Degree project

UNIVERSITY OF SKÖVDE

Strukturell analys av hissfundament

Structural analysis of beam in elevator shaft

Bachelor Degree Project in Mechanical Engineering
G2E, 30 credits
Spring term 2021

Oskar Bohlin
Petter Klingström

Supervisor: Kent Salomonsson

Examiner: Lennart Ljungberg

Sammanfattning

Rapporten behandlar en nulägesanalys av ett hissfundament tillverkat av S235 i syfte att undersöka spänningar och deformationer i komponenterna. Fundamentet är en del av en maskinrumslös linhiss och sitter högst upp i hisschaktet. Fundamentet agerar som en infästningspunkt för hisslinor och hissmaskinen. En förenklad numerisk modell används där en statisk analys, en dynamisk implicit analys och en modalanalys genomförs för att simulera ett nödstopp med en fullastad hiss.

Modalanalysen visar fundamentets tre första moder där de två första visar gejdskenans förskjutning och uppstår vid start och stopp. Den tredje moden inträffar ej under normalt bruk och visar fundamentets vridning. Resultatet av simuleringen visar att två komponenter utsätts för större belastningar än resterande komponenter: Motorfästet och balkinfästningen. Motorfästet visar två områden som utsätts för plastisk deformation där den huvudsakliga spänningen är tryckspänning. Balkinfästningen har ett område som utsätts för plastisk deformation där den huvudsakliga spänningen är dragspänning. Ytterligare analyser har utförts på motorfästet med förstärkningar och balkinfästningen med ökad godstjocklek. Detta med syftet att minska plasticeringzonerna för komponenterna. Ett Goodman diagram konstruerades och visar att komponenterna inte är i risk för utmattning.

Abstract

This report is a situation assessment of a beam structure in an elevator constructed by s235 to investigate the stresses and deformation in the components. The beam structure is a part of a passenger carrying machine room-less traction elevator and is placed at the top of the elevator shaft. The beam structure is an attachment point for the elevator ropes and the elevator machine. A simplified numerical model is used for a static analysis, a dynamic implicit analysis and a modal analysis to simulate an emergency stop with a fully loaded elevator.

The modal analysis shows the first three modes of the beam structure, the first two shows the movement of the guiderail which occurs at start up and stop. The third mode will not occur during normal use and shows beam structure twisting. The result of the simulation shows that two of the components are subjected to greater stresses than the rest of the assembly. These are the beam attachment and machine plate. The elevator machine plate shows two main areas that are subjected to plastic deformation where the main stresses are compressive. The beam attachment show one area which is subjected to plastic deformation where the main stresses are tensile. Further simulations have been performed on the machine plate with additional reinforcements and the beam attachment with an increased material thickness. This with the intention to eliminate or decrease the size of the areas which have been subjected to plastic deformation. A Goodman diagram was constructed and shows that the components are not at risk of fatigue.

Intyg

Denna uppsats har lämnats in av Oskar Bohlin & Petter Klingström till Högskolan i Skövde som uppsats för erhållande av betyg för kandidat- och högskoleingejörsexamen inom ämnet maskinteknik. Undertecknande intygar härmed att allt material i denna uppsats som inte är resultatet av eget arbete har redovisats med källangivelse. Uppsatsen innehåller inte heller material som undertecknande redan tidigare fått tillgodoräknat sig inom sina akademiska studier.

Oskar Bohlin

Petter Klingström

Skövde 2021-05-31

Institutionen för Ingenjörsvetenskap

Förord

Vi vill rikta ett tack till Anders Stenkilsson och Christer Lennartsson på ALT Hiss för deras engagemang vid ordnandet av besök och för all hjälp under arbetet.

Ett tack till Kent Salomonsson som varit vår handledare på Högskolan i Skövde, som med sina goda idéer, diskussioner och kunskap hjälpt driva arbetet framåt.

Vi vill även rikta ett tack till ALT Hiss som gjort hela arbetet möjligt.

Nomenklatur

σ = Normalspänning [Pa]

σ_y = Sträckgräns för normalspänning [Pa]

σ_e = Effektivspänning enligt von mises hypotes [Pa]

σ_f = Brottspänning [Pa]

σ_m = Medelspänning [Pa]

σ_b = Maximal dragspänning [Pa]

σ_a = Spänningsamplitud [Pa]

σ_w = Utmattningsgräns [Pa]

τ = Skjuvspänning [Pa]

ε = Normaltjöning [dimensionslös]

ε' = Perpendikulär töjning [dimensionslös]

E = Elasticitetsmodul [Pa]

F = Kraft [N]

m = Massa [kg]

v = Hastighet [m/s]

a = Acceleration [m/s^2]

p = Rörelsemängd [kgm/s]

$\frac{dp}{dt}$ = Förändringen i rörelsemängd med avseende på tid [kgm/s^2]

g = Tyngdacceleration [m/s^2]

M = Moment [Nm]

t = Tid [s]

ν = Poisson's tal [dimensionslös]

L = Längd [m]

C = Dämpningskoefficient [kgs/m]

ζ = Dämpningskvot [dimensionslös]

k = Fjäderkonstant [N/m]

δ = Förlängning hos en homogen stång [m]

I = Yttröghetsmoment [m^4]

N = Normalkraft [N]

A = Area [m^2]

