3 resulterar i låga spänningar i strukturen och spänningarna kring svetsförbanden anses acceptabla utifrån de krav som ställs. I masten uppstår spänningar som överstiger maximal tillåten spänning för utmattning. Eftersom spänningarna uppkommer i direkt anslutning till slädens position kommer dessa variera med slädens position vilket gör att antalet cykler för en viss position bedöms som tillräckligt få för att dessa spänningar inte ska leda till problem.

Lastfallen vid dynamiska krafter på masten från körning på ojämnt underlag är det fall som skapar högst spänningsnivåer. Eftersom dessa laster även är de som är mest okända kan motivering finnas att mäta dessa krafter genom cylindertryck vid provkörning.

Övriga kommentarer.

Övriga lastfall som kan tänkas ha betydelse för hållfastheten är arbete med hydraulhammaren. I analyserna har endast maximal matningskraft ansatts på hammaren, eftersom krafterna från hammaren inte anges i specifikationer har det varit svårt att genomföra utförligare analyser. Främst är hammarens infästning beroende av detta, då infästningen konstruerats på liknande sätt som för tidigare projekt minskar dock osäkerheten för hållfasthet.

Vid arbete med maskinen kan flera krafter uppstå på grund av dynamiken från hydraulfunktioner och vid körning med maskinen. Dessa kan vara svåra att förutspå men genom att dimensionera konstruktionen efter de maximala krafter som kan uppstå i hydraulcylindrar minskar osäkerheten. Analyser har även gjorts för att avspegla ett fall där maskinen kör över ett hinder. Det råder dock viss osäkerhet om hur pass nära verkligheten denna teoretiska last är.

En viss osäkerhet finns kring lasterna vid borring. De laster som använts i analysen är dock tillräckligt tilltagna för att inga mätningar av laster ska behöva göras.

Inledning.

De analyser som genomförts under våren 2016 i samband med konstruktionen av grundläggningsutrustningen anpassad för grävmaskin ECR58D redovisas här med resultat och slutsatser.

Syftet med FE-beräkningarna var att bilda en grund för dimensionering av strukturen och verifiera hållfastheten.

FE- modeller.

FE-modeller för några olika geometriska konfigurationer som baseras på de lastfall som beskrivs under avsnitt "Lastfall" nedan har tagits fram. I samtliga fall har leder modellerats som friktionsfria och hydraulcylindrar har ersatts av stela stag fritt ledade i sina ändar. Dessa simplificeringar anses ligga tillräckligt nära verkligheten för att inte ha någon större inverkan på resultatet.

Maskinen ska kunna arbeta med dels en rotationsenhet men även en hammare. Rotationsenheten är den utrustning som skapar störst kraft på maskinen och har därför använts i beräkningarna. För att ta med hammaren och dess infästning har även en modell studerats med dessa.

FE-modeller visas i figur 0-1 till 0-18 nedan.

FE-modellerna består till största delen av solida tetraederelement.

Material och egenvikter.

Materialparametrar som använts i FE-modellerna är i huvudsak:

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$\nu = 0,3$$

För glidplasten som sitter monterad i mastinfästningens och slädens L-block har ett material använts enligt:

$$E = 1\,100 \text{ MPa}$$

$$\nu = 0,42$$

Materialet för kedjans infästningar i släden har en sträckgräns på 700 Mpa, övriga detaljer har en sträckgräns på 355 MPa.

Lastfall.

Lastfallen har delats in i tio fall, för dessa har totalt nio separata beräkningsmodeller tagits fram, en modell för att studera utrustningen i sin helhet och åtta andra modeller för att studera utvalda detaljer lokalt. Detta har resulterat i totalt 19 olika analyser. Modellerna presenteras med de lastfall som har effekt på de ingående detaljerna.

Två av dessa lastfall, A2 och A3 Borrning nedåt har tagits fram för att undersöka spänningsnivån vid utmattning. Under borrning varierar matningskraft och

vridmoment i borrhågan på ett sätt som är svårt att förutspå och endast kan bestämmas genom mätningar vilket inte är möjligt i detta fall. Därav har beräkningarna utförts utifrån de krafter som utrustningen förväntas prestera.

Kravet vid dimensionering med statisk last har varit att inte överstiga halva sträckgränsen vid utförda beräkningar. Denna säkerhetsfaktor $S = 2$ och material med sträckgräns på $R_{el} = 355$ MPa ger en tillåten spänning enligt:

$$\sigma_{till} = R_{el} / 2 = 177,5 \text{ MPa}$$

För utmattningstillståndet baseras tillåtna spänningsnivåer på förbandsfaktorer som bedöms utifrån svetsars utformning och utförande och en exponent k , som är identisk mot Wöhler-exponenten för det svetsade förbandet ($k=3$, vilken antas gälla för samtliga Wöhlerkurvor), där förbandsfaktorn eller K_X -värdet definieras som utmattningstillståndets σ_R med 50% brottsannolikhet vid $2 \cdot 10^6$ cykler med konstant spänningsvidd enligt formeln:

$$K_X = 355 / \sigma_R (N = 2 \cdot 10^6)$$

Omräknat per förbandsfaktor med lägre brottrisk (jämför BSK $Q=2.3$ %) erhålles $\sigma_R = 71$ MPa (FAT71) för vanligt förekommande svetsförband.

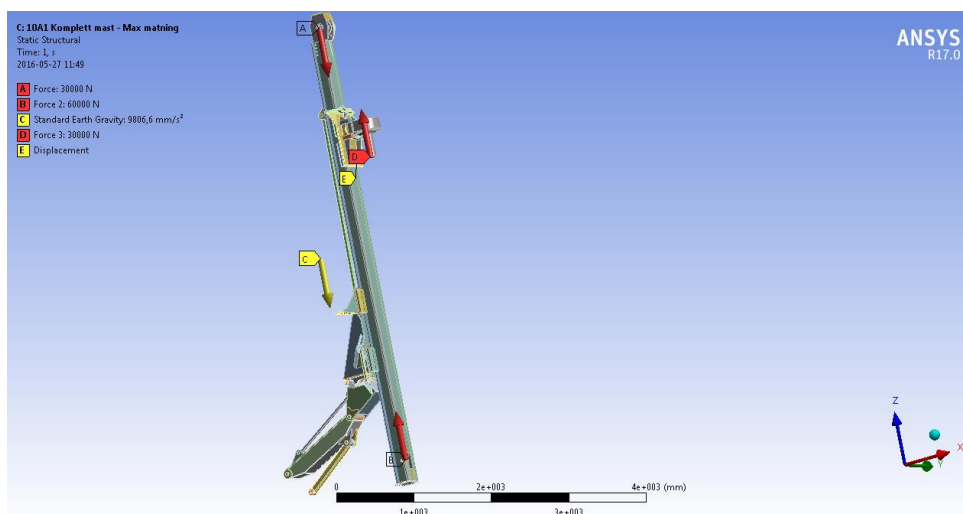
En uppskattning görs att maskinen kommer användas 8 timmar om dagen och att 70% av tiden körs maskinen i borrhågan, d.v.s. rotation och matning aktiv. Om maskinen brukas 150 dagar om året innebär detta att maskinen kommer köras i borrhågan 840 timmar varje år. Om lasten antas pulsera mellan noll och full last två gånger per minut innebär detta 120 cykler per timme eller drygt 100 000 cykler per år, det vill säga $2 \cdot 10^6$ cykler efter 20 år.

Samtliga lastfall utom det för utmattning har analyserats med en tyngdkraft på $9,82$ m/s². Anledningen till detta är att tyngdkraften är konstant, ej pulserande och därför inte har någon påverkan på spänningsvidden i utmattningen. Tyngdkraften har inte tagits med i de FE-modeller där den kan anses försumbar jämfört med den yttre lasten.

Modell 10 – Komplet mast

A1 Max matningskraft

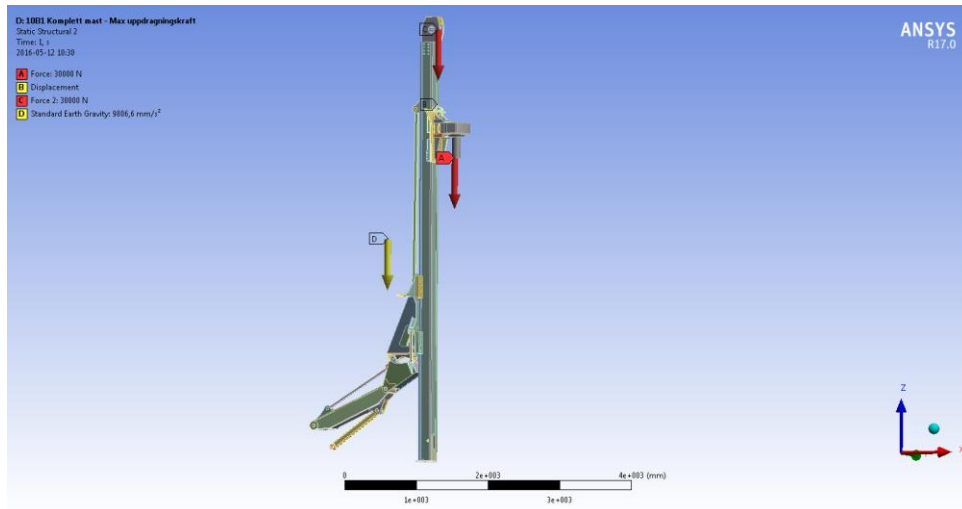
Utrustningen är kapabelt till en matningskraft av 30 kN, denna matningskraft ansätts i rotationsenheten i riktning uppåt. Motsvarande kraft ansätt i drivmotorns kedjehjul och den dubbla kraften ansätts i den nedre kedjerullen. Tyngdkraft läggs till i negativ z-riktning. Släden hålls låst i det nedre kedjefästet vilket skapar en reaktionskraft motsvarande den som verkar på rotationsenheten. Bommen och bomstaget kan rotera fritt kring sina nedre infästningar.



Figur 0-1 - 10A1 Max matningskraft

B1 Max uppdragningskraft

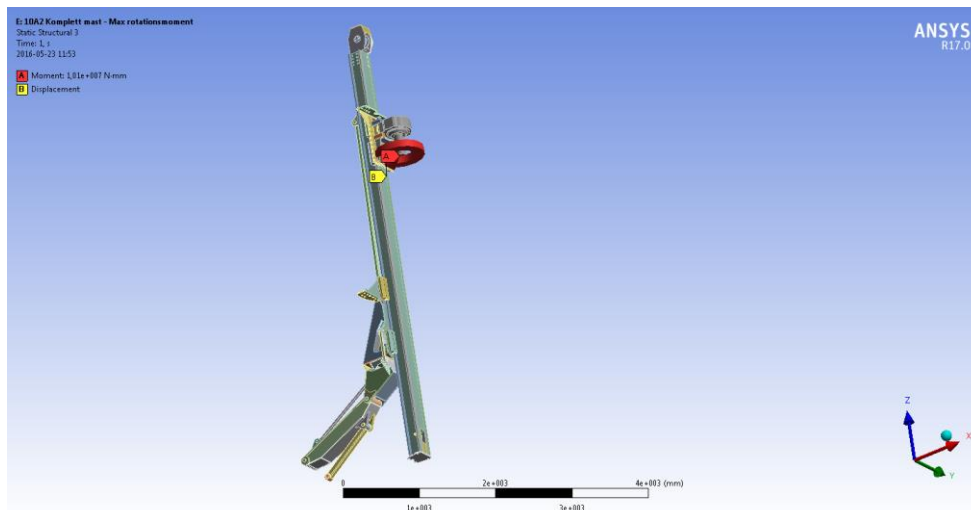
Maximal uppdragningskraft ansätts i rotationsenheten i riktning nedåt. Motsvarande kraft ansätt i drivmotorns kedjehjul. Släden hålls låst i det övre kedjefästet vilket skapar en reaktionskraft motsvarande den som verkar på rotationsenheten Tyngdkraft verkar på konstruktionen i negativ z-led. Bommen och bomstaget kan rotera fritt kring sina nedre infästningar.



Figur 0-2 – 10B1 Max uppdragningskraft

A2 Max rotationsmoment

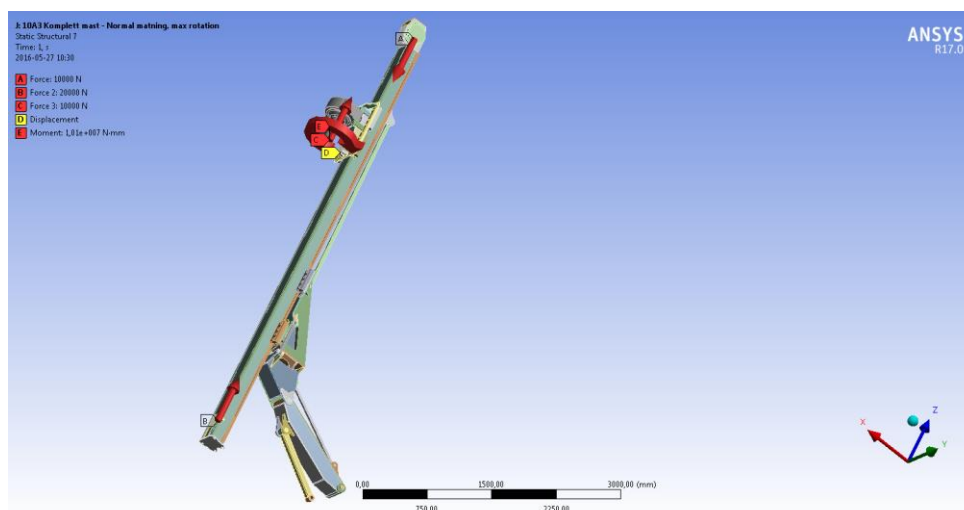
Maximalt rotationsmoment ansätts i rotationsenhetens centrum. Släden hålls låst i det nedre kedjefästet. Bommen och bomstaget kan rotera fritt kring sina nedre infästningar.



Figur 0-3 - 10A2 Max rotationsmoment

10A3 Max rotationsmoment, normal matningskraft

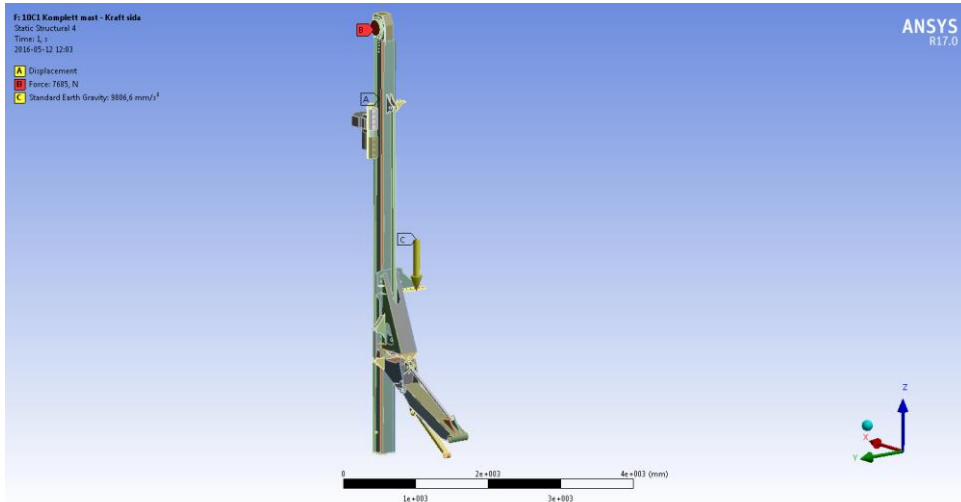
Maximalt rotationsmoment ansätts i rotationsenhetens centrum. Normalt arbete kräver högst en matningskraft av 10 kN, denna matningskraft ansätts i rotationsenheten i riktning uppåt. Motsvarande kraft ansatt i drivmotorns kedjehjul och den dubbla kraften ansätts i den nedre kedjerullen. Släden hålls låst i det nedre kedjefästet vilket skapar en reaktionskraft motsvarande den som verkar på rotationsenheten. Bommen och bomstaget kan rotera fritt kring sina nedre infästningar.



Figur 0-4 10A3 Max moment, normal matningskraft

10C1 Dynamisk kraft mast, masttopp sida

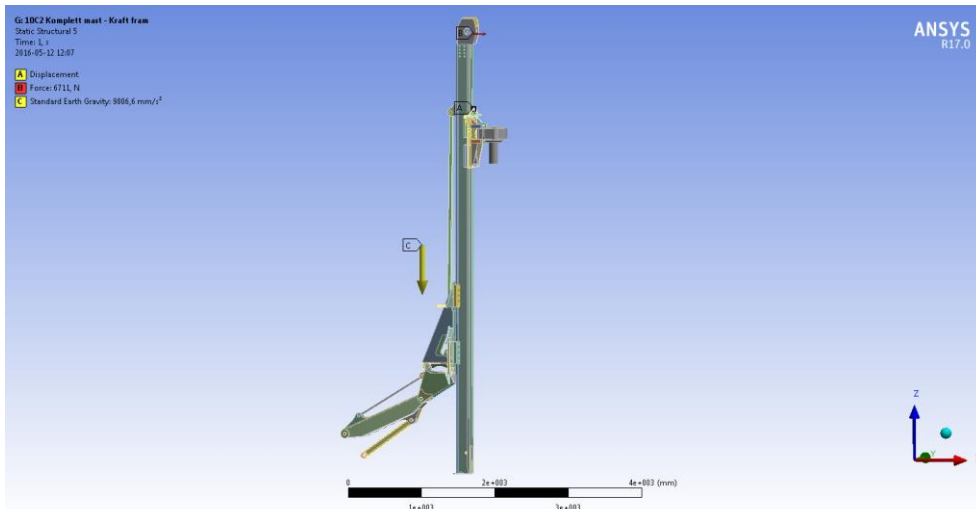
En kraft ansatt i sidled på mastens topp. Tyngdkraften verkar i negativ z-riktning. Släden hålls låst i det övre kedjefästet. Bommen och bomstaget kan rotera fritt kring sina nedre infästningar. Denna kraft används för att undersöka hur masten påverkas när maskinen kör över ett hinder och en plötslig rörelse sker i sidled. Kraften motsvarar att maximalt chocktryck uppnås i tiltecyldrarna.



Figur 0-5 - 10C1 Kraft masttopp sida

10C2 Dynamisk kraft mast, masttopp framåt

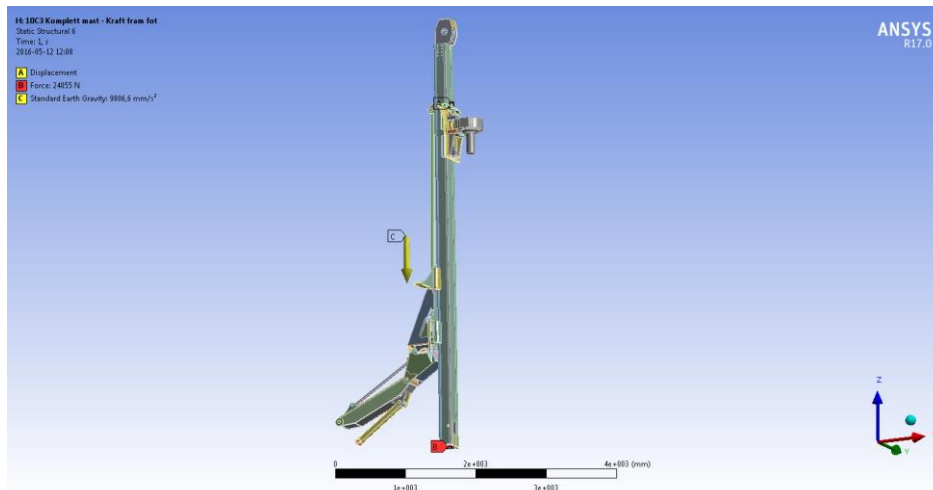
En kraft ansatt i riktning framåt på mastens topp. Tyngdkraften verkar i negativ z-riktning. Släden hålls låst i det övre kedjefästet. Bommen och bomstaget kan rotera fritt kring sina nedre infästningar. Kraften motsvarar att maskinen körs över ett hinder och maximalt chocktryck uppnås i bomcyllindern.



Figur 0-6 - 10C2 Kraft masttopp framåt

10C3 Kraft mast, mastfot

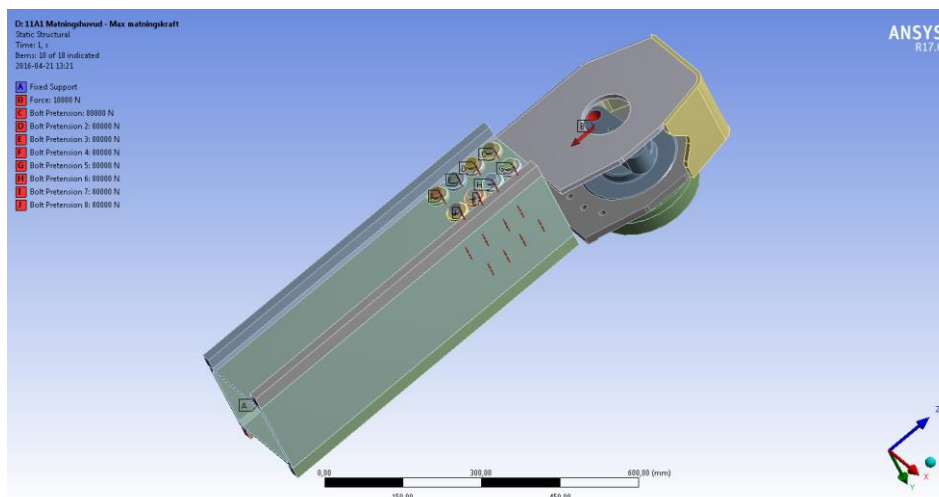
En kraft ansatt bakåt på mastens fot. Tyngdkraften verkar i negativ z-riktning. Släden hålls låst i det övre kedjefästet. Bommen och bomstaget kan rotera fritt kring sina nedre infästningar. Denna kraft motsvarar att föraren knuffar ett föremål med mastfoten tills maximalt chocktryck uppnås i bomcylinder.