Innehåll

Sammanfattning i
Abstract i
Intyg ii
Förord iii
Nomenklatur iv
1. Introduktion. 1
1.1. ALT Hiss 1
1.2. Problembeskrivning 1
1.3. Syfte och mål 1
1.4. Avgränsningar 2
1.5. Hållbar utveckling 2
1.6. Projektledning 3
2. Teoretisk referensram 4
2.1. Balkteori 4
2.1.1. Fast inspänd balk 4
2.1.2. Statisk last 6
2.1.3. Dynamisk last 6
2.1.4. Impuls 7
2.2. Materialegenskaper 7
2.2.1. Generella egenskaper 7
2.2.2. Poisson's tal 7
2.3. Material 8
2.3.1. Stål 8
2.3.2. Naturgummi 8
2.4. Hållfasthetsegenskaper 8
2.4.1. Hooke's lag 8
2.4.2. Spänningar 10
2.4.3. Huvudspänningar 11
2.4.4. Effektivspänning 11
2.4.5. Membran 13
2.4.6. Utmattning 13
2.4.7. Goodman relation 13
2.5. Computer-aided design 14
2.6. Finita Elementmetoden 14
2.6.1. Skalelement 15
3. Metod och implementering 16

3.1. Fundament 16
3.1.1. Belastningar 17
3.1.2. Dämpare 17
3.2. Förenklingar 18
3.3. FE Modell 19
3.3.1. Mesh 19
3.3.2. Randvillkor 20
3.3.3. Laster 21
3.3.4. Tvång 22
4. Resultat 23
5. Diskussion och framtida arbete 34
5.1. Metod 34
5.1.1. Lastfall 34
5.1.2. Gejdskena 34
5.1.3. Dämpare 34
5.2. Resultat 35
5.2.1. Motorfäste 35
5.2.2. Balken 35
5.2.3. Balkinfästning 35
5.2.4. Modalanalys 35
5.3. Framtida arbete 36
6. Slutsatser 37
Referenser 38
Bilaga 1 Gantt-schema 1
Bilaga 2 Modalanalys 2
Bilaga 3 Goodman diagram 3

1. Introduktion.

1.1. ALT Hiss

ALT Hiss startades 1994 i Alvesta och är idag ett svenskt rikstäckande företag med ett brett produktsortiment med egen konstruktion och tillverkning av hissar. Idag produceras cirka 300 kompletta person- och varuhissar om året där ungefär hälften är moderniseringar och hälften är nya hissar. Utöver vanliga hissar produceras cirka 100 handikapphissar och 20 rulltrappor om året.

1.2. Problembeskrivning

På ALT Hiss tillverkas olika modeller av hissar, modellen detta arbete centreras kring är en personhiss designat för flerbostadshus mellan 2–16 våningar. Hissen är en maskinrumslös linhiss vilket innebär att den drivande hissmaskinen står på en överliggande balk i hisschaktet som är ett så kallat fundament. Fundamentet är en av de bärande komponenterna som utsätts för stora belastningar då linorna till hisskorg och motvikt ligger över hissmaskinens drivskiva. Arbetet syftar till att genom en nulägesanalys ge ALT hiss en bättre förståelse över de påfrestningar fundamentet utsätts för.

1.3. Syfte och mål

Syftet med arbetet är att ge ALT Hiss en bättre insikt i de påfrestningar som fundamentet utsätts för vid ett extremfall under vardagligt bruk. Detta sker genom en nulägesanalys av fundamentet, analysen ska ge en bättre förståelse hur fundamentet blir belastat och skapa en grund till framtida förbättringsarbeten. För att uppnå huvudmålen måste delmål etableras:

- Studera befintliga CAD-modeller bifogade av ALT Hiss för att få bättre förståelse hur komponenten blir belastad i verkligheten
- Översätta komponentens verkliga infästnings- och belastningsförhållanden till laster och randvillkor
- Applicera laster och randvillkor till modell och utföra simuleringar för att analysera hållfasthetsegenskaper
- Utföra en modalanalys på modellen för att studera dynamiska effekter

1.4. Avgränsningar

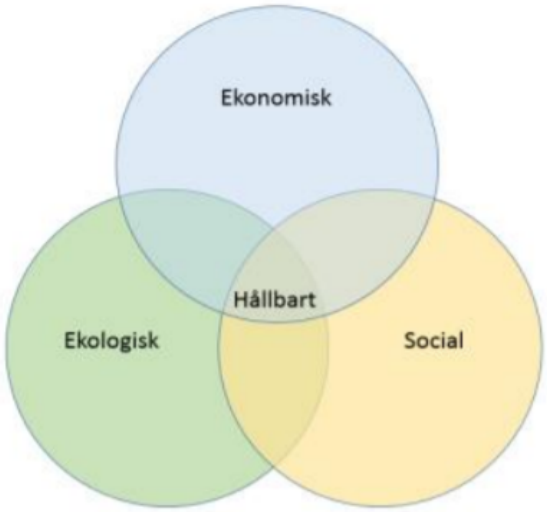
Examensarbetet utförs över en tidsperiod på 20 veckor som gör att avgränsningar behöver införas:

- Arbetet begränsas till en numerisk lösning
- Arbetet begränsas till fundamentet
- Arbetet begränsas till att analysera belastningar vid ett nödstopp
- Alla komponenter antas vara fria från defekter och förslitningar
- Elasticiteten i hisslinorna beaktas ej samt att ingen glidning antas förekomma mellan drivskivan och linorna

1.5. Hållbar utveckling

I samband med att människan anstränger jordens resurser allt hårdare har arbetet för att skapa en hållbar utveckling blivit alltmer viktig. År 1981 introducerade miljövetaren och författaren Lester R. Brown uttrycket "sustainable development". Uttrycket fick internationell spridning 1987 genom rapporten "Our common future" som skrevs av Världskommissionen för miljö och utveckling på uppdrag av Förenta nationerna. Hållbar utveckling fick enligt Brundtland 1987 definitionen "Development that meets the needs of the present without compromising the ability of future generations to meet their own needs" [1][2][3].