Modell 11 – Matningshuvud

11A1 Max matningskraft

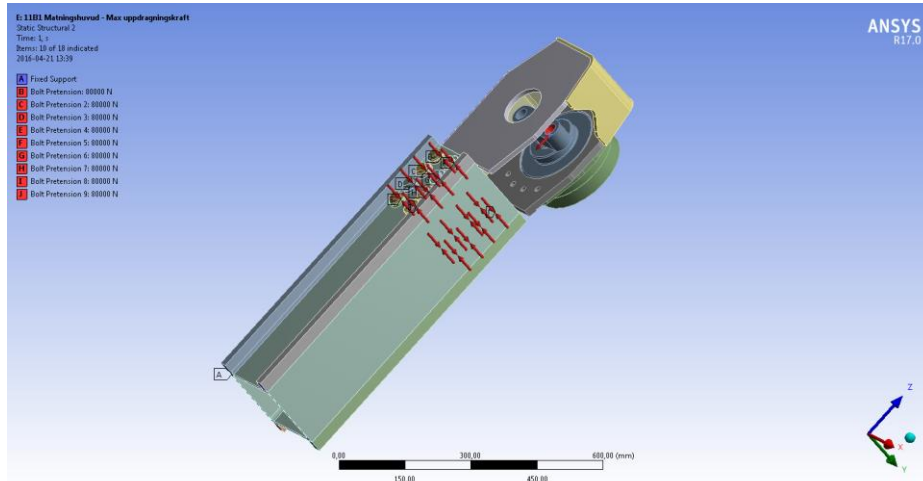
Maximal matningskraft ansatts på drivmotorns kedjehjul. En förspänningskraft av 80 kN ansatts i skruvarna. Det nedre snittet av masten hålls låst.



Figur 0-7 - 11A1 Max matningskraft

11B1 Max uppdragningskraft

Maximal matningskraft ansätts på drivmotorns kedjehjul. En förspänningskraft av 80 kN ansätts i skruvarna. Det nedre snittet av masten hålls låst.

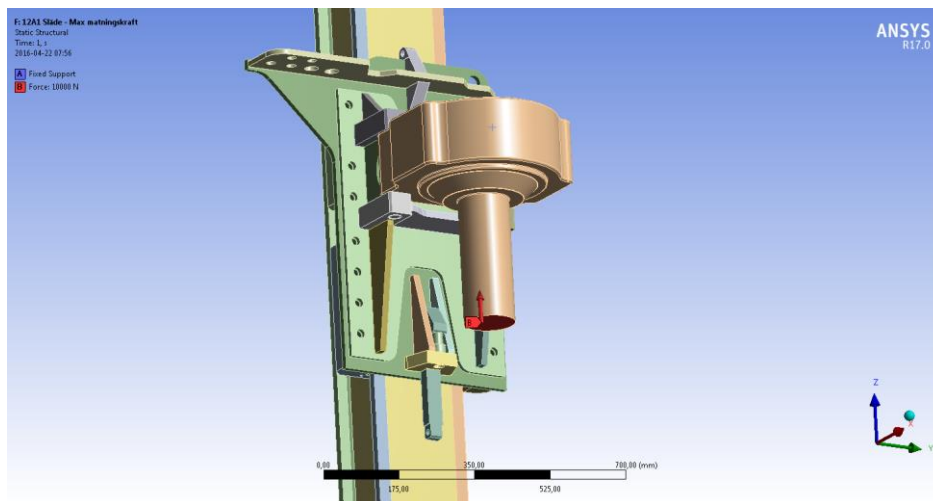


Figur 0-8 - 11B1 Max uppdragningskraft

Modell 12 – Släde

12A1 Matningskraft

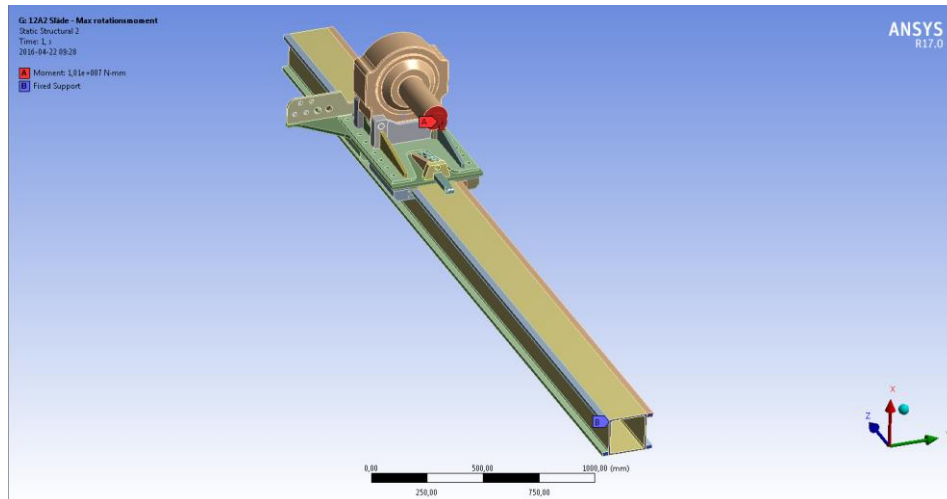
Max matningskraft av 30 kN ansätts på rotationsenheten i riktning uppåt. Det nedre kedjefästet samt masten fot hålls låsta.



Figur 0-9 - 12A1 Max matningskraft

12A2 Max rotationsmoment

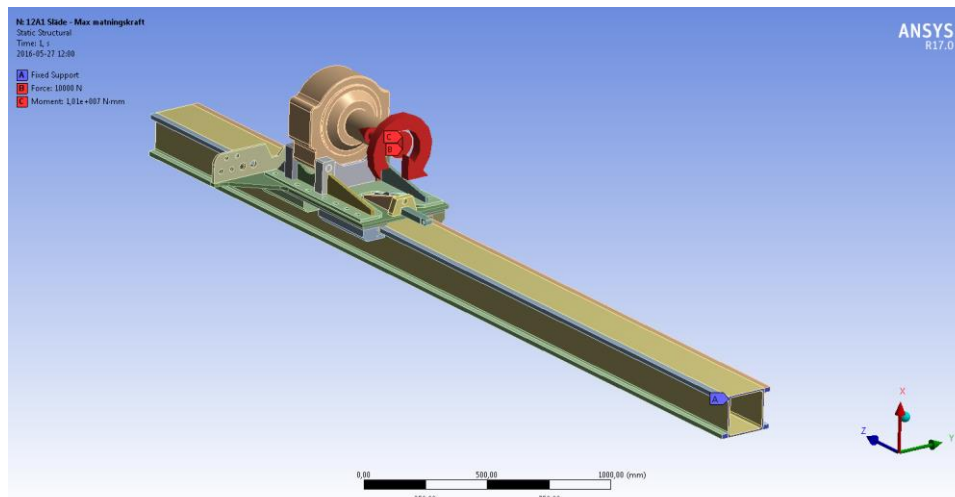
Maximalt rotationsmoment ansätts i rotationsenhetens centrum. Det övre kedjefästet samt mastens fot hålls låsta.



Figur 0-10 - 12A2 Max rotationsmoment

12A3 Max rotationsmoment, normal matningskraft

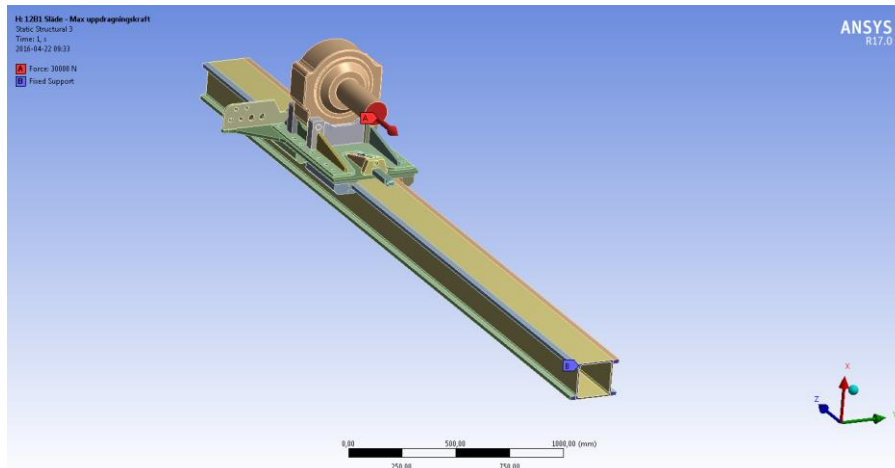
Den vanligaste typen av arbete består av att maskinen borrar neråt, de krafter som uppstår är en kombination av rotationsmoment och matningskraft. Under normal borrhning överstiger matningskraften ej 10 kN. För rotationsmomentet är osäkerheten större varför beräkningarna har utförts med maximalt rotationsmoment.



Figur 0-11 12A3 Max moment, normal matningskraft

12B1 Max uppdragningskraft

Maximal uppdragningskraft ansätts på rotationsenheten. Det övre kedjefästet samt mastens fot hålls låsta.

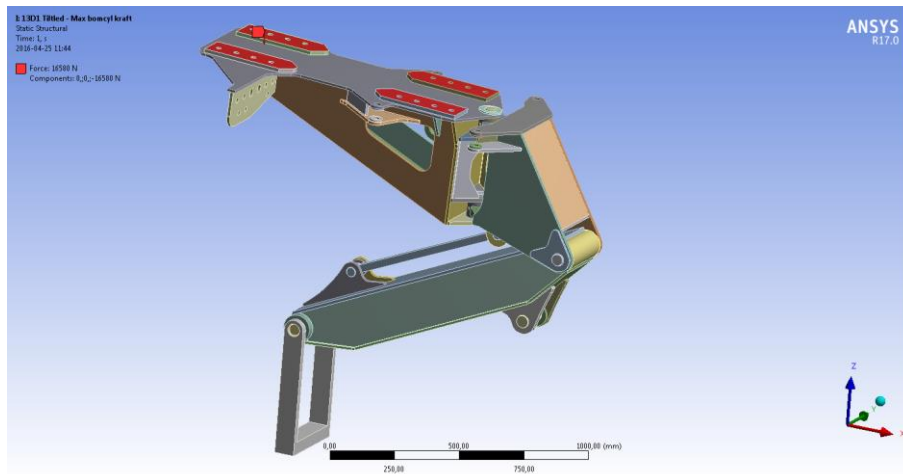


Figur 0-12 - 12B1 Max uppdragningskraft

Modell 13 – Tilted

13D1 Resning mast

Kraften från masten läggs på L-blockens infästningar mot den övre tiltleden, kraften fördelas jämnt över infästningarna och dess storlek bestäms så att reaktionskraften i cylindern uppgår till cylinderns maximala kraft. Bommen hålls låst i de två nedre infästningarna.

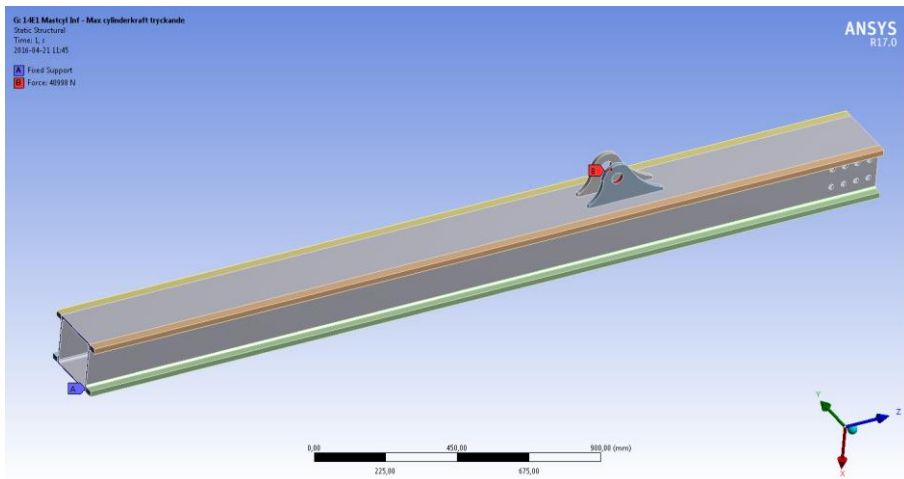


Figur 0-13 - 13D1 Resning mast

Modell 14 – Cylinderinfästning mast

14E1 Max cylinderkraft

Maximal tryckande cylinderkraft ansätts i cylinderinfästningens öron. Masten hålls låst i det nedre snittet.

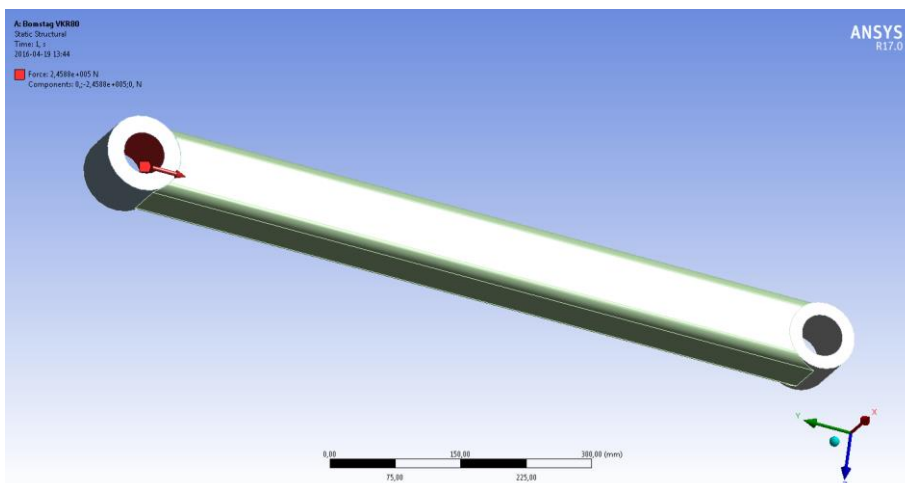


Figur 0-14 – 14E1 Max cylinderkraft

Modell 15 – Bomstag

15B1 Max uppdragningskraft

Bommen friläggs och maximal tryckande kraft tas fram vid uppdragning. Denna ansätts i bomstagets ena ände medan den andra hålls låst i stagets riktning.

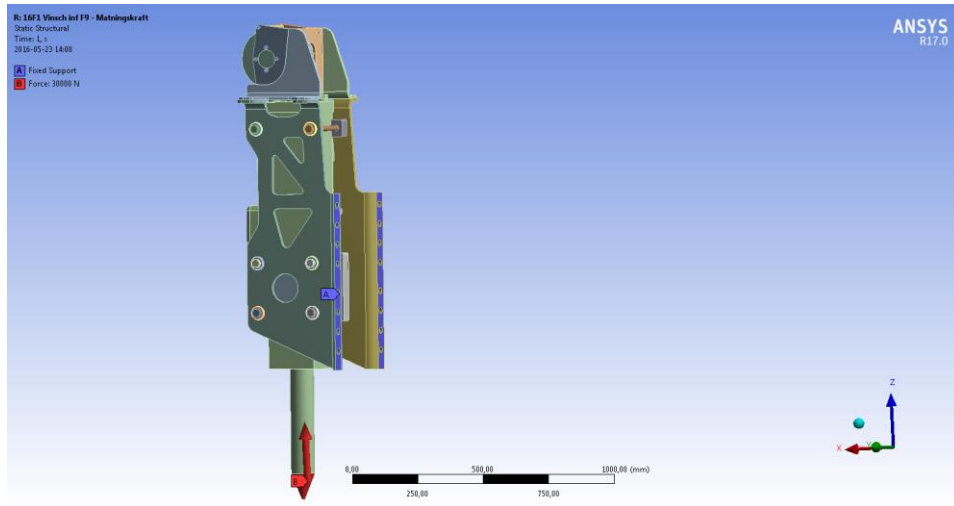


Figur 0-15 - 15B1 Max uppdragningskraft

Modell 16 – Vinschinfästning hammare

16A1 Max matningskraft

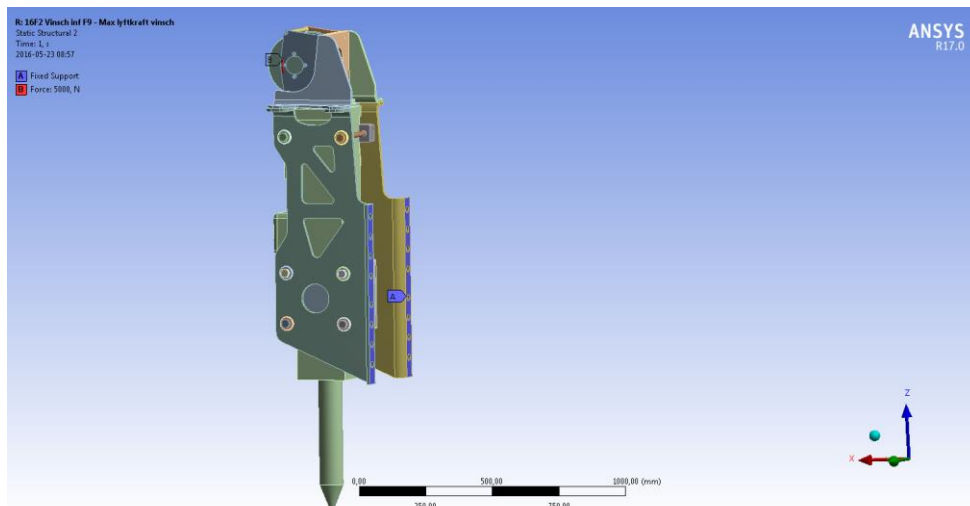
Max matningskraft ansatt i hammarens slagstål. Hammarinfästningen hålls låst i slädens kontaktyta.



Figur 0-16 – 16A1 Max matningskraft

16F2 Max lyftkraft vinsch

Max lyftkraft ansätts på vinschens trumma i negativ z-riktning. Hammarens infästning mot släden hålls låst.

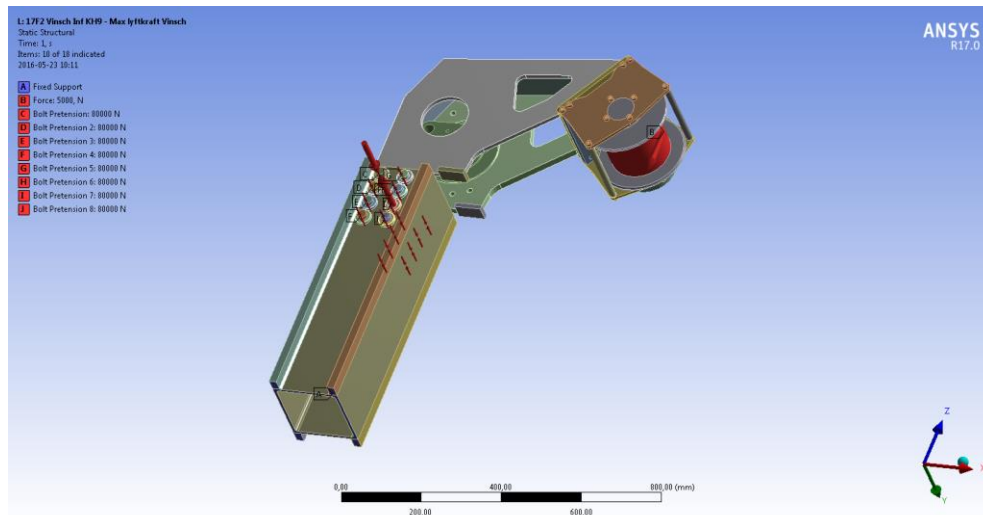


Figur 0-17 - 16F2 Max lyftkraft vinsch

Modell 17 – Vinschinfästning rotation

17F2 Max lyftkraft vinsch

Max lyftkraft ansätts på vinschens trumma i negativ z-riktning. För skruvarna ansätts en förspänning av 80 kN. Mastens nedre snittyta hålls låst.



Figur 0-18 - 17F2 Max lyftkraft vinsch

Resultat.

Resultaten redovisas som spänningsplottar (effektivspänning enligt von Mises). Skälningen är inställd på varierande maxvärde vilket bör uppmärksammas. Huvudparten av plottarna presenteras med en maxspänning av 120 MPa eller 177 MPa, resultatet för hammarinfästning och vinschinfästning har en mycket lägre maxspänning. Spänningar över maxvärdet visas som rött i plottarna.

Modell 10 – Komplet mast.

Vid maximal matningskraft uppstår spänningar på 100 MPa vid det nedre kedjehjulets infästning och detta bedöms som acceptabelt.

Max rotationsmoment skapar spänningar på 76 Mpa vid slädens position på masten, detta är något över kravet på spänningsnivå vid utmattning. Detta bedöms som tillräckligt lågt eftersom släden rör sig längs masten och därmed blir lastcyklerna färre för en specifik punkt.

Max rotationsmoment, normal matning. Detta lastfall skapar spänningsnivåer av maximalt 66 MPa på bom och tiltled vilket är under kravet för utmattning.

Max uppdragningskraft skapar spänningar på 140 MPa i bomstagets infästning. Spänningarna fördelas jämnt i strukturen och bedöms vara något lägre i bomstagets infästning när svets applicerats. Spänningarna förhåller sig under kravet.

Kraft mast sida skapar relativt höga spänningar, högst spänningar uppstår vid bommens axelinfästningar. Dessa ligger över gränsen vid dimensionering men bedöms sjunka när svets appliceras och övergången mellan plåt och axelfäste blir finare. Spänningarna bedöms som okej om tillräckligt mycket svets läggs i sidoplåtarnas avslut och chocktrycket för tiltcyllindrar sänks.

Kraft mast fram. Maximal spänning på 138 MPa uppstår i bomcyllinderns infästning, detta är under kravet.

Kraft mastfot, maximala spänningsnivåer uppstår i bomcyllinderns infästning och i masten mot dess infästning. Dessa ligger strax under 100 MPa och är därför godkända.

Modell 11 – Matningshuvud

Max matningskraft, störst spänning uppstår på grund av skruvarnas förspänning. Eftersom denna är dimensionerad för ändamålet tas ingen hänsyn till att dessa överstiger kraven. Analysen av kontaktytan visar att en stor del av denna har ett så högt kontakt-tryck att ingen glidning sker.

Vid maximal uppdragningskraft förhåller sig resultatet på liknande sätt som vid maximal matningskraft.

Modell 12 – Släde

Max matningskraft. Högst spänning av 157 MPa uppstår i kedjespännaren vilket är under kravet som ställs.

Max rotationsmoment. Släden visar spänningsnivåer kring 58 MPa, det vill säga under kravet för utmattning. Masten visar spänningar kring 100 MPa, detta ligger över kravet för utmattning. Då antalet cykler vid just denna position är mycket lägre än det totala antalet cykler bedöms detta ändå som godkänt.

Normal matning, max moment. I släden uppstår spänningar kring 67 MPa och i masten uppstår spänningar kring 100 MPa. Dessa bedöms som godkända enligt samma resonemang som vid max rotationsmoment.