Hållbar utveckling handlar om ett långsiktigt arbete som skall värna om människan, jorden och ekonomin. Hållbar utveckling innehåller tre huvudområden, social, ekonomisk och ekologisk hållbarhet som måste agera i samspel. Om samarbetet icke upprätthålls och en produktframtagningsprocess sker på bekostnad av ett huvudområde så kan det icke hävdas att processen är hållbar [4]. Ett vanligt vis att visualisera hållbar utveckling sker med ett venn-diagram som visar samarbetet som måste ske, se figur 1.



Figur 1: Venn-diagram över hållbar utveckling [5]

Social hållbarhet värnar om människor och individer. Fokuset för social hållbarhet beror på ett områdesspecifika förutsättningar, om grov fattigdom och tillgång till mat- och vatten är sparsamt så skiftas det sociala fokuset gentemot om dessa problem inte existerat. Övergripande fokuserar social hållbarhet på människans rättigheter samt människans fysiska- och mentala välmående [6].

Ekologisk hållbarhet omfattar jordens ekosystem. Området berör även luft-, vatten- och mark kvalitet samt stabiliteten inom klimatsystemen. Vissa av jordens resurser, såsom skog och marint liv kan betraktas som fondresurser. En fondresurs, är en resurs som vid skötsel, kan brukas nästintill oändligt. Men om brukandet av fondresurser sker utan skötsel eller vård riskerar man konvertera en oändlig resurs till en ändlig resurs. Därav fokuserar ekologisk hållbarhet så att nyttjandet av dessa resurser sker utan att vi överskrider planetens gränser att återhämta sig [7][8].

Ekonomisk hållbarhet är en dimension av hållbar utveckling som är skapad av människan. Människan vill se en ekonomisk lönsamhet i sitt arbete. För att processer skall vara ekonomisk hållbara måste de vara lönsamma samtidig som de inte kan ha negativ inverkan på ekologisk- och social hållbarhet [9][10].

Genom att presentera fundamentets belastningar skapas en grund till framtida förbättringsarbeten där till exempel materialåtgången för var komponent kan optimeras. Genom att illustrera spänningarna kan komponenter som är mindre belastade minskas i godstjocklek. Detta kan i sin tur leda till en ekonomisk och ekologisk vinning då företaget kan minska inköpskostnaderna och transportkostnader per producerat komponent.

1.6. Projektledning

Centralt inom ett projektarbete är tidsplanering och strukturering, en metod för att underlätta struktureringen inom projektet är en work breakdown structure (WBS). Med en WBS kan projektets beståndsdelar enklare identifieras. En WBS utförs genom att skriva upp projektets huvuddelar och sedan bryta ner dessa i delmål. Genom att skapa en tidsplanering och identifiera milstolpar kan personal- och resursallokering, samt en övergripande ekonomisk utvärdering utföras. Inom projektet nyttjas metoden huvudsakligen för att få en övergripande förståelse om projektet och dess delmål samt konstruera ett gantt-schema [11].

Ett gantt-schema är ett flödesschema som används för att visualisera ett projekts tidsplanering. Generellt sett illustreras en tidslinje med ett horisontellt stolpdiagram som nyttjar punkter för att markera viktiga milstolpar inom projektet, dessa sammankopplas med pilar som demonstrerar vilka moment som måste avslutas innan projektet kan fortskrida. Med ett gantt-schema tilldelas delmålen tydliga tidsramar som underlättar arbetsplaneringen (se bilaga 1) [11].

2. Teoretisk referensram

En litteraturstudie genomfördes för att ge ett underlag till det teoretiska underlaget för arbetet. Vetenskapliga publikationer där arbeten som behandlar numeriska lösningar har studerats för att upprätta ett tillvägagångssätt till arbetet.

Kortfattat innehåller den teoretiska referensramen innehåller följande:

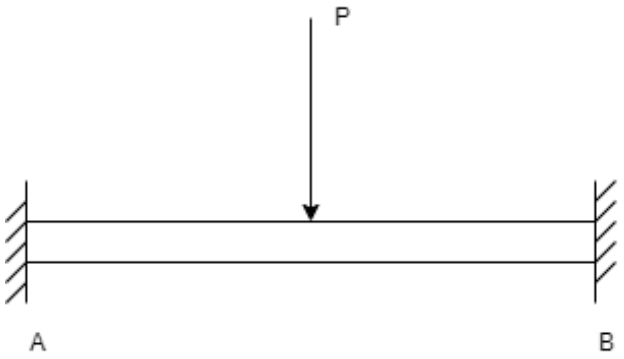
- Balkteori presenterar olika typer av infästningar för att demonstrera vilka typer av krafter som manifesterar sig beroende på infästningsmetod
- Statisk-, dynamisk- & impulslast kommer definiera skillnaden mellan tidsberoende och tidsoberoende laster för att ge en inblick i de laster som verkar på systemet
- Materialegenskaper innehåller allmänna egenskaper, beteende och introducerar teorier relevanta till arbetet samt när dessa är brukbara
- Hållfasthetsegenskaper introducerar Hooke's lag, hur ett godtyckligt koordinatsystem definierar huvudspänningar, effektivspänning och infogandet av ett flytvillkor samt avslutas med utmattning
- Slutligen får CAD och FEM en introduktion för att ge en insikt i de program som använts i studien.

2.1. Balkteori

I detta kapitel kommer balkteori, mekanik och hållfasthetslära att presenteras för att ge en elementär förståelse för relevant teori kring arbetet.

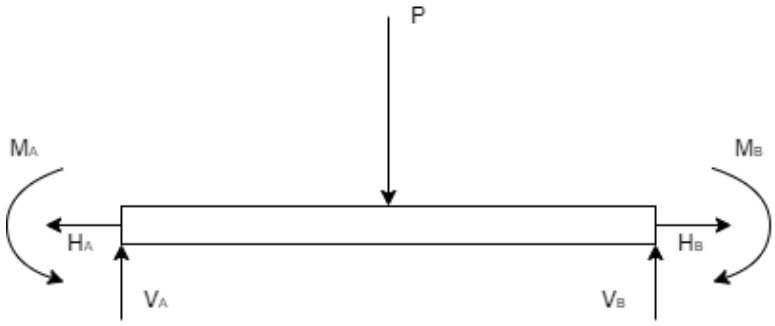
2.1.1. Fast inspänd balk

Balkar kan ofta beskrivas genom typen av infästning. Beroende på typ av infästning kan rörelser i olika led förhindras. I figur 2 illustreras en balk som är fast inspänd i båda ändar. En fast inspänd balk förhindrar vertikal- och horisontell förskjutning samt plan rotation [12].

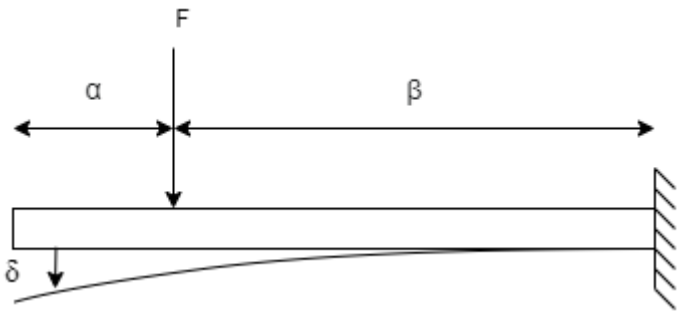


Figur 2: Exempel på fast inspänd balk

I figur 3 illustreras samma balk som utsätts för en kraft P. De fasta inspänningarna har ersatts med reaktionskrafter och moment i samma led som inspänningarna förhindrar förskjutning och rotation.



Figur 3: Fast inspänd balk med reaktionskrafter



Figur 4: Elementarfall för konsolbalk

På samma vis som för balken i figur 3, kan frihetsgraderna på endast en ände på balken låsas och användas för att skapa en simplifierad modell för balkens styvhet där elementarfallet för konsolbalk beskriver dess nedböjning enligt ekvation (1):

$$\delta = \frac{FL^3}{3EI}\beta^2 \tag{1}$$

Där δ motsvarar balkens nedböjning, L motsvarar balkens längd, I motsvarar yttröghetsmoment, F beskriver den yttre kraften och β lastens placering längs balken relativt infästningen. β är enhetslöst och varierar från 0–1 där 0 motsvarar att lasten är placerad vid infästningen och 1 att den är placerad längst på balkens fria ände, se figur 4. Ekvationen kan simplifieras genom ett antagande att lasten verkar på balkens fria ände vilket medför att ekvation (1) i samband med Hooke's lag för en idealiserad fjäder kan uttrycka balkens styvhet:

$$k = \frac{3EI}{L^3} \tag{2}$$

Till skillnad från en balk, beskrivs en homogen stångs förlängning som:

$$\delta = \frac{NL}{EA} \tag{3}$$

Stångens förlängning betecknas δ, E är materialets elasticitetsmodul, N normalkraften som verkar längs stångens riktning och A stångens tvärsnittsarea. Genom att kombinera ekvation (3) och Hooke's lag för en idealiserad fjäder kan en stångs styvhet uttryckas enligt:

$$k = \frac{EA}{L} \tag{4}$$

2.1.2. Statisk last

En statisk last innebär att lasten som verkar på kroppen är tidsoberoende. För att fastställa magnitud och riktning på de yttre krafter som verkar i ett system används inom mekaniken jämviktsekvationer.

I mekaniken behandlar statik kroppar i vila, där Newtons första lag är giltig. Lagen innebär att en kropp förblir i sitt tillstånd av vila eller likformig rörelse, om den inte av verkande krafter tvingas att ändra detta tillstånd [13].

Jämvikt är en central del i statiken och definieras som ett materiellt system är i jämvikt om varje del av systemet är i vila [13]. För att bestämma om ett materiellt system är i jämvikt måste inre och yttre krafter införas. Inre krafter i system är krafter som verkar mellan kroppens delar, samtidigt är de yttre krafterna de krafter som verkar utifrån på systemet. Ett system förblir i jämvikt ifall de yttre krafterna som verkar på systemet bildar ett nollsystem. Nollsystem innebär att kraftsumman är noll och momentsumman med avseende på varje punkt är noll [13].

2.1.3. Dynamisk last

En dynamisk last innebär att lasten som verkar på kroppen är tidsberoende. I mekaniken behandlar kinetik partiklars rörelser under inflytande av krafter och beskriver sambandet mellan de krafter som verkar på kroppen och kroppens rörelse [13].

Newtons andra lag definierade att summan av de resulterande krafterna (ΣF) var proportionellt mot massan (m) multiplicerat med accelerationen (a).

$$\Sigma F = ma \tag{5}$$

Vid granskning av Newtons andra lag kan vissa samband härledas, för att göra detta införs ett nytt begrepp, rörelsemängd (p). Om ett objekt med en massa rör sig med en hastighet (v) så definieras objektets rörelsemängd som följande:

$$p = mv \tag{6}$$

Rörelsemängden kan studeras vid en viss tid t. Om ekvationen för rörelsemängd deriverat med avseende på tid, kombineras med Newtons andra lag erhålls följande samband:

$$\frac{dp}{dt} = ma \tag{7}$$

Där förändringen i rörelsemängd vid ett givet tillfälle, skall vara ekvivalent med massan multiplicerat med accelerationsvektorn. Detta samband är rörelsemängdslagen [13].