Max uppdragning. Endast låga spänningar uppstår i mast och släde.

Modell 13 – Tiltled

Resning mast. Maximala spänningar uppstår i bomcylinderns infästningar och uppgår till 170 MPa vilket ligger strax under kravet.

Modell 14 – Cylinderinfästning mast

Vid maximal cylinderkraft från mastförskjutningscylinder uppstår spänningar av max 100 MPa vilket är under kravet.

Modell 15 – Bomstag

Max uppdragningskraft. Maximala spänningar uppgår till 126 MPa vilket är under kravet. En analys av buckling visar att detta sker först vid en ökning av lasten med faktor 20 vilket bedöms som godkänt.

Modell 16 – Vinschinfästning hammare

Max matningskraft. Spänningsnivåer kring 28 MPa, bedöms som godkänt.

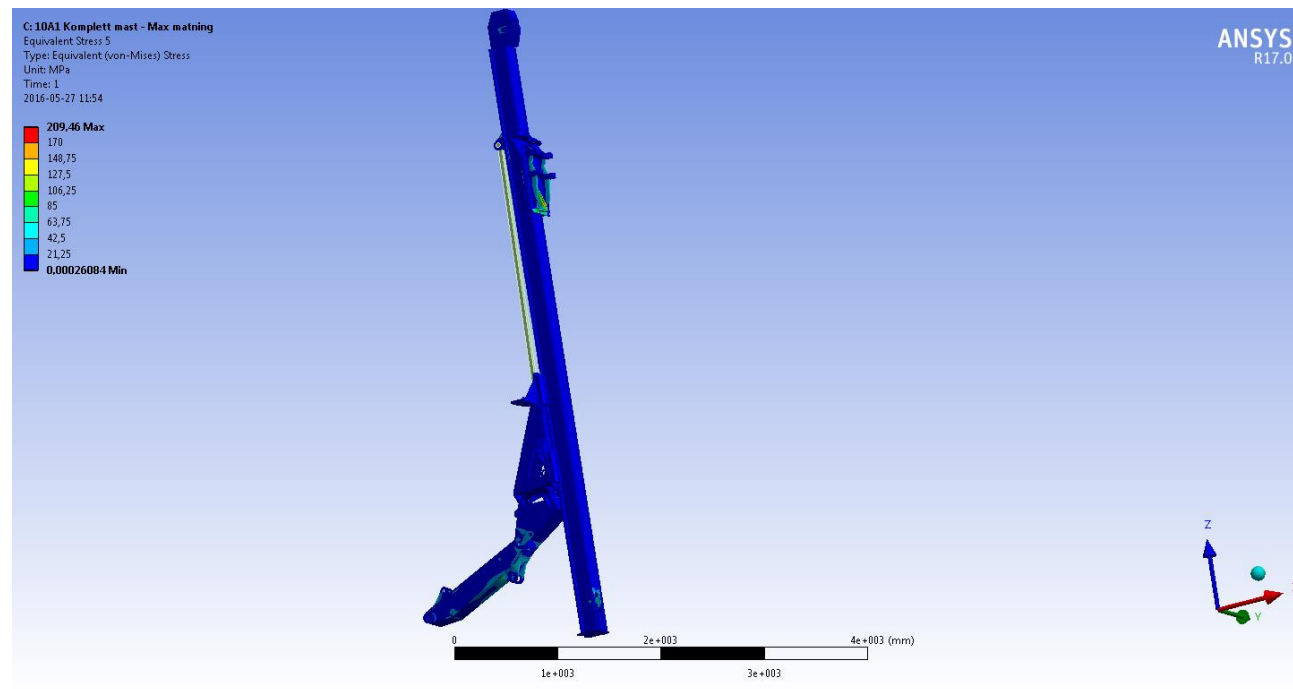
Lyft i vinsch. Maximala spänningar som uppstår av 27 MPa. Detta bedöms som godkänt.

Modell 17 – Vinschinfästning rotation

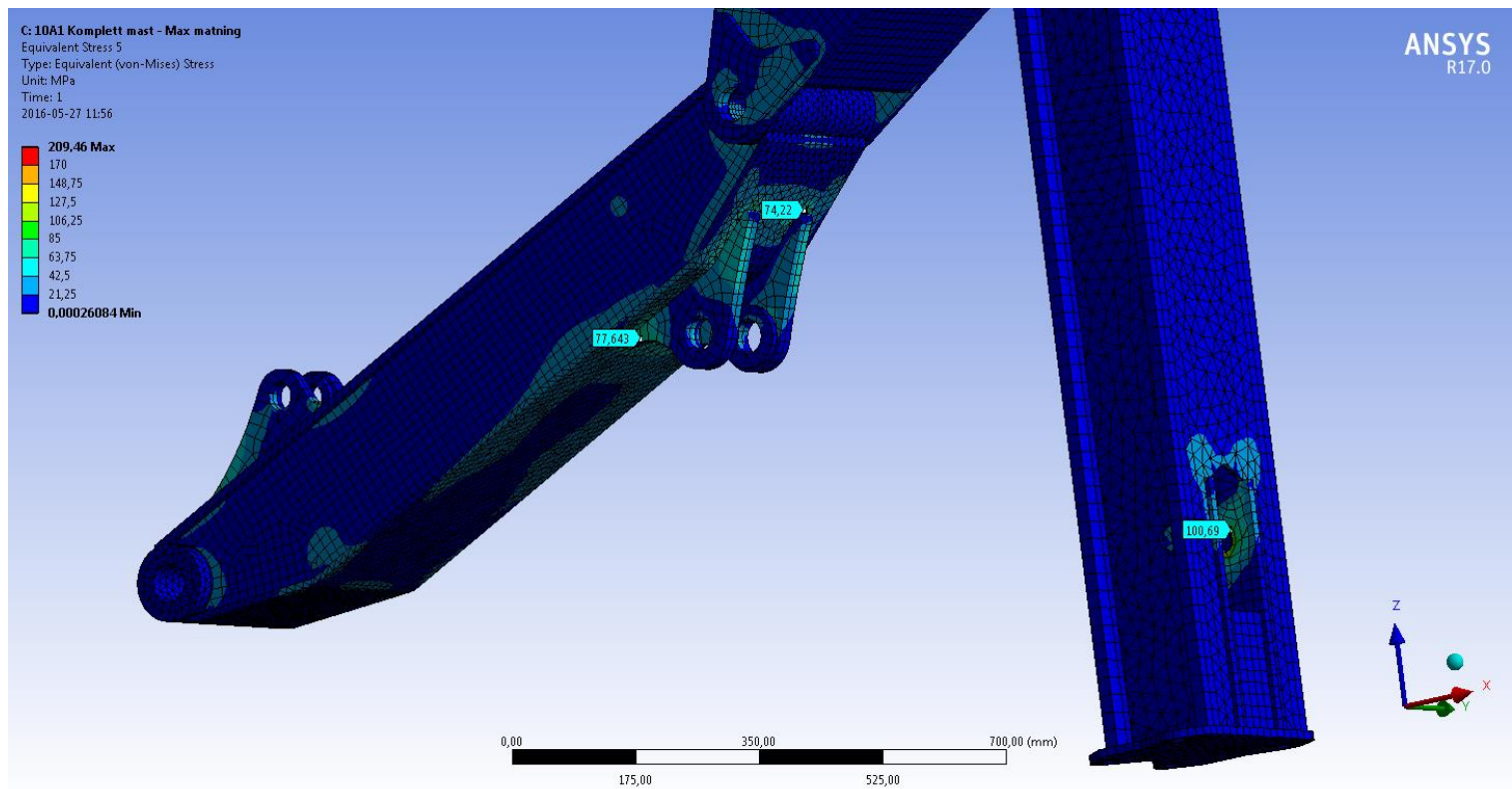
Lyft i vinsch. De spänningar som uppstår på grund av skruvförbandets förspänning bedöms inte enligt samma resonemang som för analys av matningshuvud. De spänningar som uppstår i strukturen bedöms klara kraven.

B.4 Resultat FE-beräkning

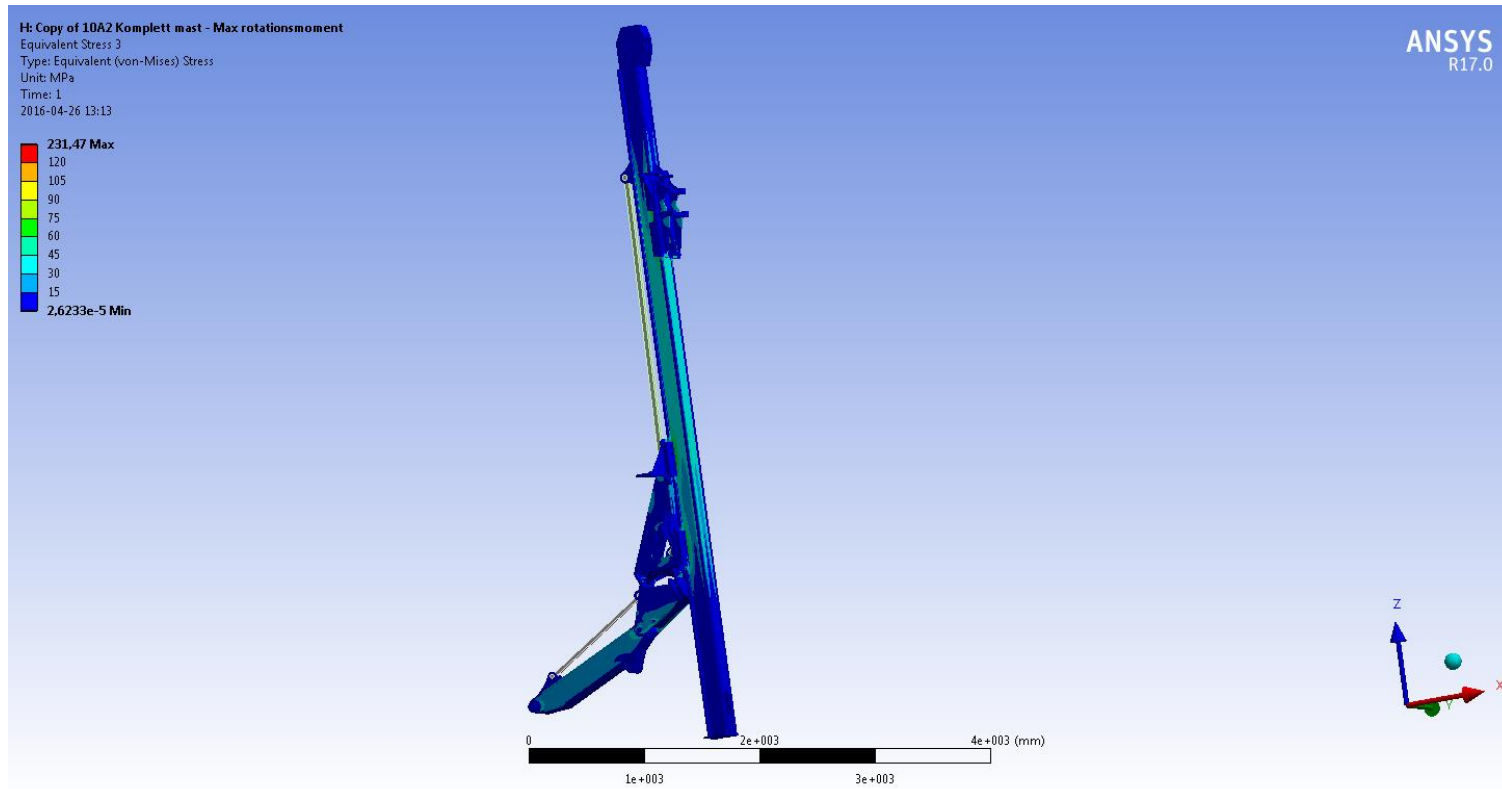
Ett urval av de spänningsplottar som tagit fram under beräkningsarbetet presenteras här.



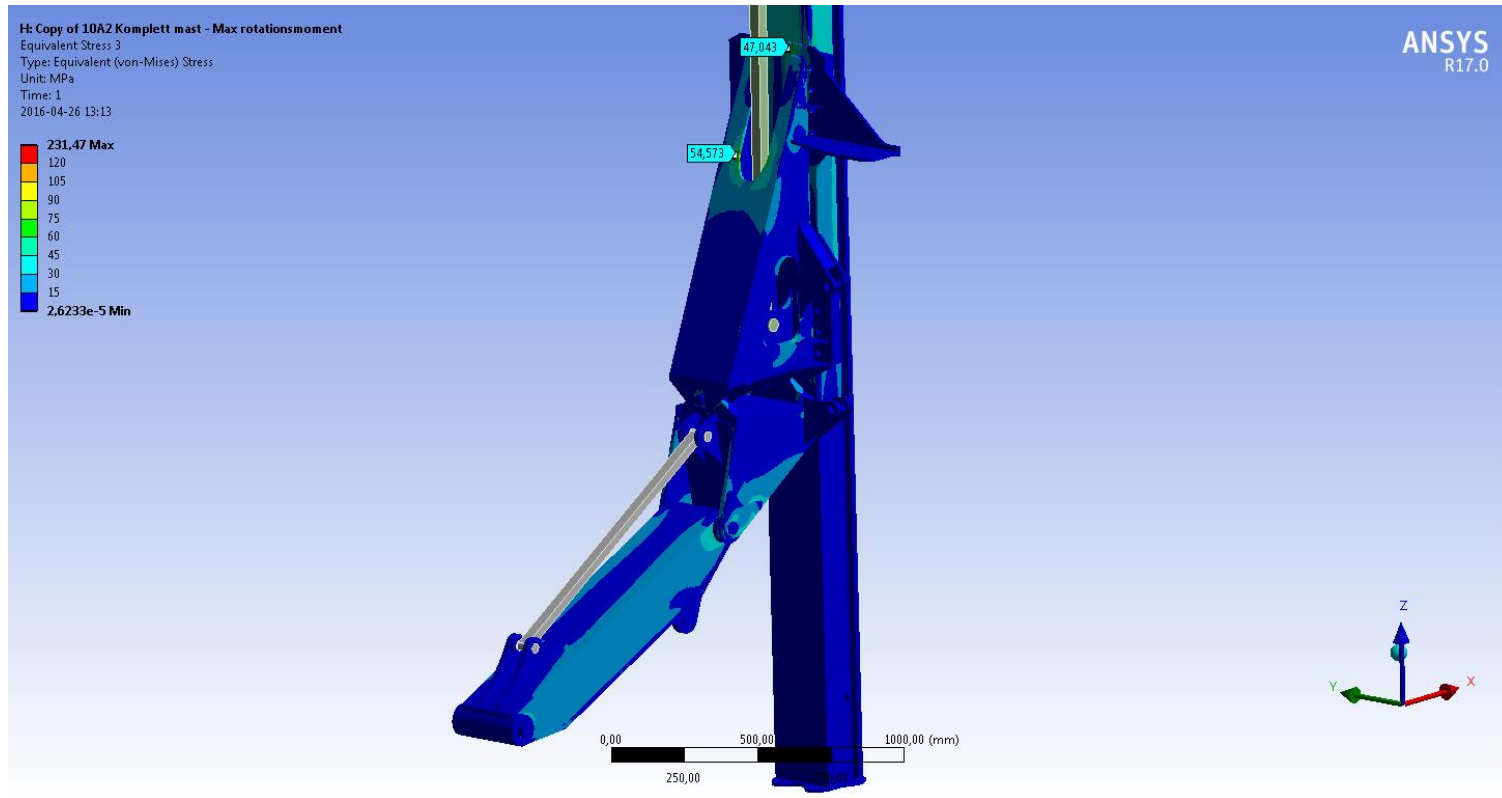
0-1 10A1 Komplet mast, max matningskraft



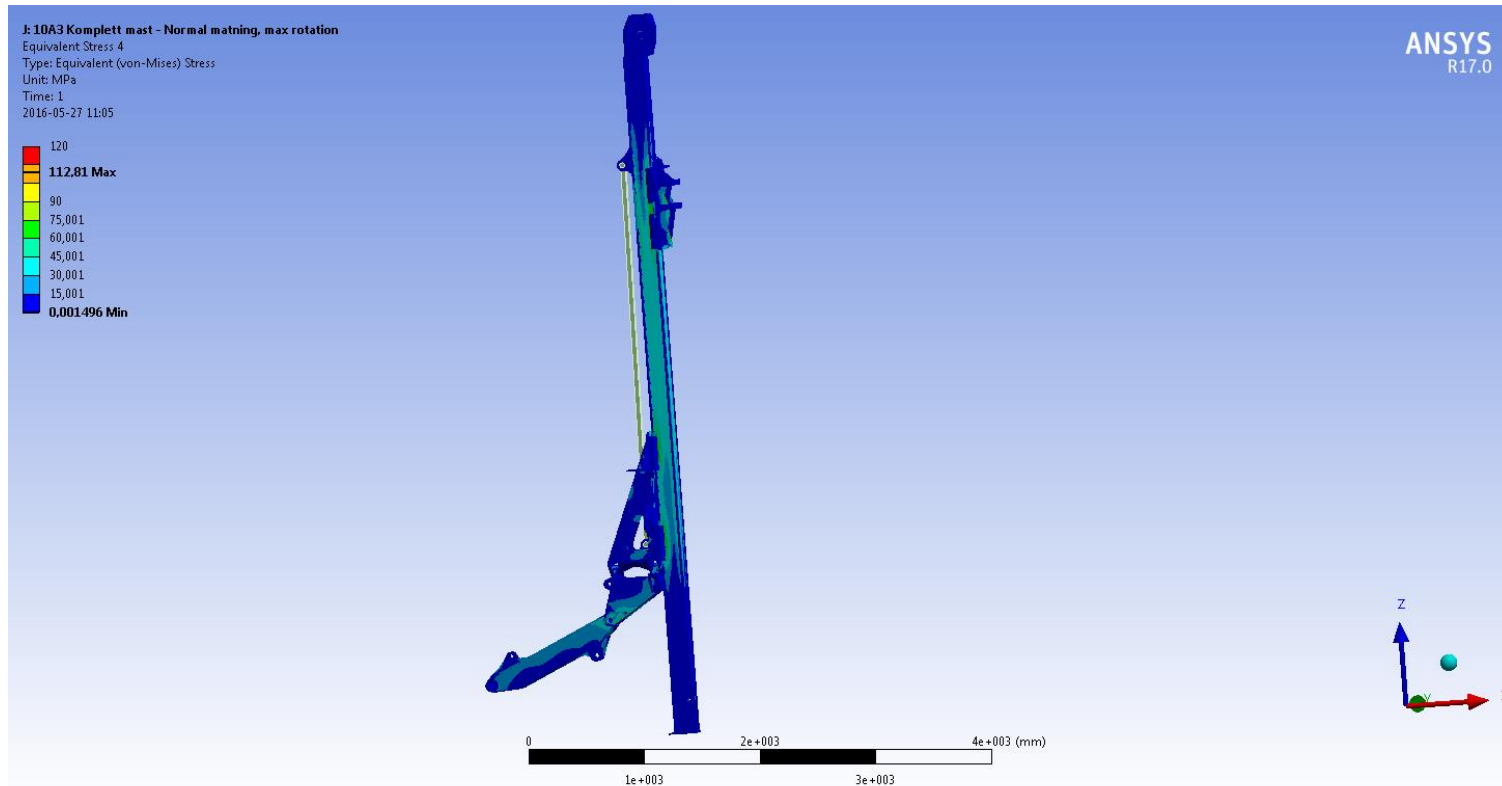
0-2 10A1 Komplet mast, max matningskraft



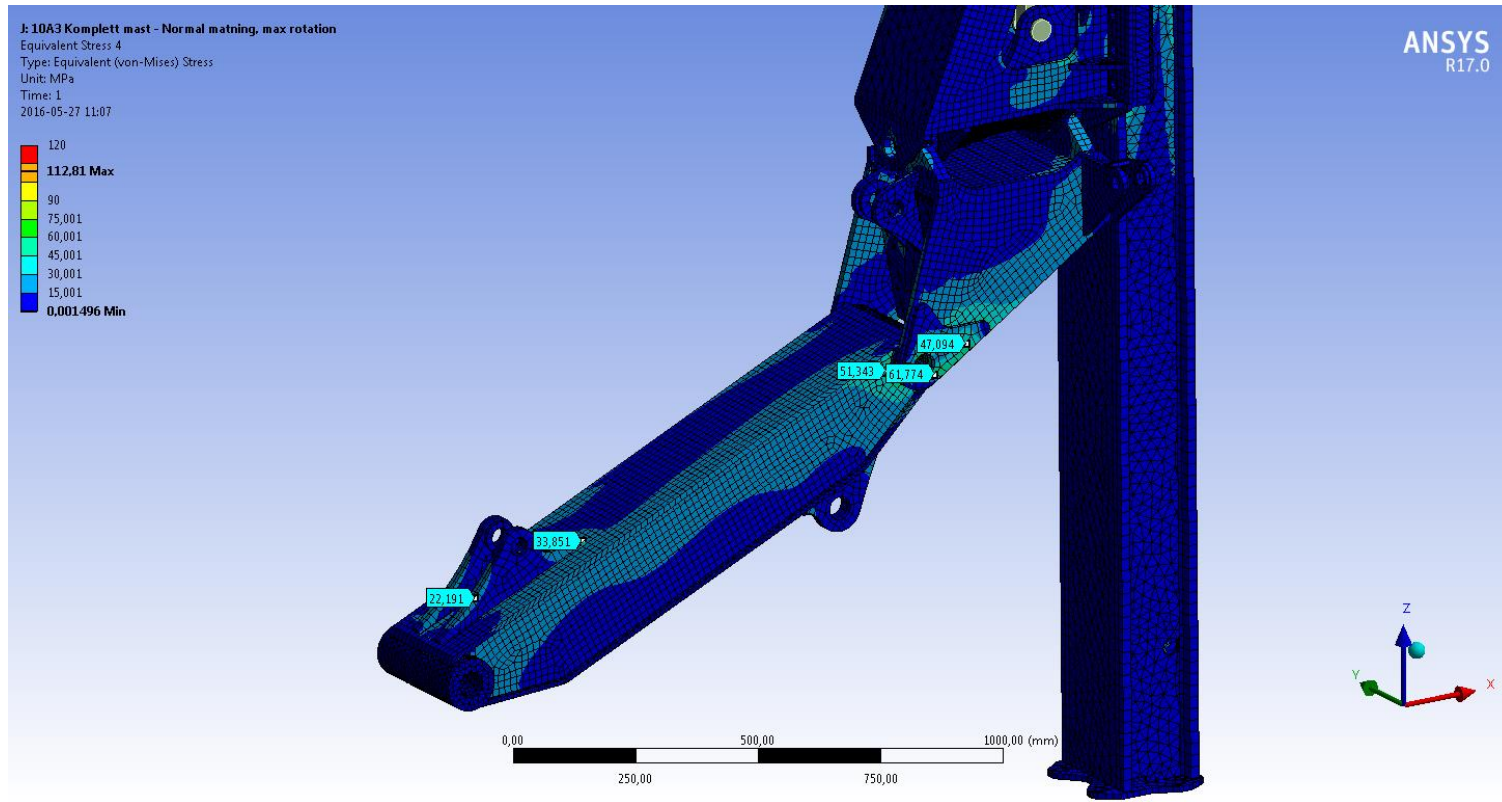
0-3 10A3 Komplett mast, max rotationsmoment