Alltså, härledningen till Newtons andra lag är att förändringen i rörelsemängd är likvärdig med summan av den resulterande kraften:

$$\sum F = \frac{dp}{dt} \tag{8}$$

2.1.4. Impuls

Från rörelsemängd erhålls att summan av krafter var ekvivalent med förändringen i rörelsemängd. Genom att studera den kraften från en startpunkt $t=t_0$ till en annan tidpunkt $t=t_1$ härleds fenomenet som benämns impuls [13].

$$\int_{t0}^{t1} \sum \mathrm{F}\ \mathrm{dt} \tag{9}$$

Genom att kombinera ekvation (8) och ekvation (9) erhålls följande samband:

$$\int_{t0}^{t1} \sum \mathrm{F}\ \mathrm{dt} = \int_{t0}^{t1} \frac{dp}{dt} dt \tag{10}$$

Högerledet integreras med avseende på tid.

$$\int_{t0}^{t1} \sum \mathrm{F}\ \mathrm{dt} = [p]_{t0}^{t1} \tag{11}$$

$$\int_{t0}^{t1} \sum \mathrm{F}\ \mathrm{dt} = (p1 - p0) \tag{12}$$

Detta samband säger således att den inducerade impulsen är ekvivalent med ändringen i rörelsemängden.

2.2. Materialegenskaper

2.2.1. Generella egenskaper

Solida material visar en förmåga att deformera när materialet blir utsatt för externa laster. Om materialet återgår till sin ursprungsform efter avlastning så visar materialet ett elastiskt beteende. Elastiskt-plastiskt beteende, vilket vanligen återfinns inom metaller innebär att materialet agerar elastiskt tills materialet når en kritisk spänningsnivå som vanligtvis kallas sträckgränsen (σ_y), vid sträckgränsen börjar materialet deformera plastiskt. Om ett material belastas över den kritiska spänningsnivån och deformerar plastiskt, sker permanenta förändringar inom materialet vilket kan leda till försämrade hållfasthetsegenskaper [12].

2.2.2. Poisson's tal

Ett material som blir utsatt för en dragande yttre kraft förlängs i samma riktning som kraften verkar, i samband med att materialet töjs i normalriktningen kommer materialet ha en tvärkontraktion. Poisson's tal ν beskriver förhållandet mellan normaltöjning ε och tvärkontraktion ε' [12]. För ett linjärelastiskt material kan Poisson's tal uttryckas som:

$$\nu = -\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \tag{13}$$

2.3. Material

2.3.1. Stål

Stål är en legering som består av järn och har en kolhalt på mindre än 2 %. Kolet gör att stålet kan härdas till önskad hårdhet genom värmebehandling. Andra legeringsämnen kan tillsättas för att ge stålet olika egenskaper. Stål kan delas in i två grupper: Handelsstål och specialstål. Handelsstål har låga halter av legeringsämnen, specialstål har högre halter av legeringsämnen.

Enligt [12] klassas konstruktionsstål, som är en underkategori av handelsstål, som mjuka om de har sträckgränser upp till och med 355 MPa. Konstruktionsstål som namnet antyder används för bärande konstruktioner. Särskilt viktigt är att veta dess hållfasthetsegenskaper, såsom sträckgräns och förlängning. Utöver detta är mjuka konstruktionsstål billiga och formbara. Stål har en varierande elasticitetsmodul på 190–210 GPa och Poisson's tal mellan 0,27–0,3 [12][14][15].

2.3.2. Naturgummi

Naturgummi är ett polymert elastiskt material som utvinns från växter där den viktigaste är gummiträdet. Mjölksaften som utvinns blandas med tillsatser som tillsammans bildar ett gummimaterial. För att fastställa hårdheten hos ett gummi används en indentor som trycks in med en given kraft. Inträngningsdjupet mäts i skaldelar, Shore A eller IRHD (International Rubber Hardness Degree) som går på en skala från 0 till 100. Gummi har en elasticitetsmodul mellan 0,0007–0,004 GPa och Poisson's tal mellan 0,45–0,5 [12][14][16].

2.4. Hållfasthetsegenskaper

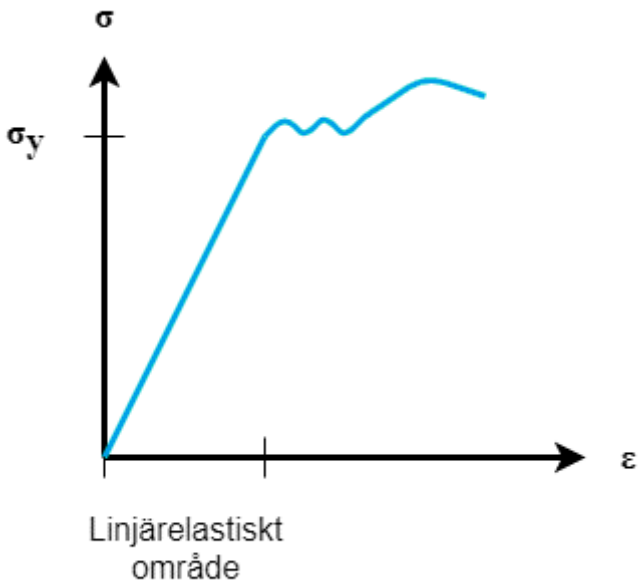
Hållfasthetslära är ett område som studerar beteendet hos fasta kroppar som utsätts för laster. Typiska undersökningsområden som är av intresse hos en fast kropp är spänningar och deformationer som uppstår vid belastning.

2.4.1. Hooke's lag

Hooke's lag beskriver det linjära förhållandet mellan spänning och töjning. Hookes lag säger att vid små deformationer är spänning (σ) proportionerlig till töjning (ε) och för en homogen stång kan beräknas enligt ekvation (15).

$$\sigma = E\varepsilon \tag{14}$$

Elasticitetsmodulen är en materialspecifik proportionalitetskonstant. Konstanten beskriver ett materials förmåga att motstå interna deformationer och bildar lutningen i ett spännings-töjningsdiagram inom det linjärelastiska området som illustrerat i figur 5.



Figur 5: Exempel på elastiskt område på dragprovskurva.

Poisson's tal definierade att vid axiell töjning sker en tvärkontraktion, detta samband appliceras för att etablera Hooke's generaliserade lag för ett homogent, isotropt, linjärelastiskt material [17]. Isotropi innebär att egenskaper är riktningsoberoende.

Hooke's generaliserade lag applicerar samma teori som för en stång som blir belastad i en dimension (se ekvation 14) och utvecklar för ett tredimensionellt fall. Om en kropp töjs enligt $\varepsilon_x = \sigma_x/E$ kommer kontraktionen i y-och z-led förhindra töjningen enligt Poisson's effekt med $v\sigma_y/E$ respektive $v\sigma_z=E$ [17].

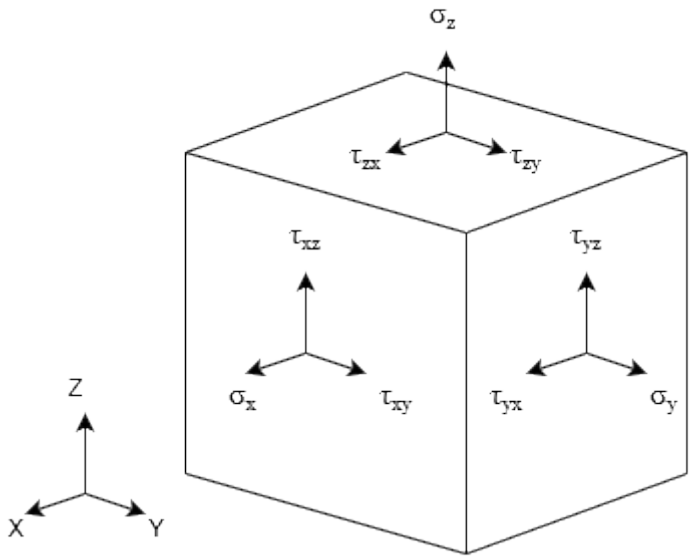
Hookes generaliserade lag, utan termisk utvidgning definieras enligt:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} = (\sigma_x - v(\sigma_y + \sigma_z) \tag{15}$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} = (\sigma_y - v(\sigma_x + \sigma_z) \tag{16}$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} = (\sigma_z - v(\sigma_x + \sigma_y) \tag{17}$$

2.4.2. Spänningar



Figur 6: Exempel på tredimensionellt spänningstillstånd i en punkt.

För att entydigt beskriva spänningstillståndet i en punkt behöver nio spänningskomponenter definieras. Dessa komponenter är σ_x, σ_y, σ_z, τ_{xy}, τ_{yx}, τ_{xz}, τ_{zx}, τ_{yz} och τ_{zy} som kan ses i figur 6. Om punkten ska ligga i momentjämvikt krävs det att skjuvspänningar på ortogonala plan är lika.

$$\tau_{xz} = \tau_{zx},\ \tau_{yz} = \tau_{zy},\ \tau_{xy} = \tau_{yx}$$

Således kan spänningstillståndet i en punkt definieras av en symmetrisk spänningsmatris:

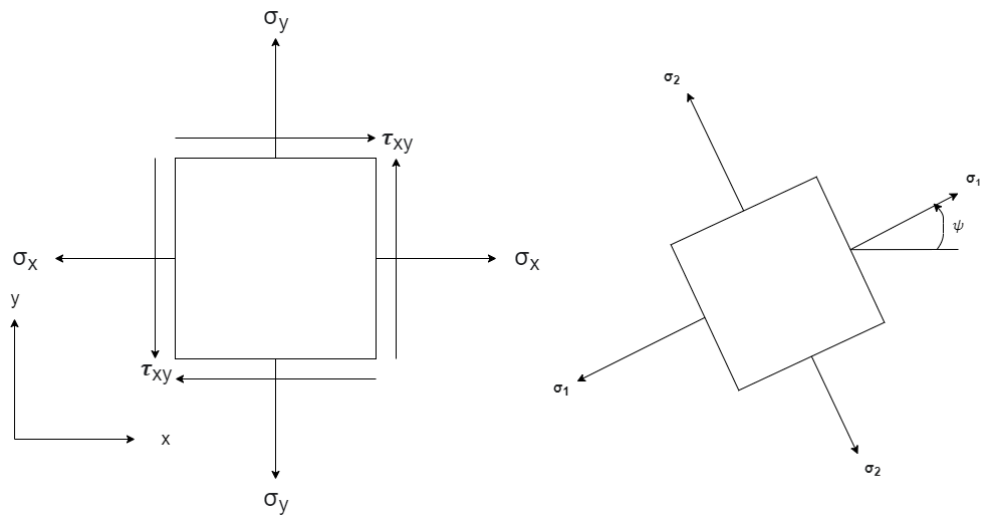
$$\boldsymbol{S} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} = \boldsymbol{S}^T$$

Figur 7: Spänningsmatris

2.4.3. Huvudspänningar

För varje punkt i en kropp finns minst ett godtyckligt rätvinkligt koordinatsystem (ξ, η, ζ) så att skjuvspänningarna $\tau_{\xi\eta} = \tau_{\eta\zeta} = \tau_{\zeta\xi} = 0$. Spänningstillståndet karaktäriseras av normalspänningarna $\sigma_\xi = \sigma_1$, $\sigma_\eta = \sigma_2$, $\sigma_\zeta = \sigma_3$ med motsvarande riktningar σ_1, σ_2, σ_3 kallas huvudspänningar, riktningarna ξ, η, ζ kallas för huvudspänningsriktningar [17].