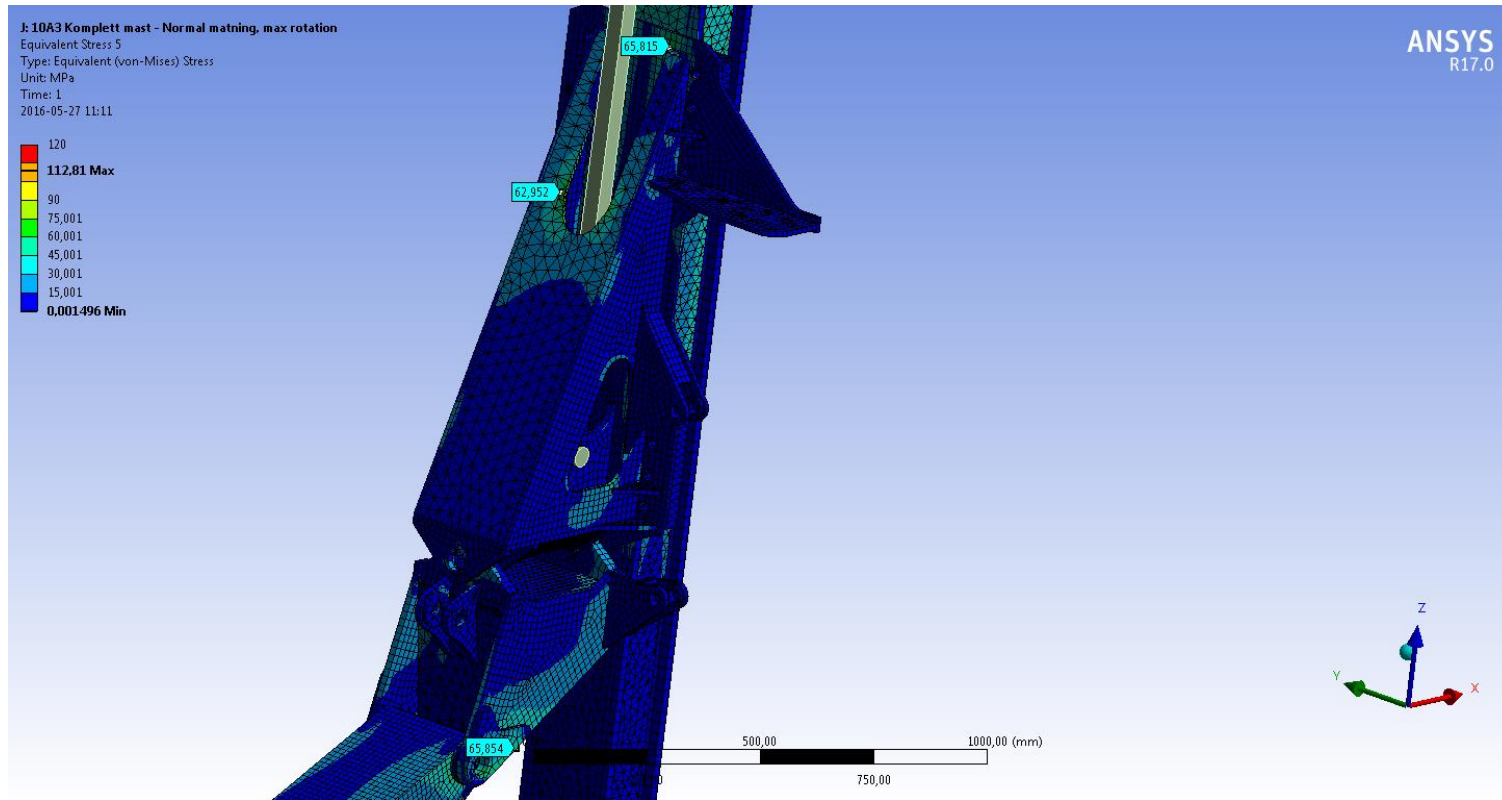
0-4 10A2 Komplett mast, max rotationsmoment



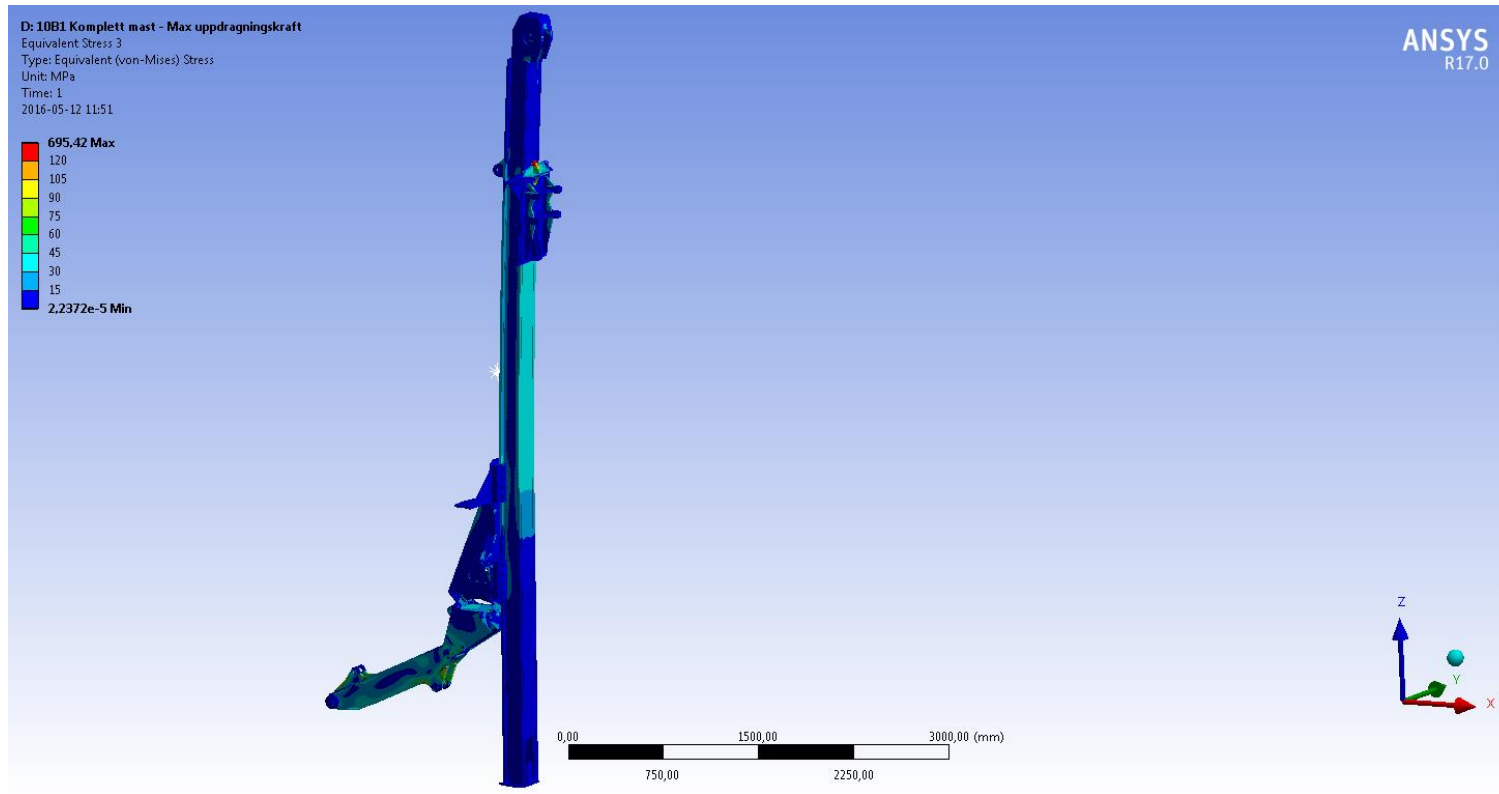
0-5 10A3 Komplet mast, max rotationsmoment, normal matningskraft



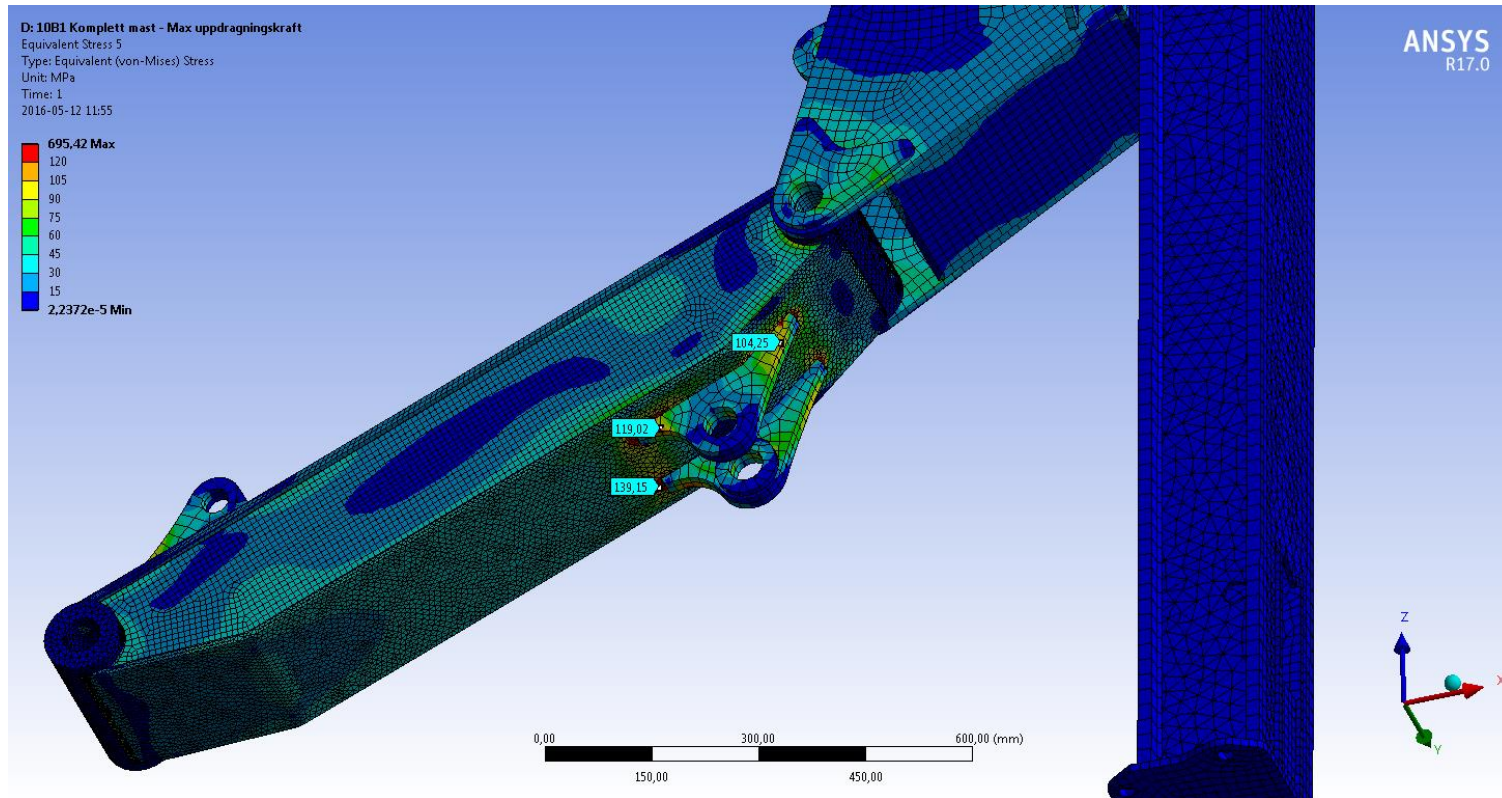
0-6 10A3 Komplett mast, max rotationsmoment, normal matningskraft



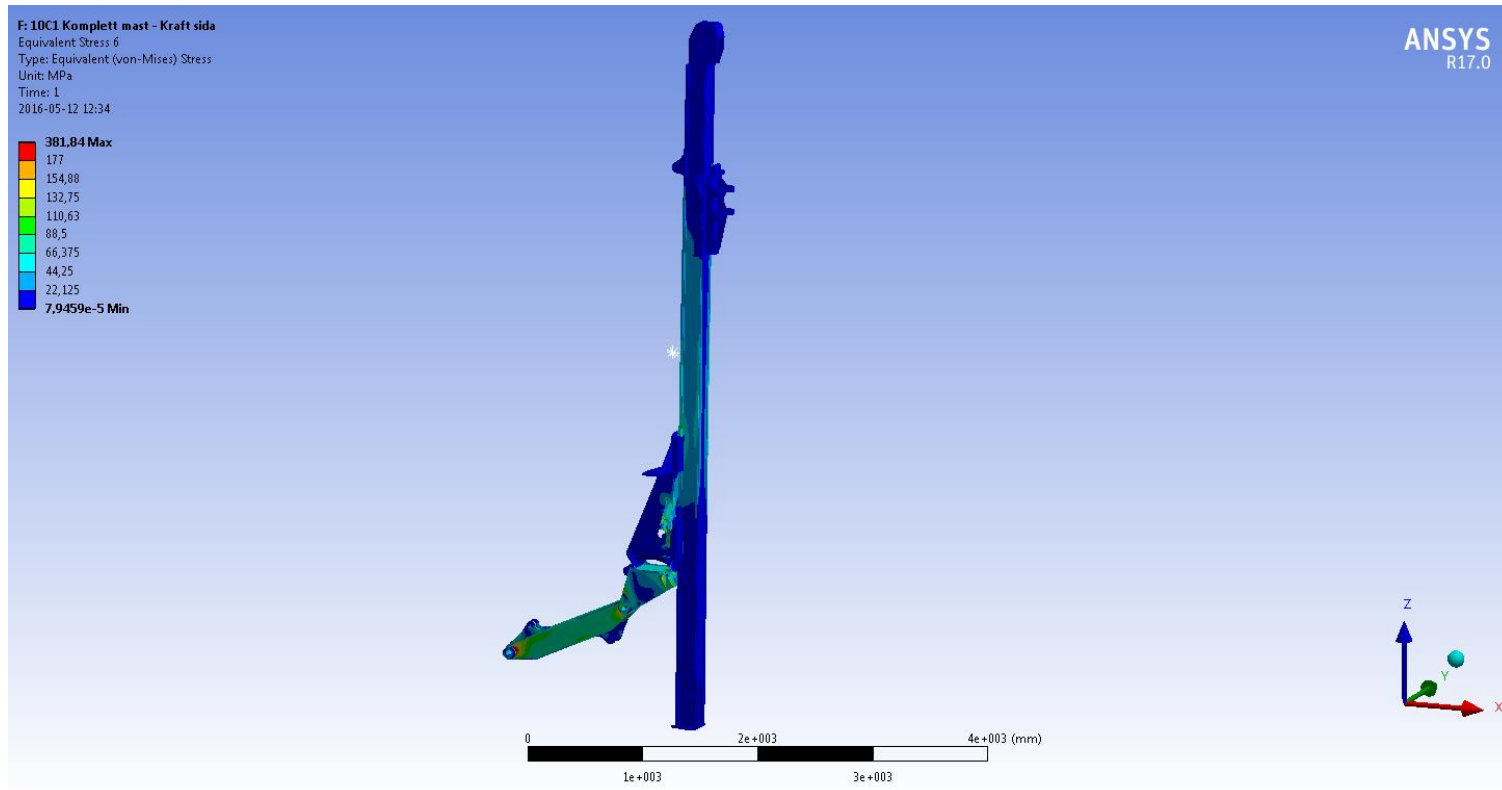
0-7 10A3 Komplet mast, max rotationsmoment, normal matningskraft



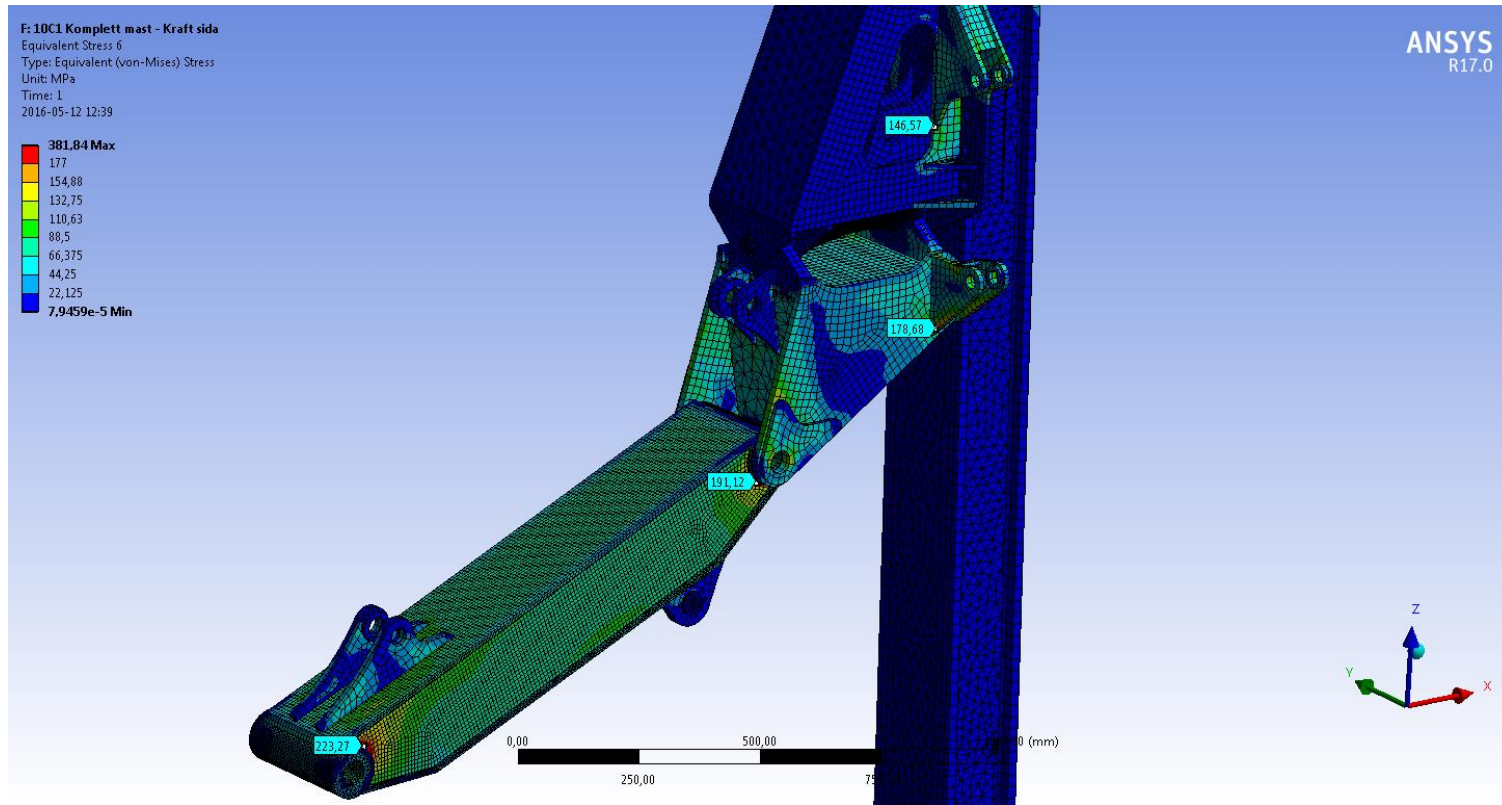
0-8 10B1 Komplet mast, max uppdragningskraft



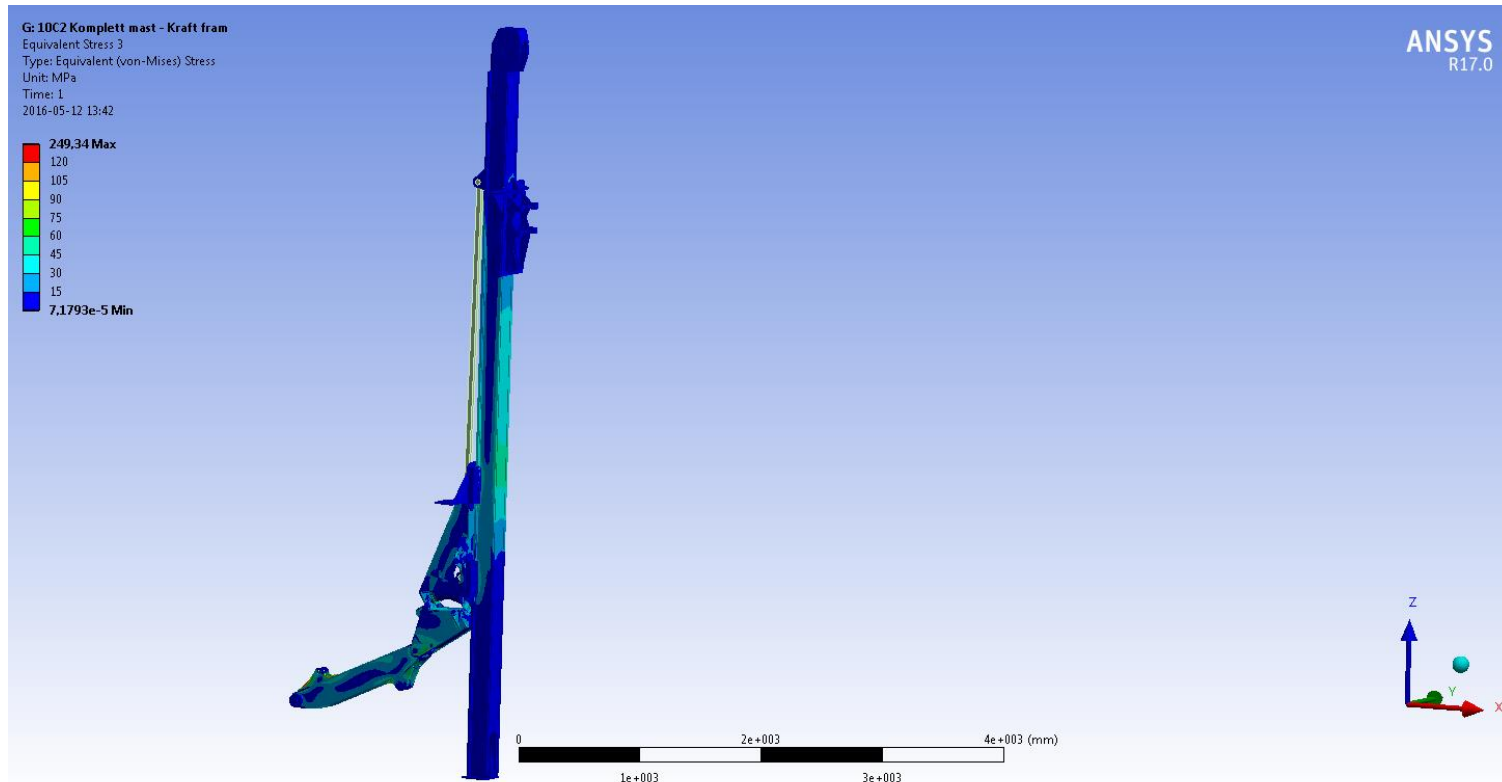
0-9 10B1 Komplet mast, max uppdragningskraft



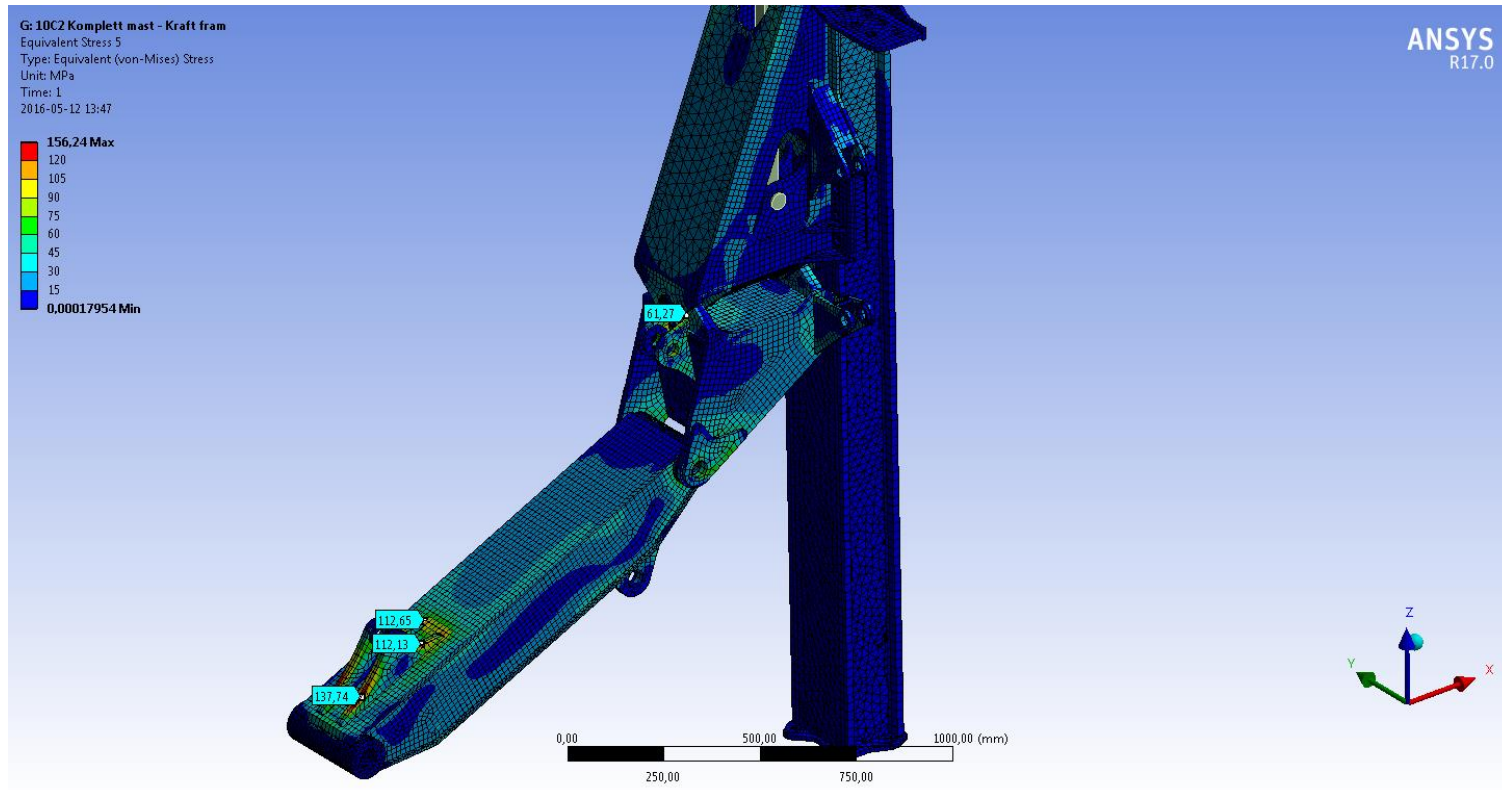
0-10 10C1 Komplet mast, kraft sida



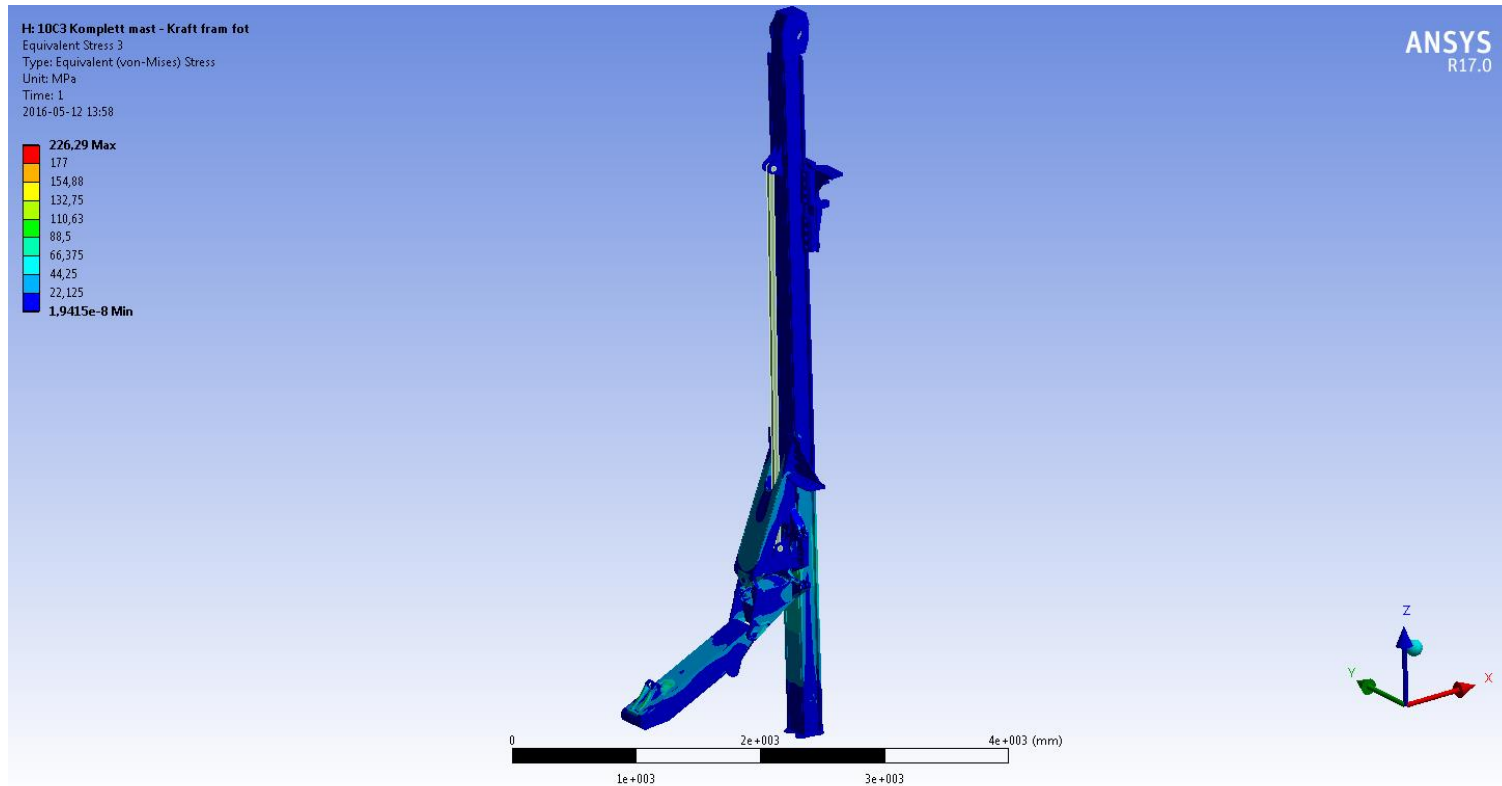
0-11 10C1 Komplet mast, kraft sida



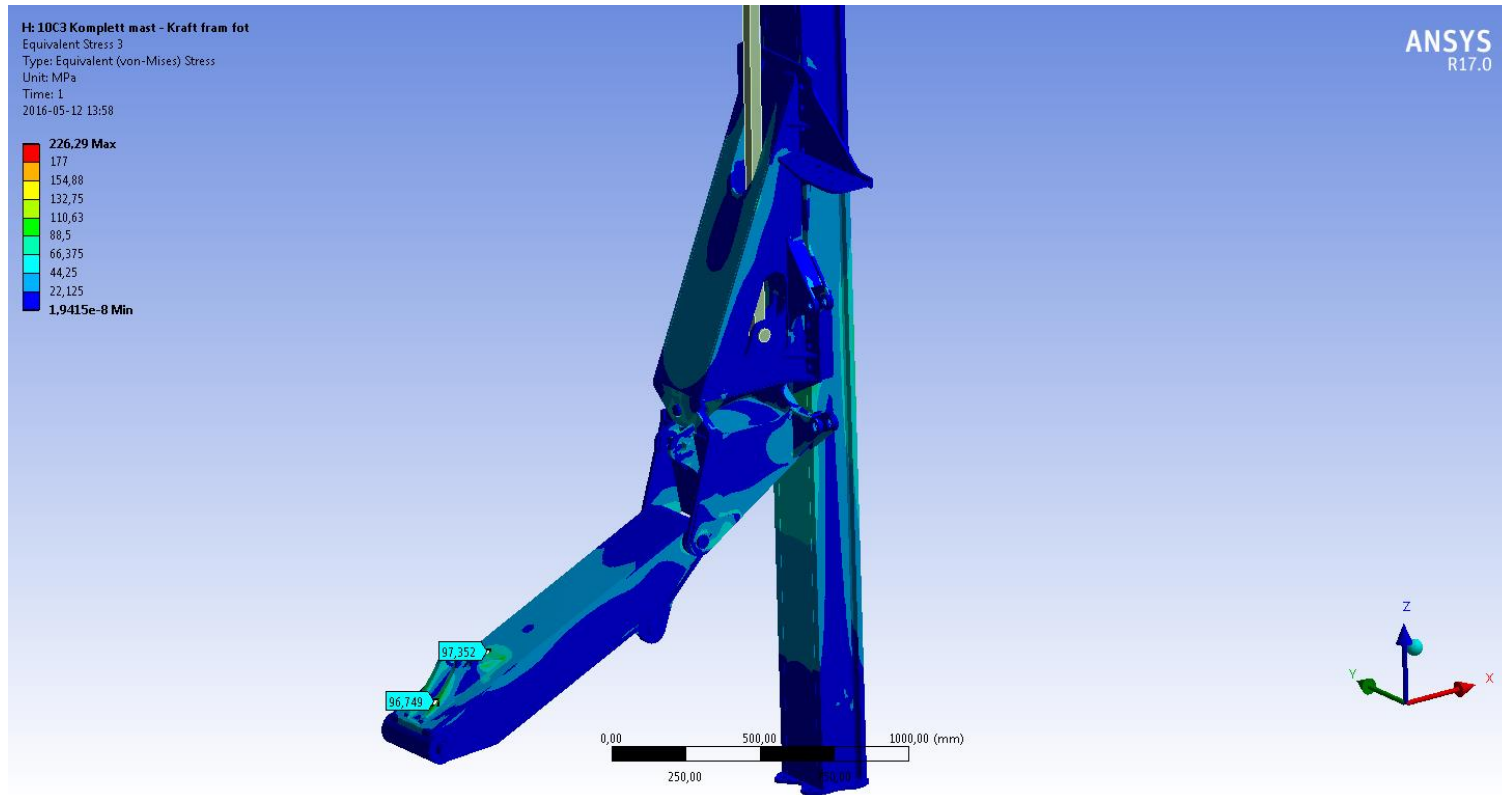
0-12 10C2 Komplet mast, kraft fram



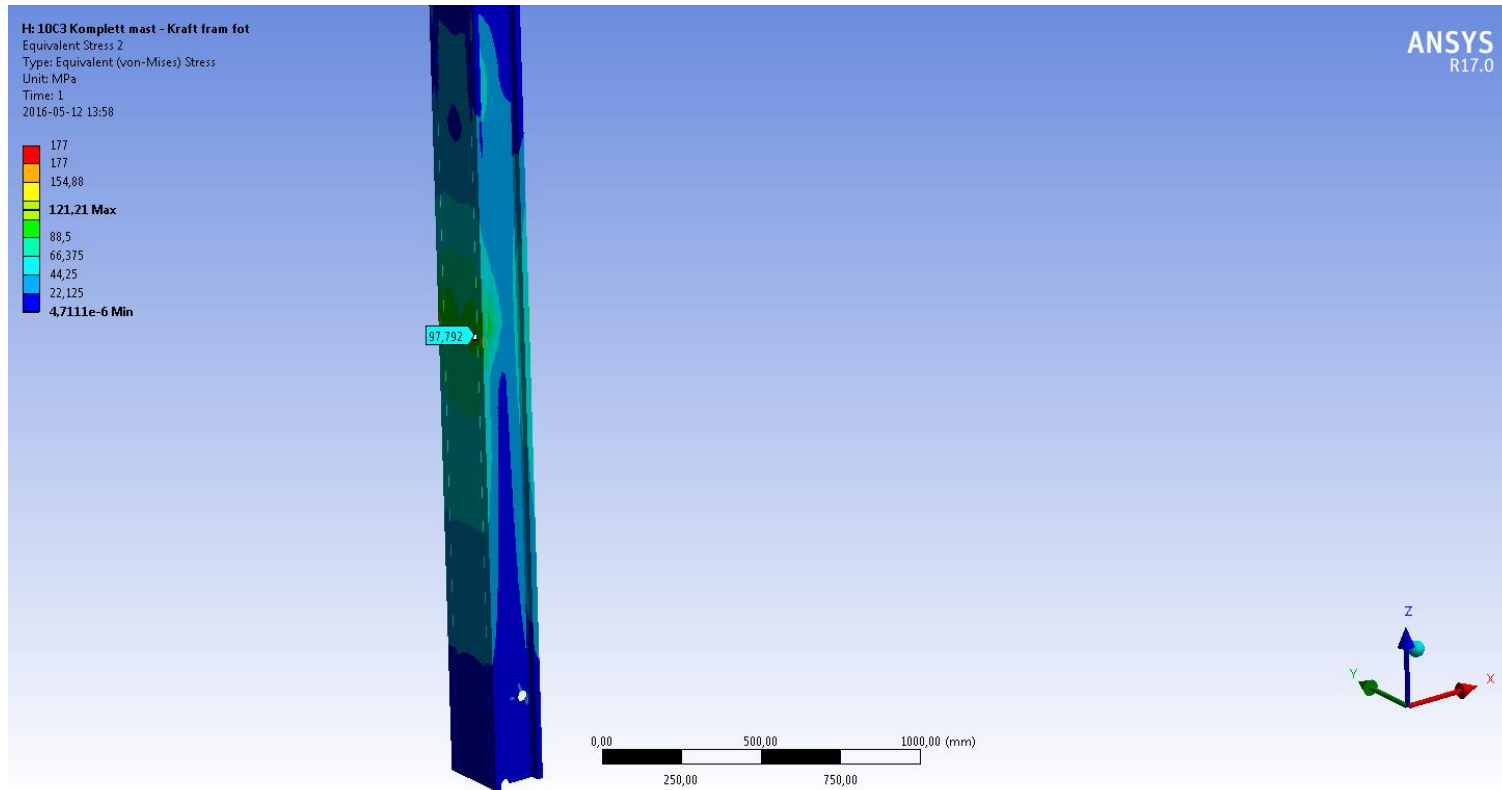
0-13 10C2 Komplett mast, kraft fram



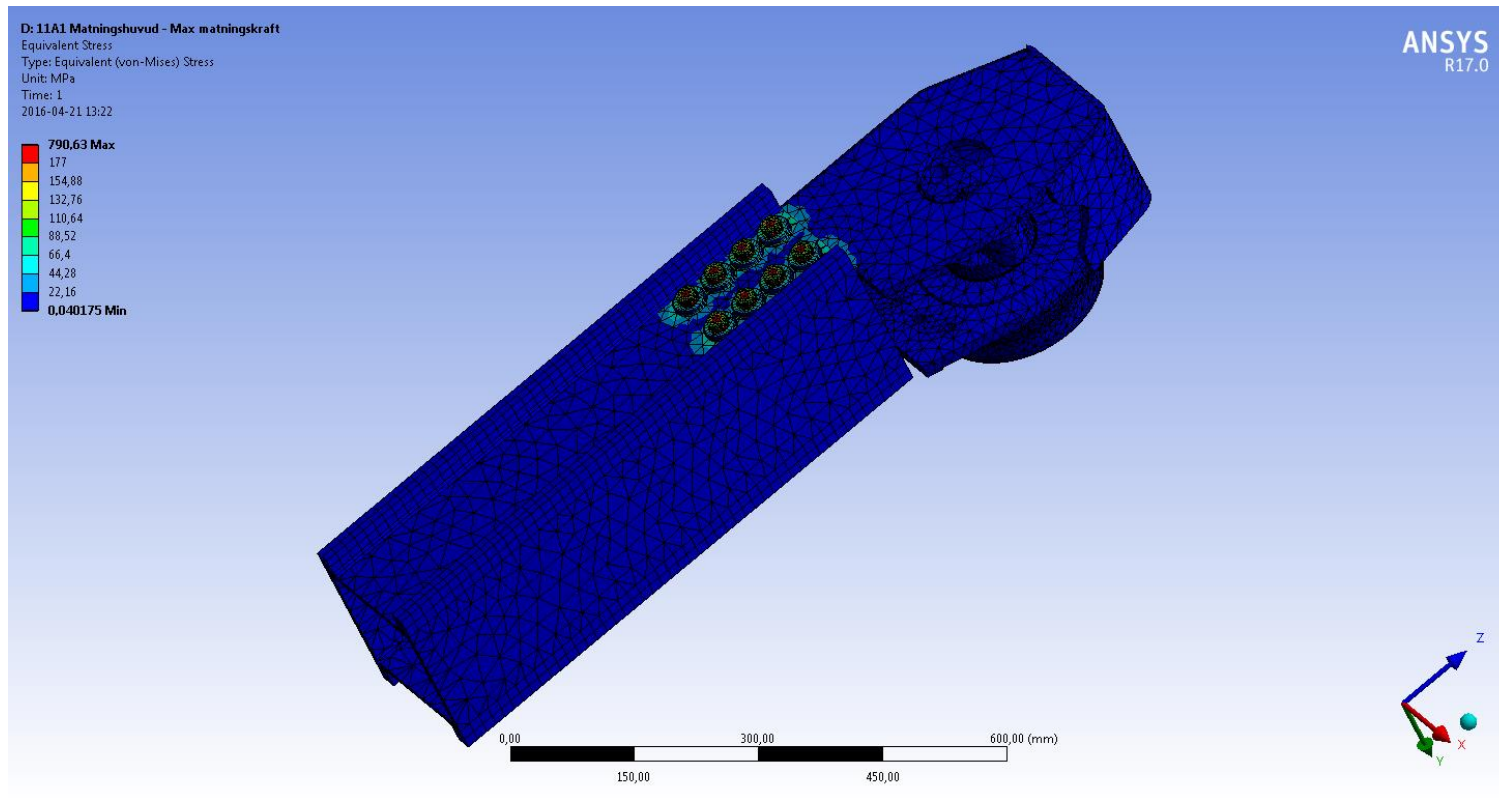
0-14 10C3 Komplet mast, kraft mastfot



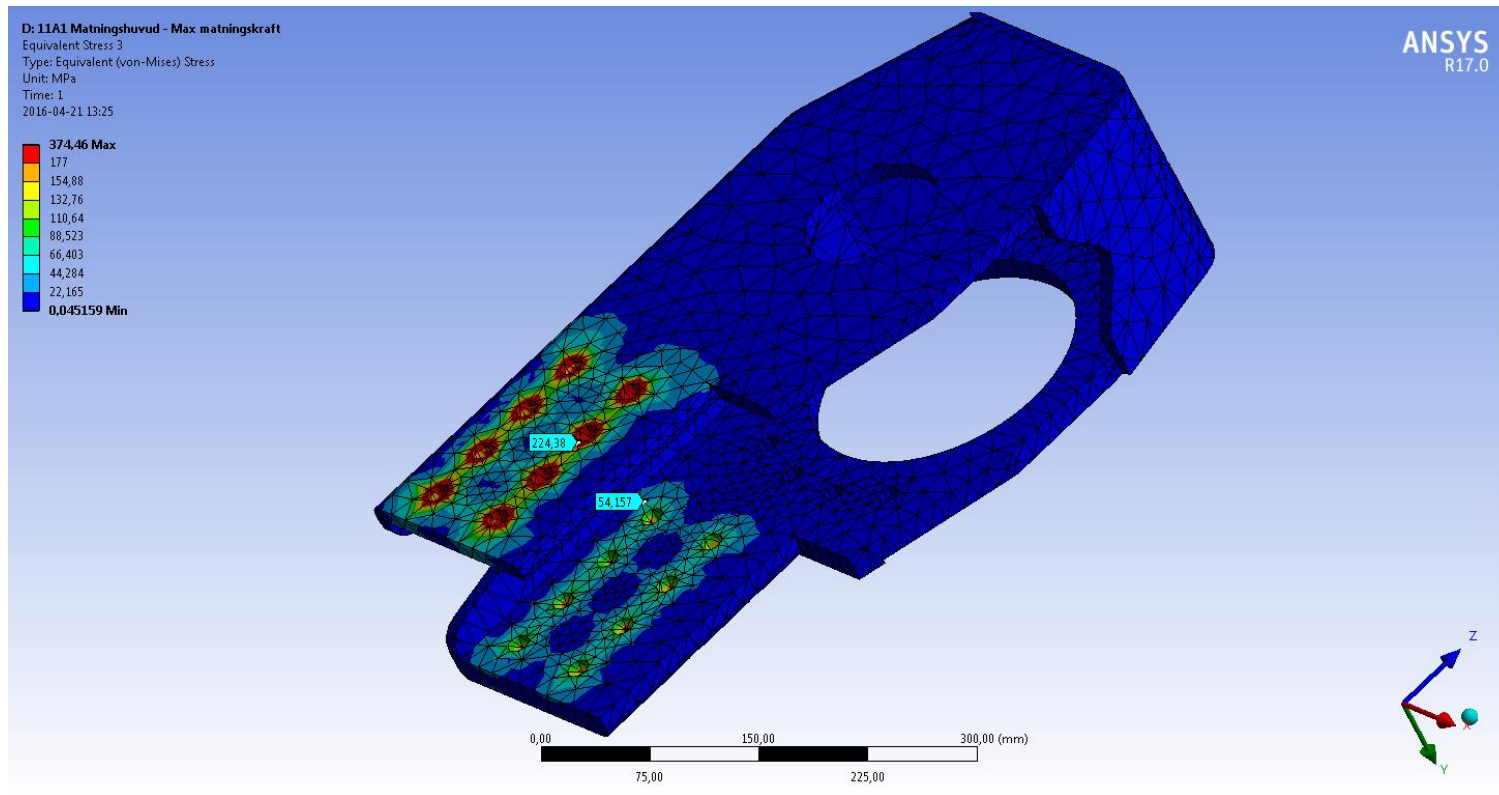