För att illustrera används ett plant spänningstillstånd där ett nytt koordinatsystem definieras. Systemet är roterat med vinkeln ψ så att endast normalspänningar verkar, se figur 8. I figuren definieras kvarvarande normalspänningar som huvudspänningarna.



Figur 8: Huvudspänningar i 2D

Huvudspänningarna i ett rum bestäms genom att lösa spänningsmatrisens egenvärdesproblem.

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_z - \sigma \end{vmatrix} = 0$$

Figur 9: Determinanten för egenvärdesproblemet

Där huvudspänningarna σ_1, σ_2 och σ_3 är rötter till ovannämnda egenvärdesproblem.

2.4.4. Effektivspänning

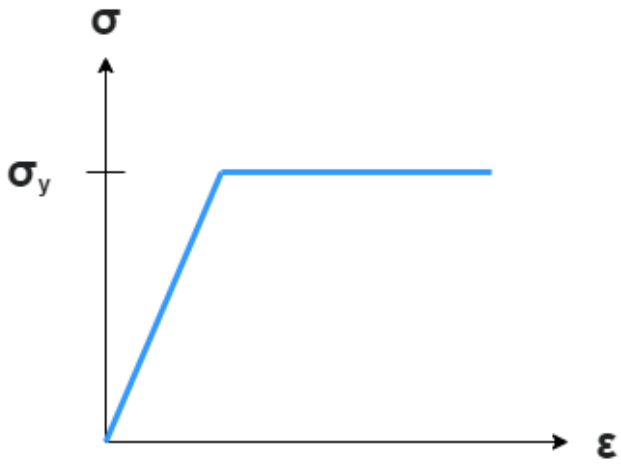
Effektivspänning är ett skalärt mått på den effektiva belastningen i en materialpunkt och är en funktion av alla spänningskomponenter. För ett isotropt material kan effektivspänningen formuleras som:

$$\sigma^e = \sigma^e(\mathbf{S}) = \sigma^e(\sigma^x,\sigma^y,\sigma<,\tau^{xy},\tau^{xz},\tau^{yz}) = \sigma^e(\sigma^1,\sigma^2,\sigma^3) \tag{18}$$

Där (**S**) är spänningsmatrisen för ett x,y,z system, se figur 7.

Effektivspänningen används för att jämföra belastningen mot den tillåtna spänningen för materialet genom att införa ett flytvillkor (σ_f) som ett villkor för när en punkt i materialet börjar plasticera. För ett idealplastiskt material gäller $\sigma_f = \sigma_y$ enligt figur 10.

Detta är en idealisering då materialet i verkligheten kan ta upp spänningar som överskrider sträckgränsen, jämför figur 5.



Figur 10: Dragprovkurva för ett idealplastiskt material

För $\sigma_e < \sigma_y$ beter sig materialet elastiskt och följer Hooke's lag, för $\sigma_e > \sigma_y$ plasticerar materialet och får kvarstående deformationer [17].

Enligt von Mises hypotes kan spänningar sammanfattas enligt.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 - (\sigma_1 - \sigma_3)^2\right]^{1/2} \tag{19}$$

$$\sigma_e = \left[\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{yz}^2 + 3\tau_{zx}^2\right]^{1/2} \tag{20}$$

2.4.5. Membran

Membran beskriver tunna skivor eller hinnor, inom mekaniken nyttjas membran för att beskriva ett två-dimensionellt system vid jämvikt som skapar ett plan. Ett plant spänningstillstånd medför att samtliga spänningskomponenter som verkar ur planet förblir noll. Noterbart är att plana spänningstillstånd endast uppfyller approximativ kompatibilitet ut ur planet [17][18].

$$\sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0 \tag{21}$$

2.4.6. Utmattning

Utmattning beskriver ett haveri som sker när en komponent genom cykliska-, varierande- eller impulsiva belastningar brister. Även om en enskild belastning inte leder till att komponenten brister kan upprepad belastning leda till sprickbildning. Genom upprepade belastningar sker en spricktillväxt som resulterar i att konstruktionen slutligen brister. Komponentens hållfasthetsegenskaper försämras progressivt vid spricktillväxt. Sprickor kan vara svåra att observera vilket medför att tillväxten sker utan vetskap och utmattningsbrott hos komponenter sker utan förvarning [17][19].