0-15 10C3 Komplet mast, kraft mastfot



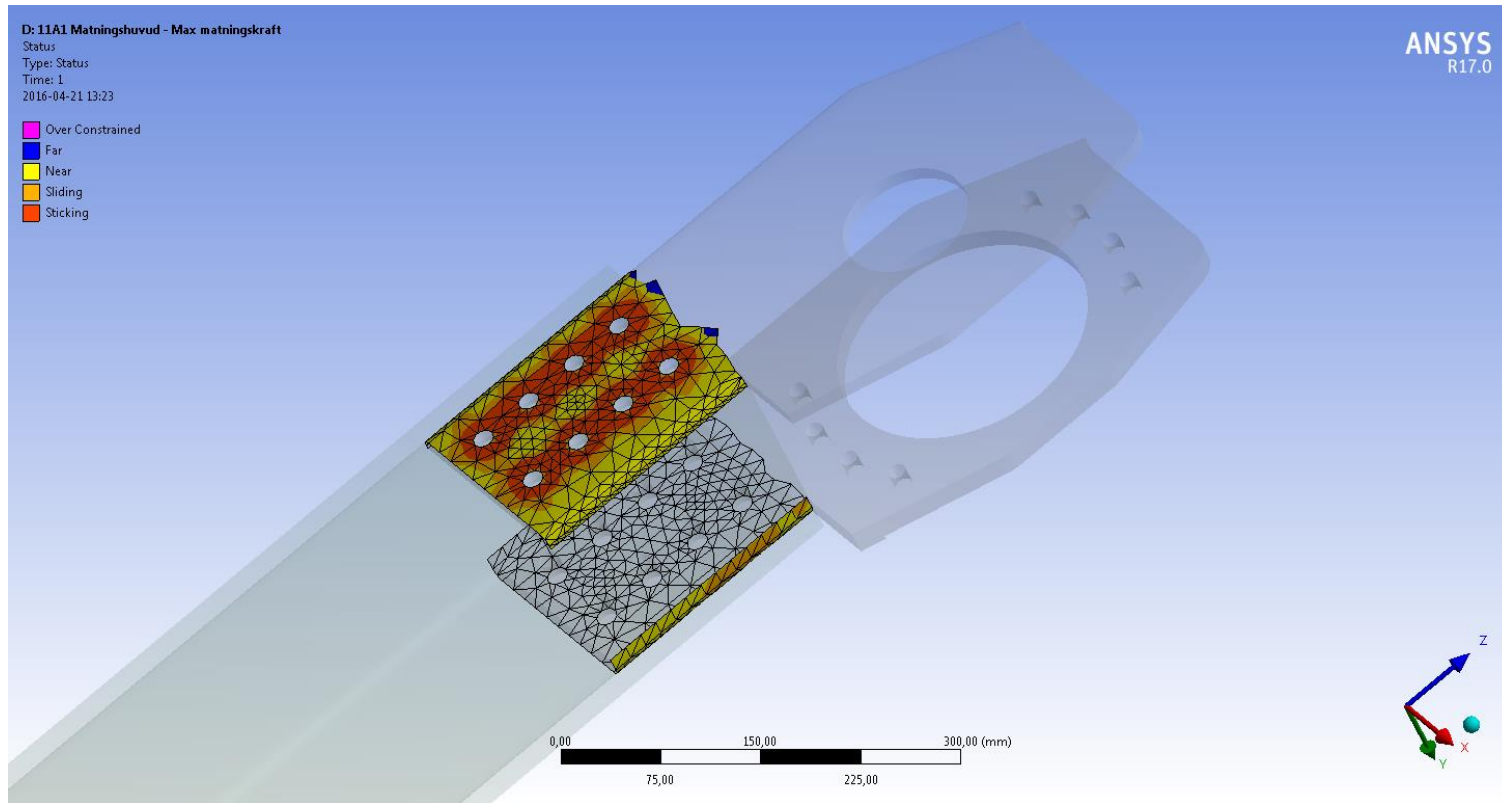
0-16 10C3 Komplet mast, kraft mastfot



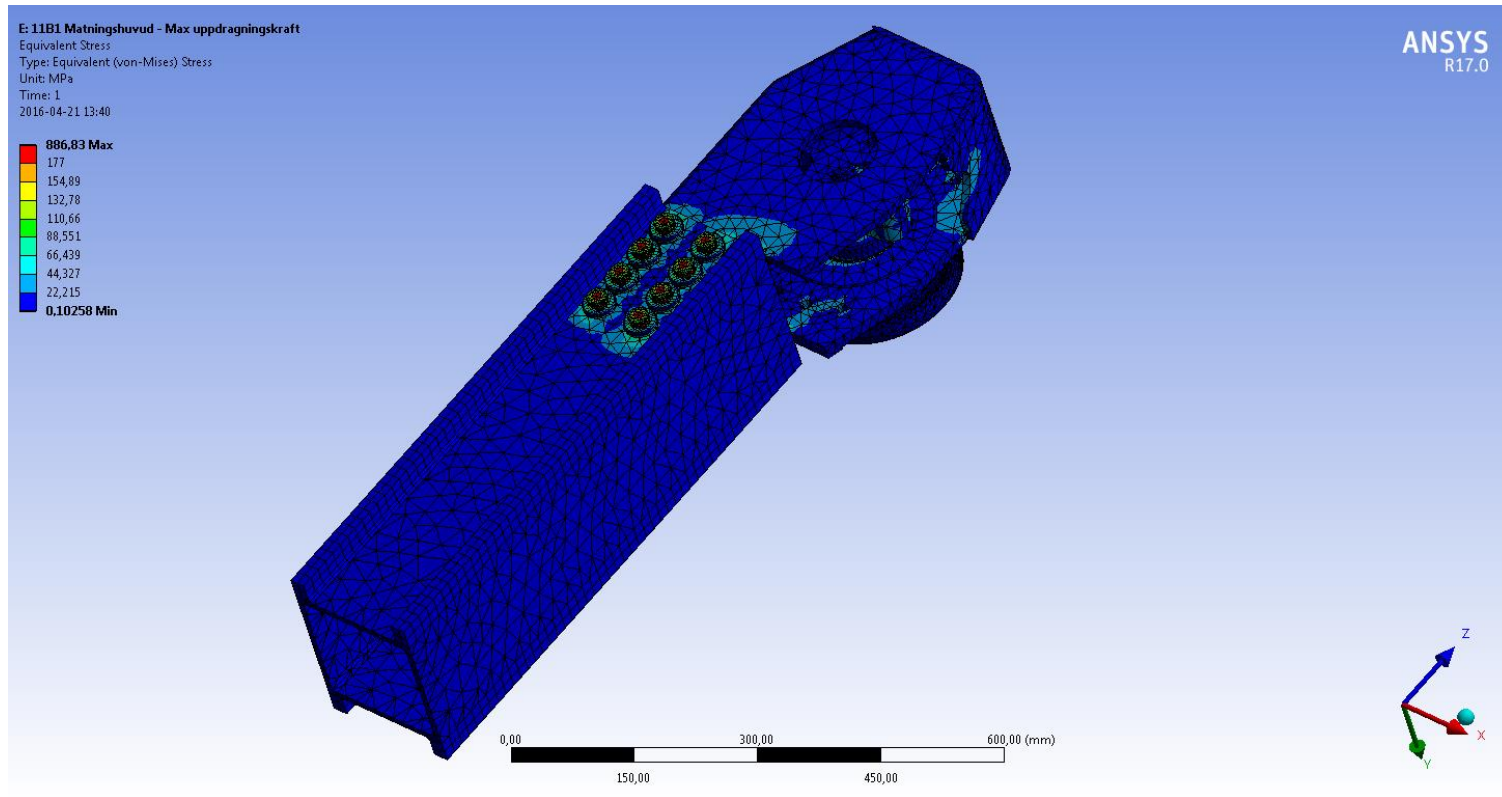
0-17 11A1 Matningshuvud, max matningskraft



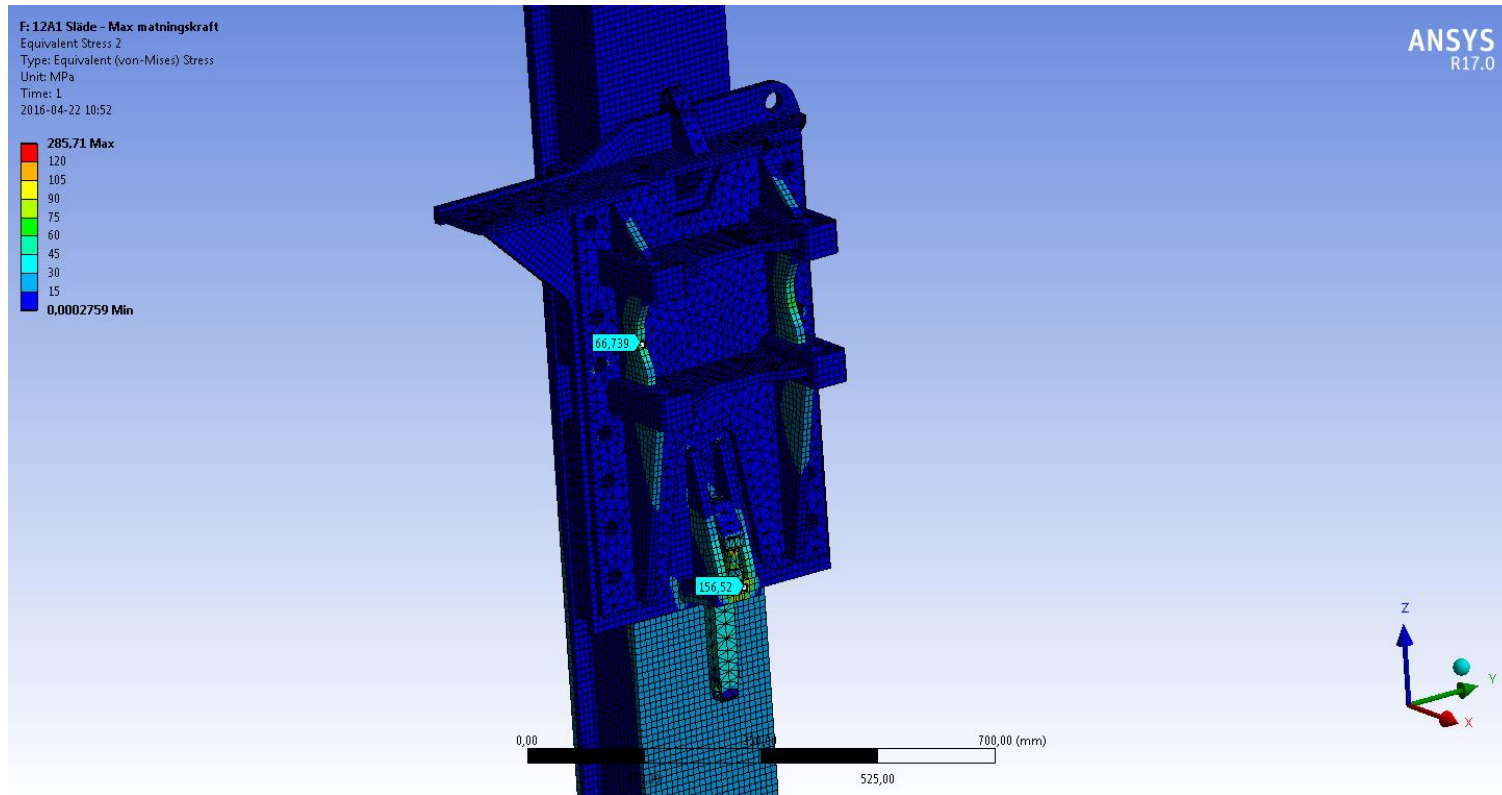
0-18 11A1 Matningshuvud, max matningskraft



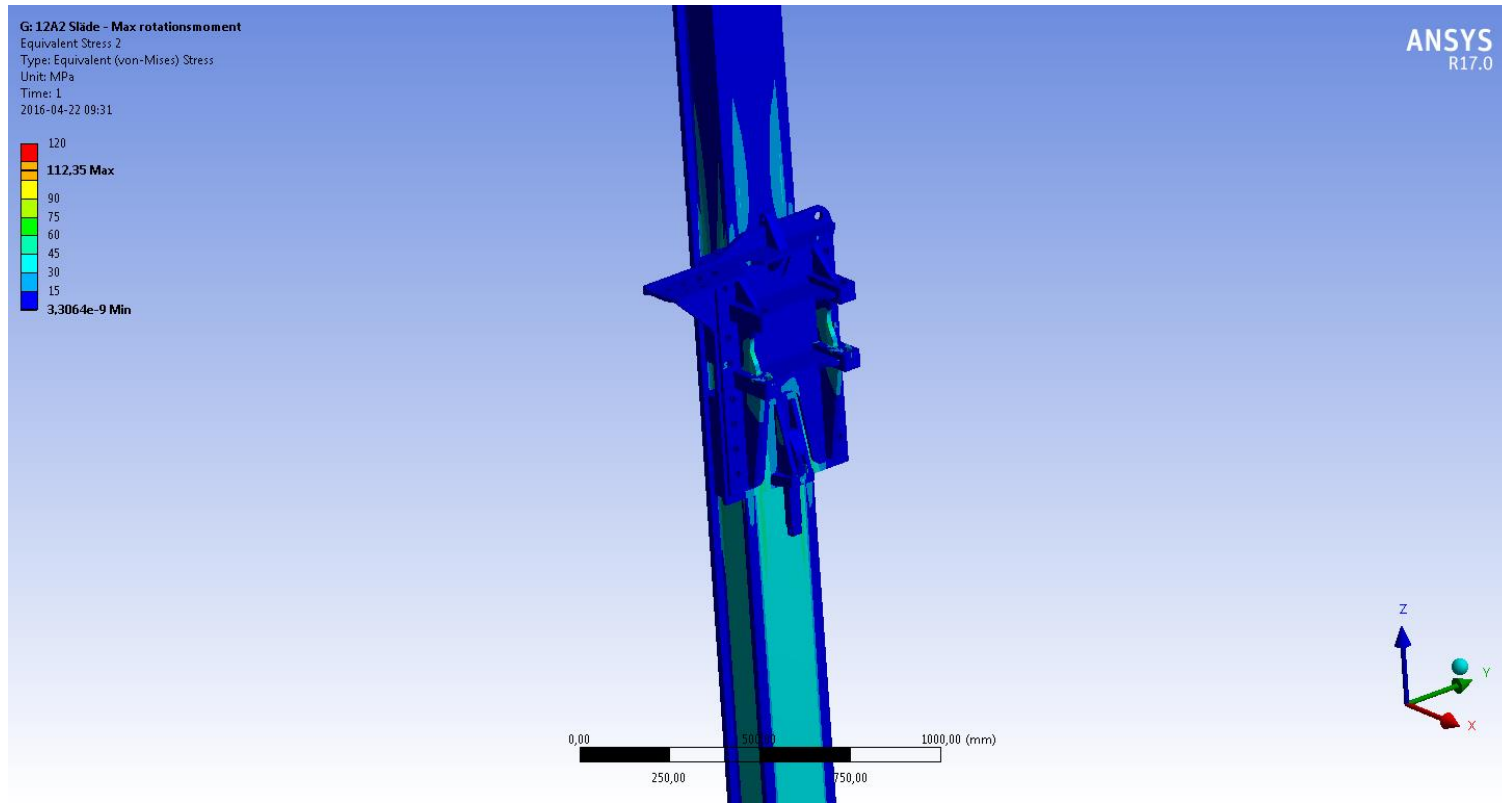
0-19 11A1 Matningshuvud, max matningkraft



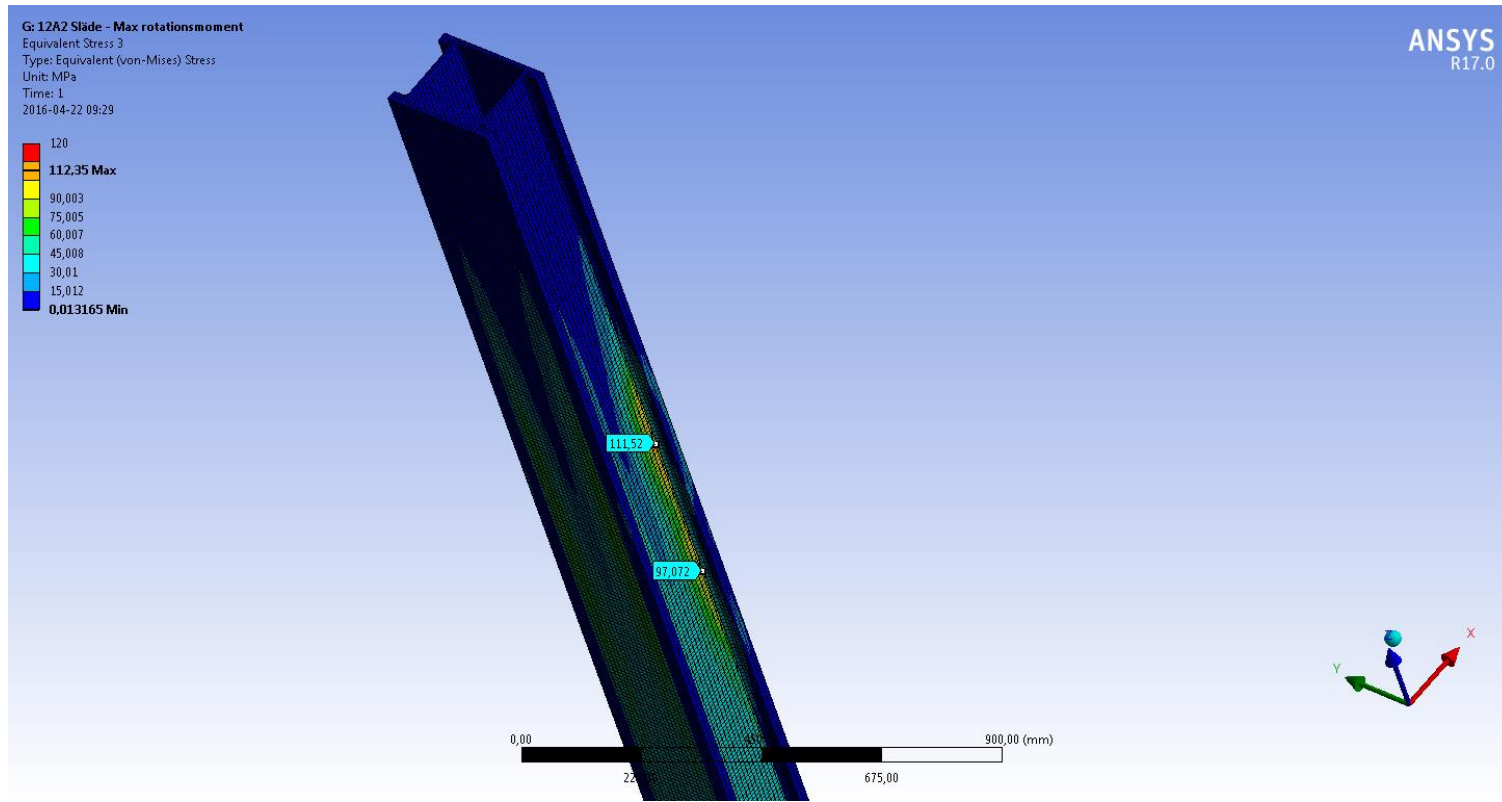
0-20 11B1 Matningshuvud, max uppdragningskraft



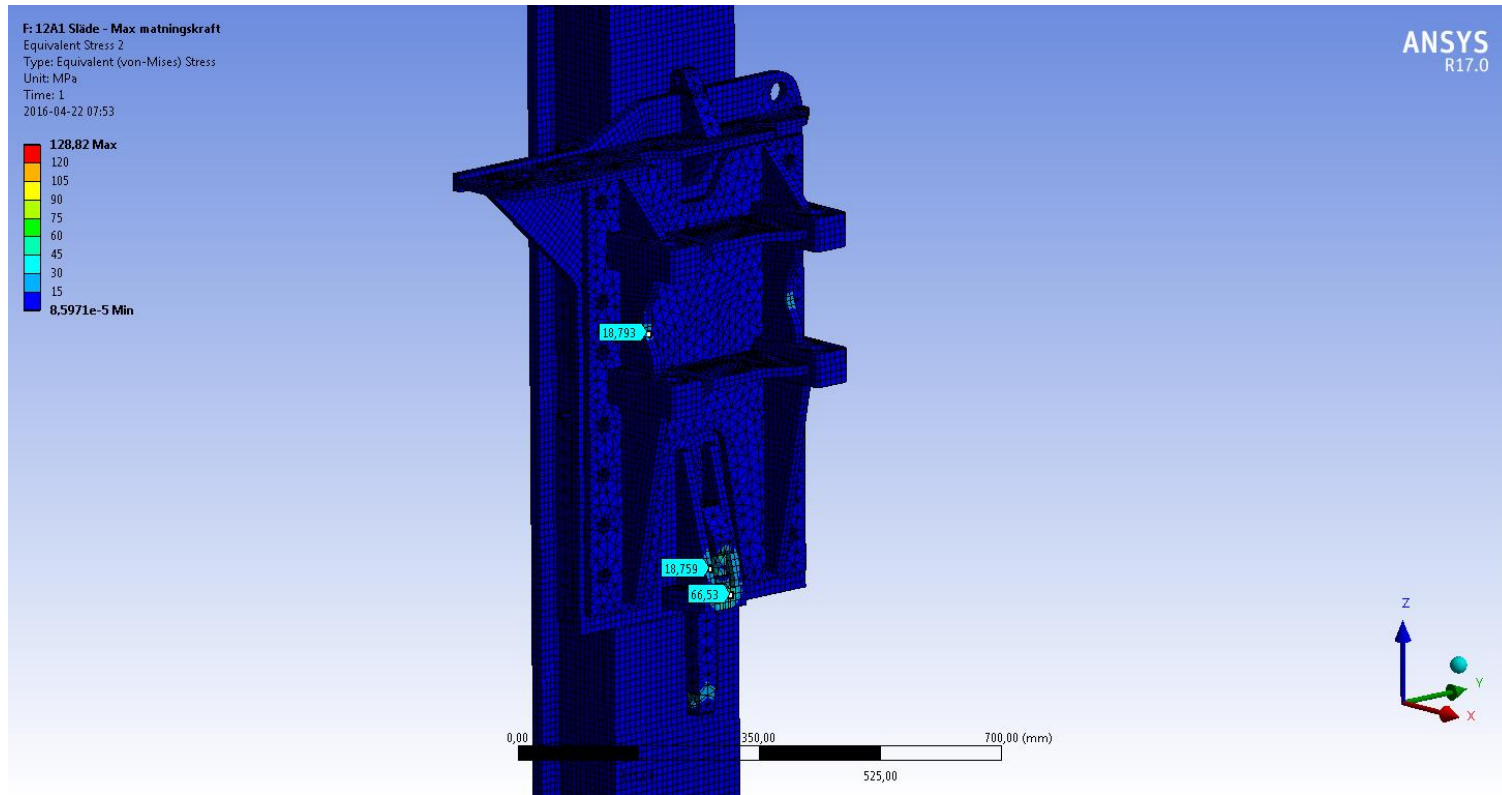
0-21 12A1 Släde, max matningskraft



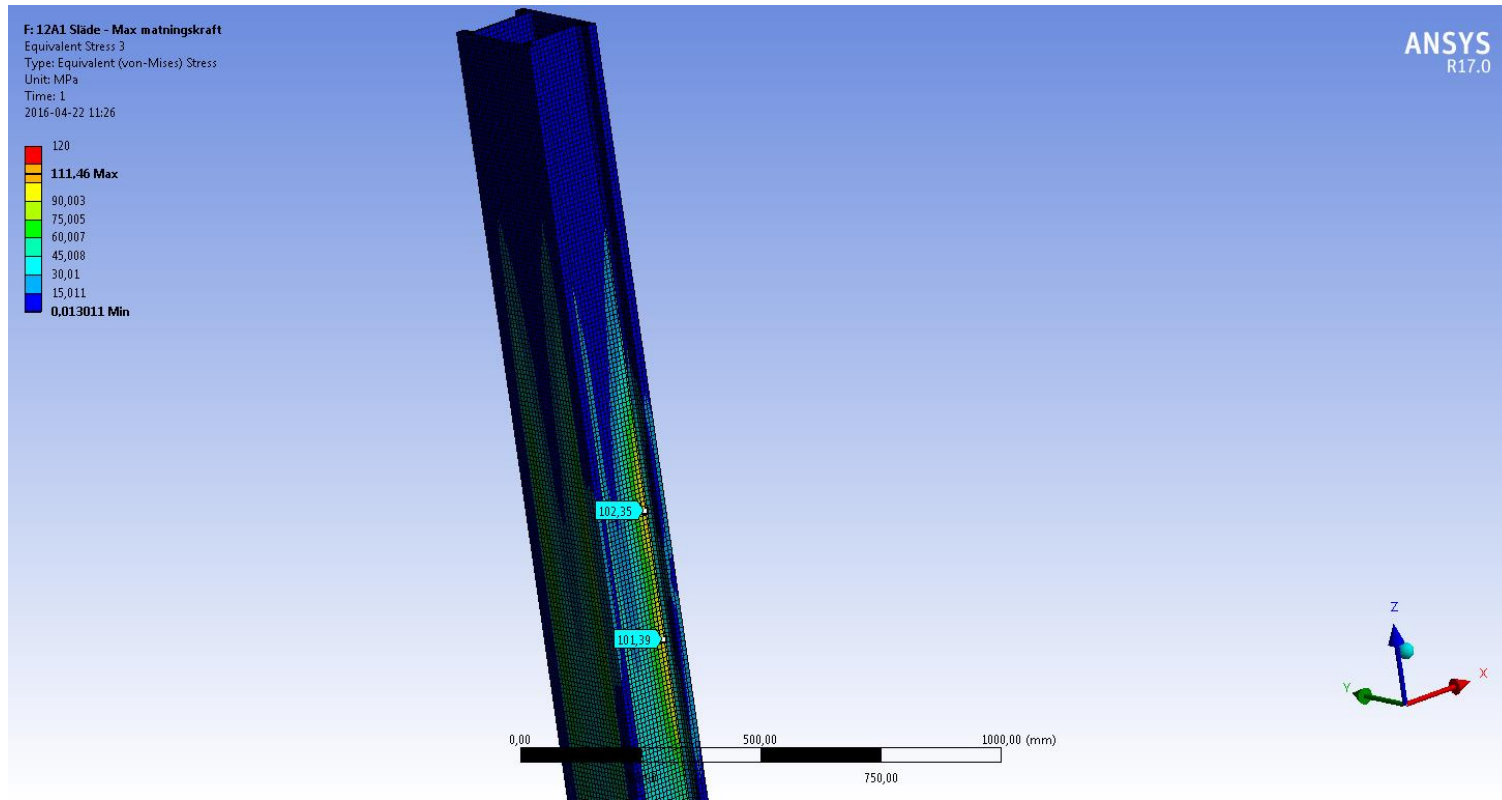
0-22 12A2 Släde, max rotationsmoment



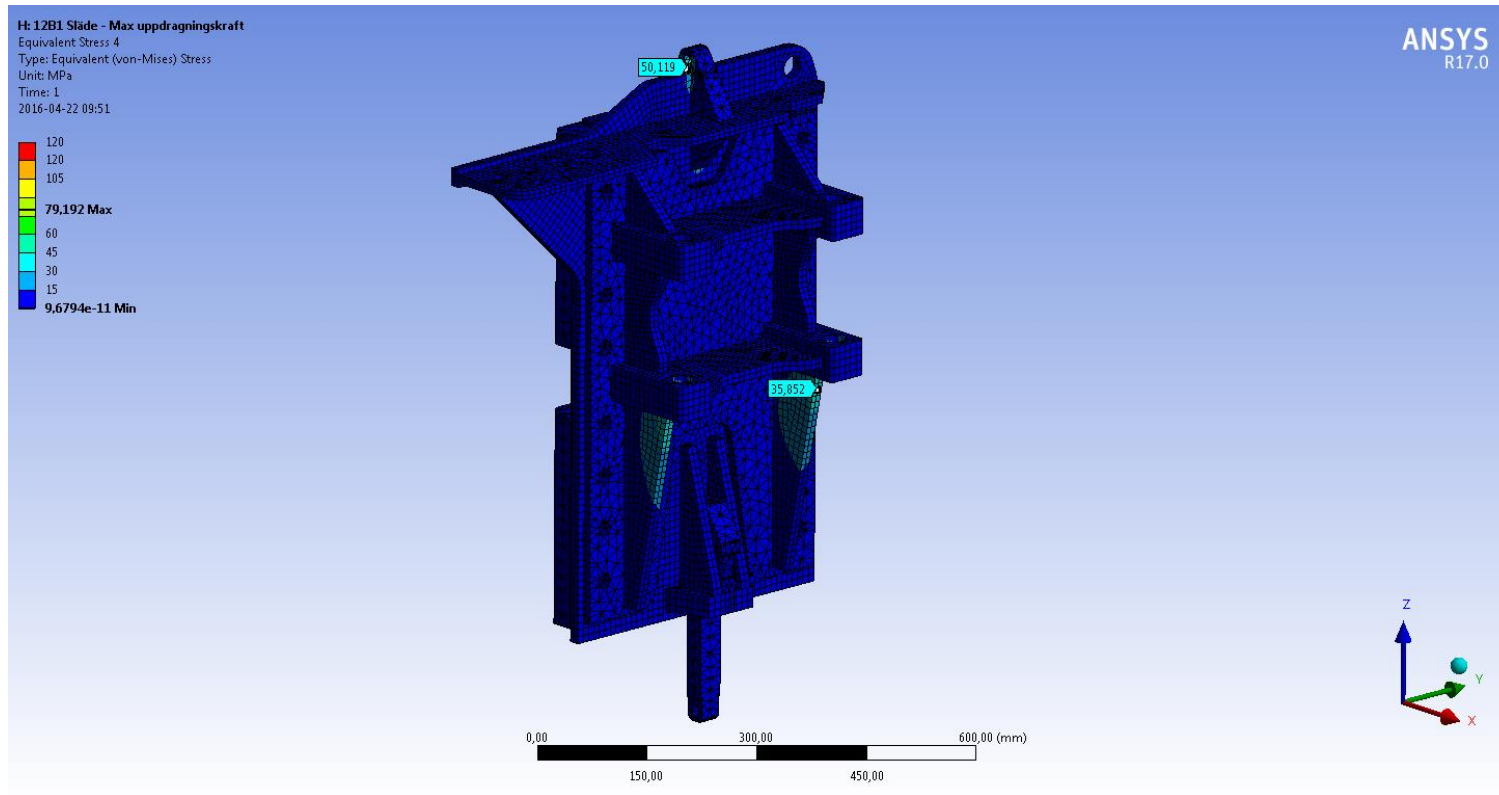
0-23 12A2 Släde, max rotationsmoment



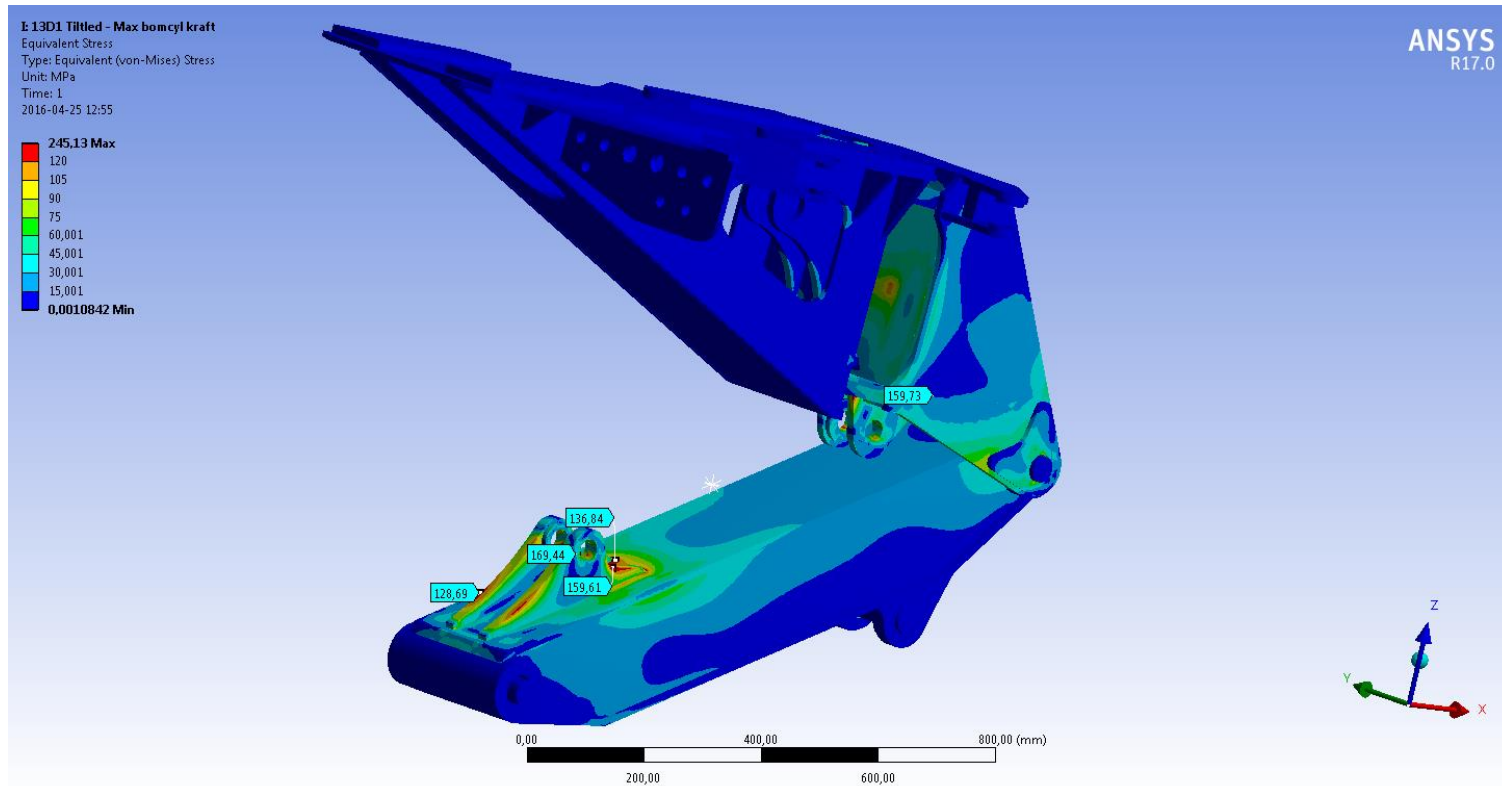
0-24 12A3 Släde, normal matningskraft, max rotationsmoment



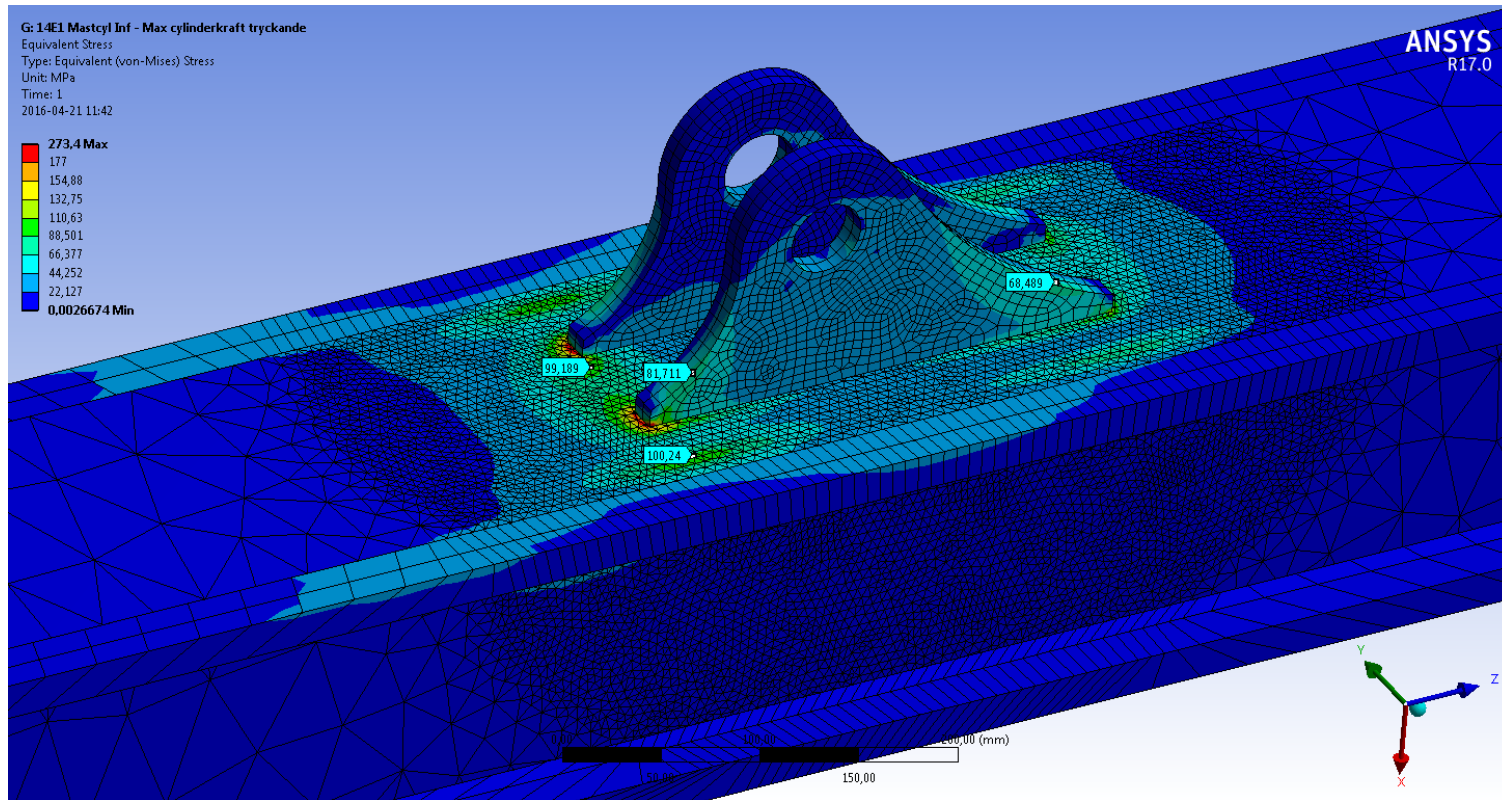
0-25 12A3 Släde, normal matningskraft, max rotationsmoment



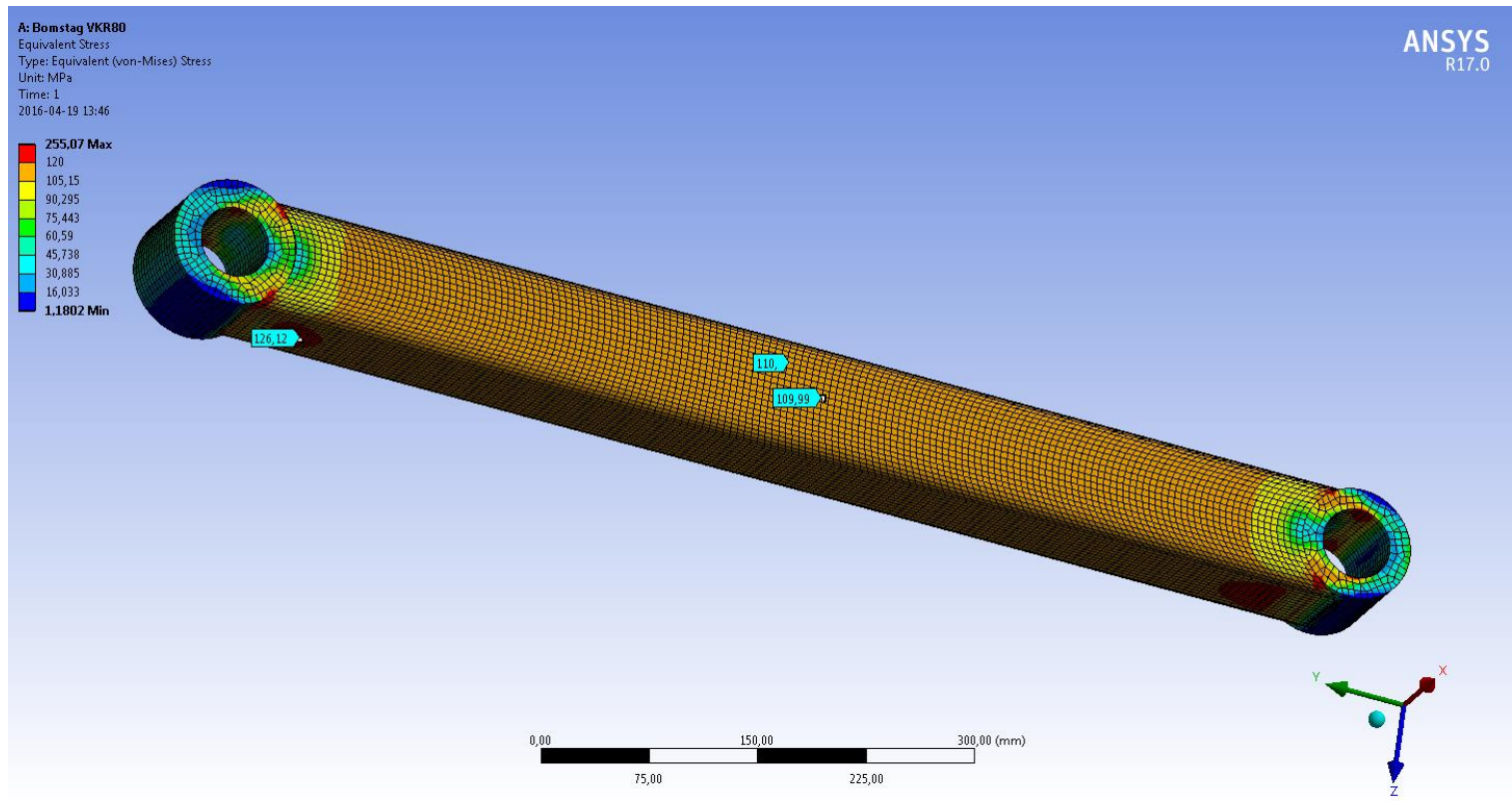
0-26 12B1 Släde, max uppdragningskraft



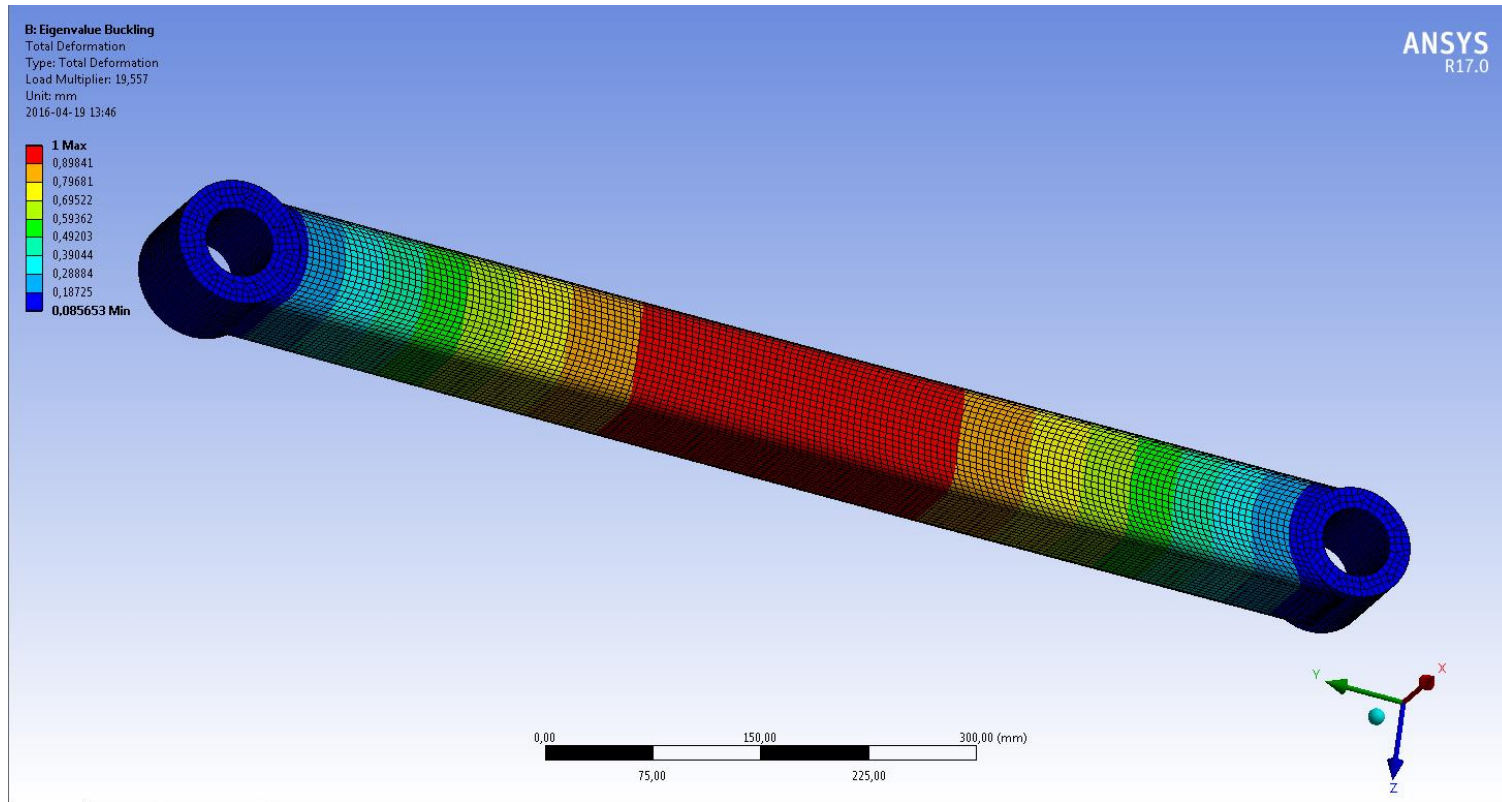
0-27 13D1 Titled, max bomcylinderkraft



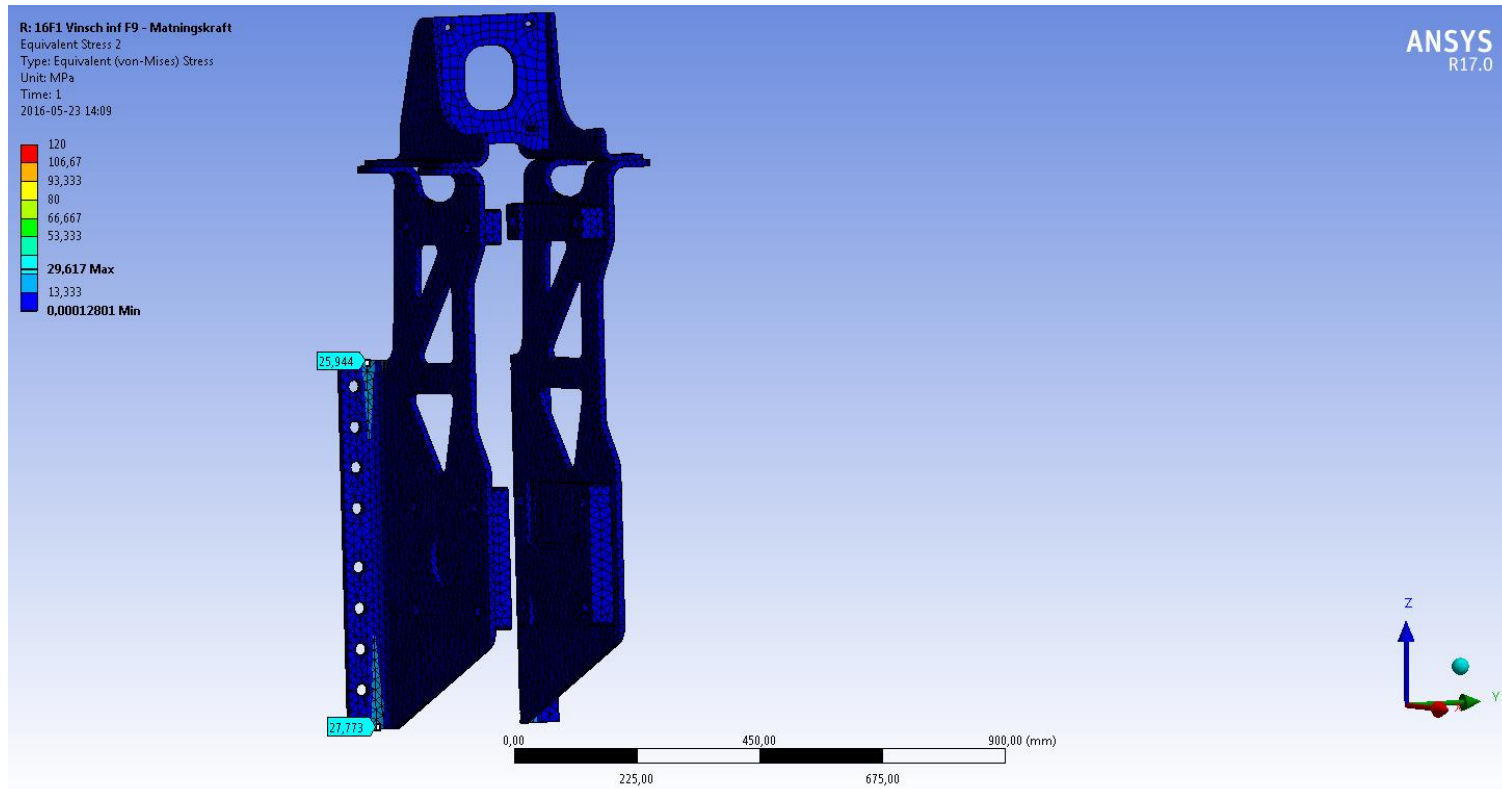
0-28 14E1 Cylinderinfästning mast, max cylinderkraft



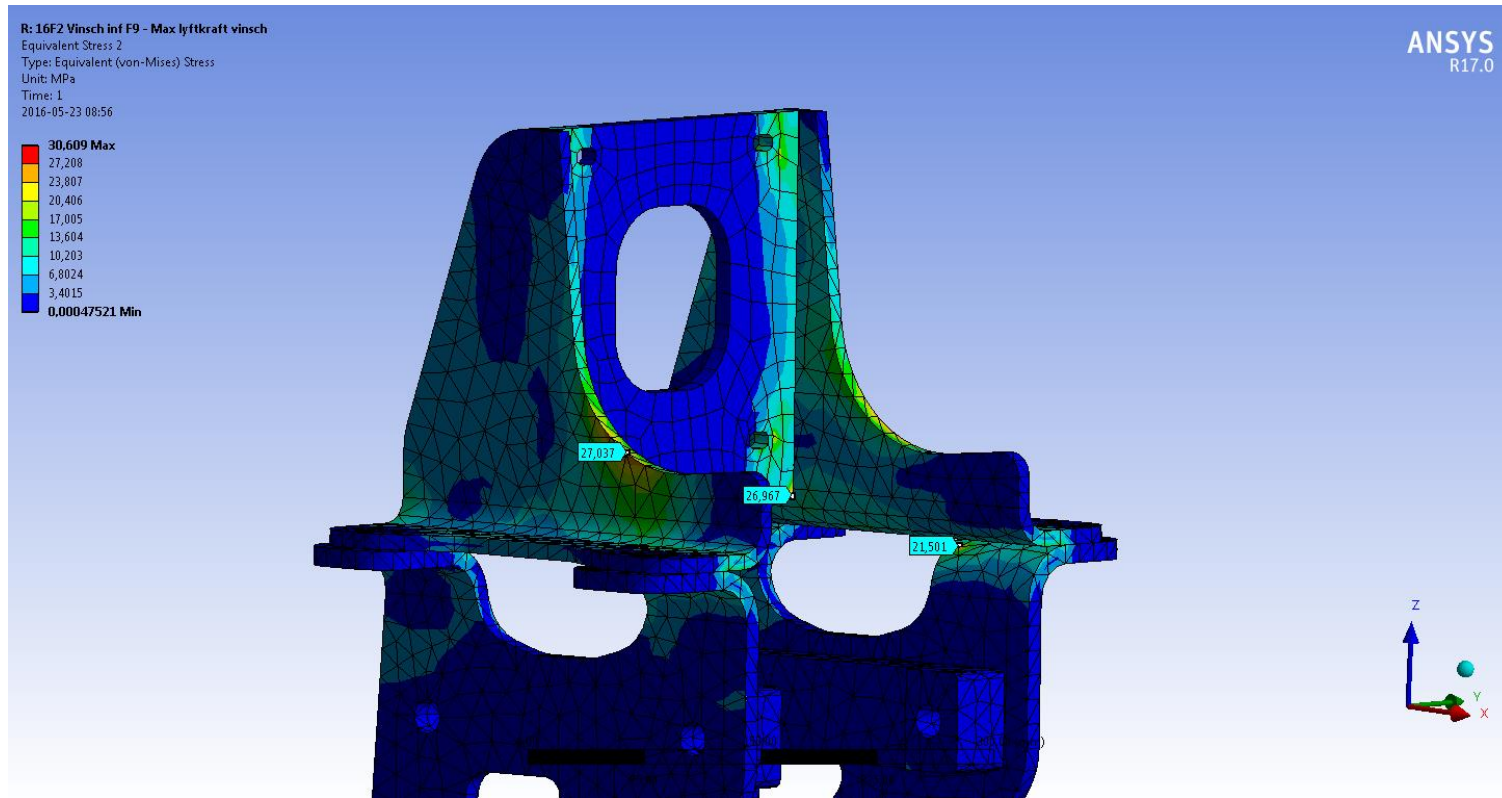
0-29 15B1 Bomstag, max uppdragarkraft



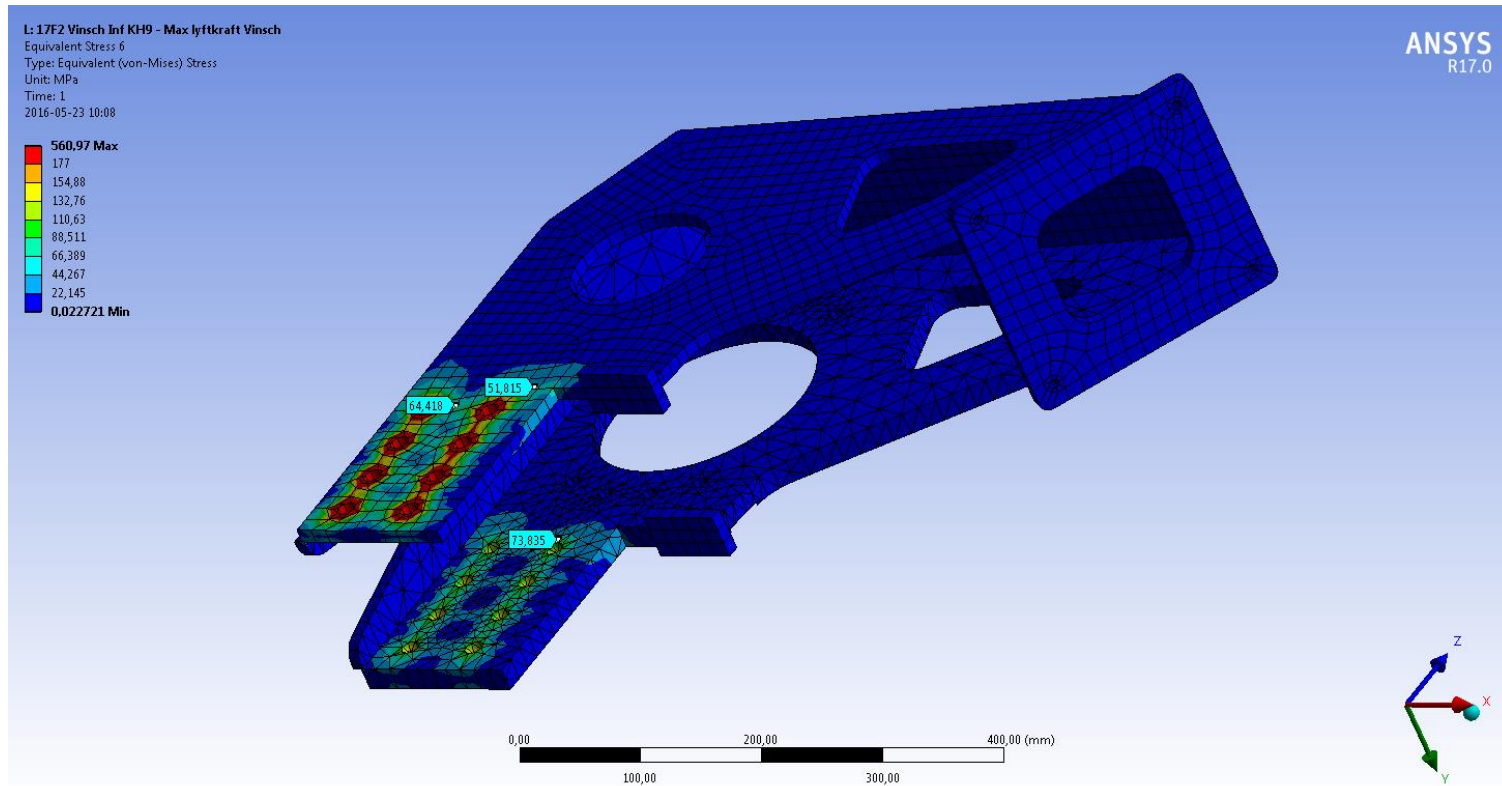
0-30 15B1 Bomstag, max uppdragningskraft, buckling



0-31 16A1 Vinschinfästning hammare, max matningkraft



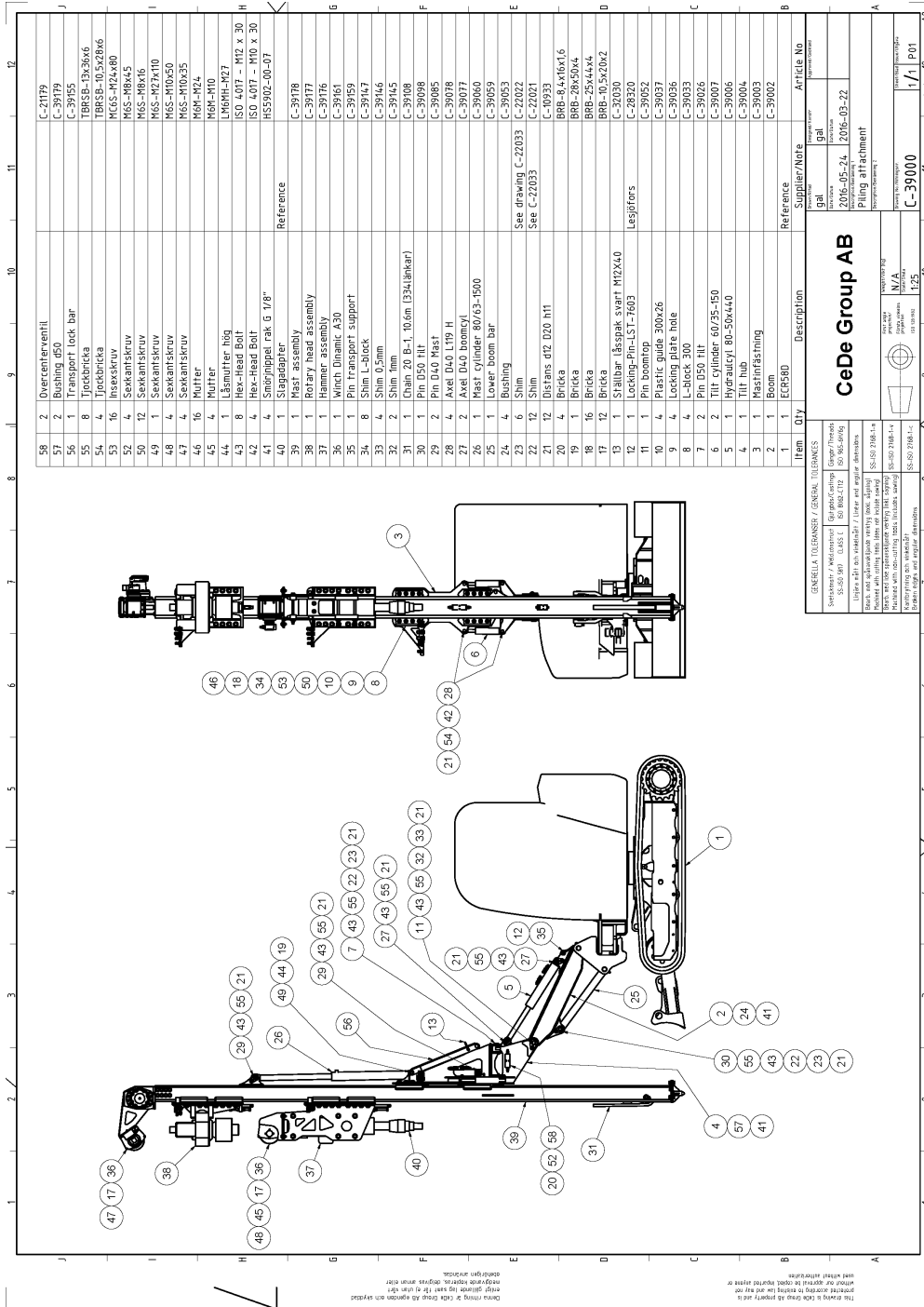
0-32 16F2 Vinschinfästning hammare, max lyftkraft



0-33 17F2 Vinschinfästning rotation, max lyftkraft

Bilaga C Ritningar

C.1 Sammanställningsritning topp-nivå



Item	Qty	Description	Supplier/Notes	Article No
58	2	Övertäckningshölj		C-21129
57	2	Bushing Ø50		C-39179
56	1	Transport lock bar		C-39155
55	8	Trocbänckta		TBR3B-13x28x6
54	4	Trocbänckta		MGS-M74x80
53	16	Insexskruv		MGS-M8x45
52	4	Sekskantskruv		MGS-M8x16
50	12	Sekskantskruv		MGS-M2x110
49	1	Sekskantskruv		MGS-M10x50
48	4	Sekskantskruv		MGS-M10x35
47	4	Sekskantskruv		MGM-M24
46	16	Mutter		MGM-M10
45	4	Mutter		LMBH-M27
44	1	Låsmutter höj		ISO 4017 - M12 x 30
43	8	Hex-head bolt		ISO 4017 - M10 x 30
42	4	Hex-head bolt		ISO 4017 - M10 x 30
41	4	Skruv		MS3902-00-07
40	4	Skruv		
39	1	Mast assembly		
38	1	Rotary head assembly		C-39178
37	1	Hammer assembly		C-39177
36	1	Winch dynamic A30		C-39176
35	1	Pin transport support		C-39161
34	8	Shim L-block		C-39159
33	4	Shim 0.5mm		C-39147
32	2	Shim 1mm		C-39146
31	1	Chain 20 B-1, 10.6m (33M,linker)		C-39108
30	1	Pin Ø50 HIT		C-39108
29	2	Pin Ø40 Mast		C-39085
28	4	Axel D40 L119 H		C-39078
27	2	Axel D40 boomcyl		C-39077
26	1	Mast cylinder 80/63-1500		C-39060
25	1	Lower boom bar		C-39059
24	4	Bushing		C-39053
23	9	Shim		C-39052
22	1	Shim		C-39051
21	12	Rollers Ø12 D20 HIT		C-39033
20	4	Bricka		BBB-84x16x16
19	1	Bricka		BBB-28x50x44
18	16	Bricka		BBB-25x44x44
17	12	Bricka		BBB-10.5x20x2
16	1	Stållåda, lässpåk svart M12x40		C-32030
15	1	Locking-Pin-LST-7603		C-28320
14	1	Pin boomtröp		C-39052
13	1	Plastic guide 300x26		C-39037
12	4	Locking plate hole		C-39036
11	4	Locking plate hole		C-39036
10	4	Locking plate hole		C-39036
9	4	Locking plate hole		C-39036
8	4	L-block 300		C-39033
7	2	Pin Ø50 HIT		C-39026
6	2	Tilt cylinder 60/35-150		C-39007
5	1	Hydraulic 80-50x440		C-39006
4	1	Tilt hub		C-39004
3	1	Mastinrättning		C-39003
2	1	Boom		C-39002
1	1	ECR40		C-39002

CeDe Group AB

Address: **2016-03-22**

Supplier/Notes: **Piling attachment**

Article No: **C-39000**

Quantity: **1/1**

Part: **P01**