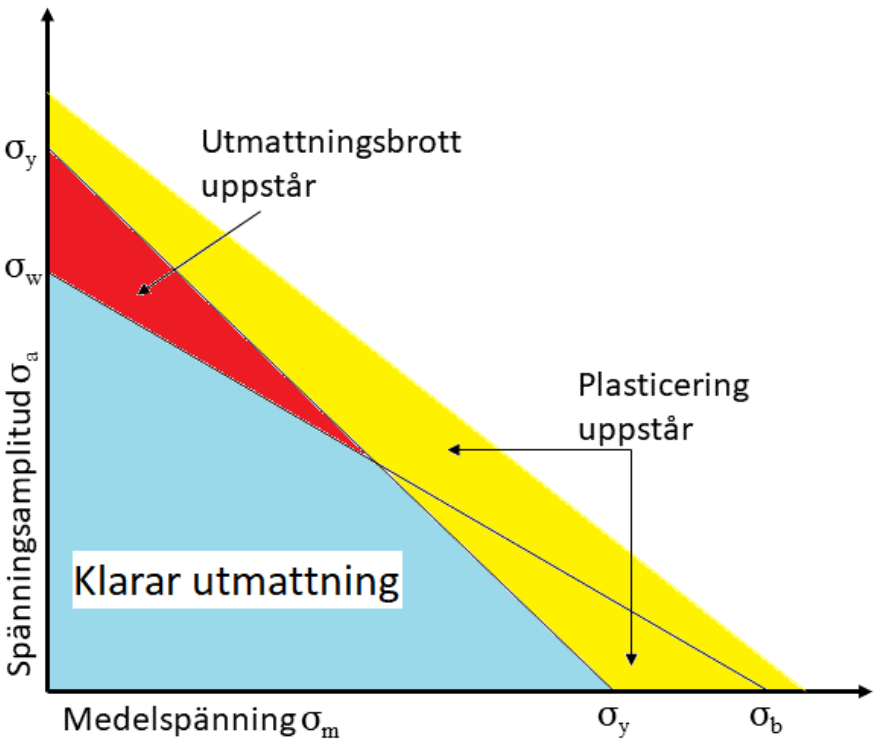
2.4.7. Goodman relation

Goodman relation är inom utmattning en ekvation som beskriver relationen mellan medelspänning och spänningsamplitud (se ekvation 22). Relationen är en linjär approximation och baserar sig i att de cykliska lasterna inte är harmoniska och sker med en varierad spänningsamplitud samt att medelspänningen är nollskild [19].

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_b} + \frac{\sigma_a}{\sigma_w} = 1 \tag{22}$$

Där σ_m = medelspänning, σ_b = maximal dragspänning, σ_a = varierande spänningsamplitud, σ_w = utmattningsgräns.

Genom att konstruera ett Goodman diagram kan medelspänningen och spänningsamplituden sammankopplas i en punkt genom att dra två linjer räta linjer, en från medelspänningen på horisontalaxeln och en från spänningsamplituden på vertikalaxeln för att uppskatta komponentens utfall. Diagrammet konstrueras genom att dra två linjer som sammankopplar sträckgränsen på horisontal- och vertikalaxeln samt utmattningsgränsen på vertikalaxeln till maximal dragspänning på horisontalaxeln [17].



Figur 11: Goodman diagram

2.5. Computer-aided design

Computer Aided-Design, förkortat CAD är ett samlingsnamn för datorassisterat arbete i designprocessen. CAD utvecklades under 1960 och har växt fram till ett ovärderligt verktyg inom teknologi- och tillverkningsindustrierna. Arbetet utförs generellt sett i två eller tre dimensioner. Inom två dimensioner tenderar arbetet att vara simplifierat, där linjer och enkla geometrier som cirklar och rätblock används frekvent. En stor förmån med CAD är att användaren kan enkelt utföra dimensionella förändringar på en konstruktion [20][21].

2.6. Finita Elementmetoden

Finita elementmetoden, förkortat FEM är en datorbaserad numerisk tillvägagång för att approximativt lösa partiella differentialekvationer. Detta görs genom att modellen delas in i mindre delar, finita element som har noder placerade längs randen. Elementen kan vara i en, två eller tre dimensioner och noderna indikerar var elementen sammankopplas och en approximerad beräkning sker för varje element. FEM möjliggör statiska och dynamiska analyser. En statisk analys appliceras när systemets tröghet eller tidsberoende materialeffekter som exempelvis krypning kan bortses samt att laster är tidsoberoende [22][23].

FEM tillsammans med CAD är som sagt ett användbart verktyg för analys och konstruktion inom många teknikområden som flygindustrin eller fordonsindustrin där viktminskning av flygplan eller minskning av oljud är av särskilt intresse. FEM gör det möjligt att lösa komplexa numeriska problem samt ickelinjära problem i ett område som har en ständig efterfrågan på optimal design och minskad produktionskostnad [24][25].

2.6.1. Skalelement

Skalelement används för strukturer där tjockleken är tämligen liten i relation till resterande dimensioner. I programvaran Abaqus som är en FE lösare existerar tre kategorier av skalelement: Generella, tunna och tjocka skalelement. Tunna skalelement löser problem som kan beskrivas med hjälp av Kirchoffs skalteori [26] där plattans deformation antas bestämmas av medelytans förskjutning. Samt antas att punkter som ligger på en normal till den odeformerade medelytan efter deformationen utgör en normal till den deformerade medelytan [17].

Tjocka skalelement nyttjar Mindlins skalteori för strukturer som riskerar bli utsatta för skjuvning och generella skalelement bidrar till lösningar för problem oavsett skaltjocklek [26]. Skillnaden mellan teorierna är att Mindlins skalteori beaktar skjuvspänningar [17]. Enligt [27] är Kirchoffs skalteori en god approximation vid tunna skivor och skal men svagheten med teorin förblir förskjutningar vilket stärker valet att använda skalelement vid analysen då spänningarna i arbetet är huvudfokuset.

I konventionella skalelement har varje nod sex frihetsgrader, elementens tjocklek antas förbli konstanta under simulering. Ytterligare antas att spänningsfördelningen förblir linjär över tjockleken [28].

En svaghet med traditionella skalelement är att vid en tunn tjocklek uppstår ett elementbeteende som kallas membranlåsning, låsningen innebär att elementet är för styvt för att böja vilket medför att noggrannheten i resultatet försämras. I dagsläget utförs forskning med MITC (Mixed Interpolation of Tensorial Components) metoden för att minska låsningen. Metoden ansågs lyckad med kvadrilaterala skalelement men mindre lyckad vid triangulära skalelement och ytterligare forskning behövdes för att förbättra konvergeringsbeteendet. MITC3+ är en utveckling på MITC metoden och är ett triangulärt skalelement som använder ytterligare en intern nod med två rotationsfrihetsgrader vilket medför att den inte påverkar mittenytans förskjutning, den interna noden har lyckats motverka elementlåsningen och visar förbättrat beteende vid böjning [29][30].

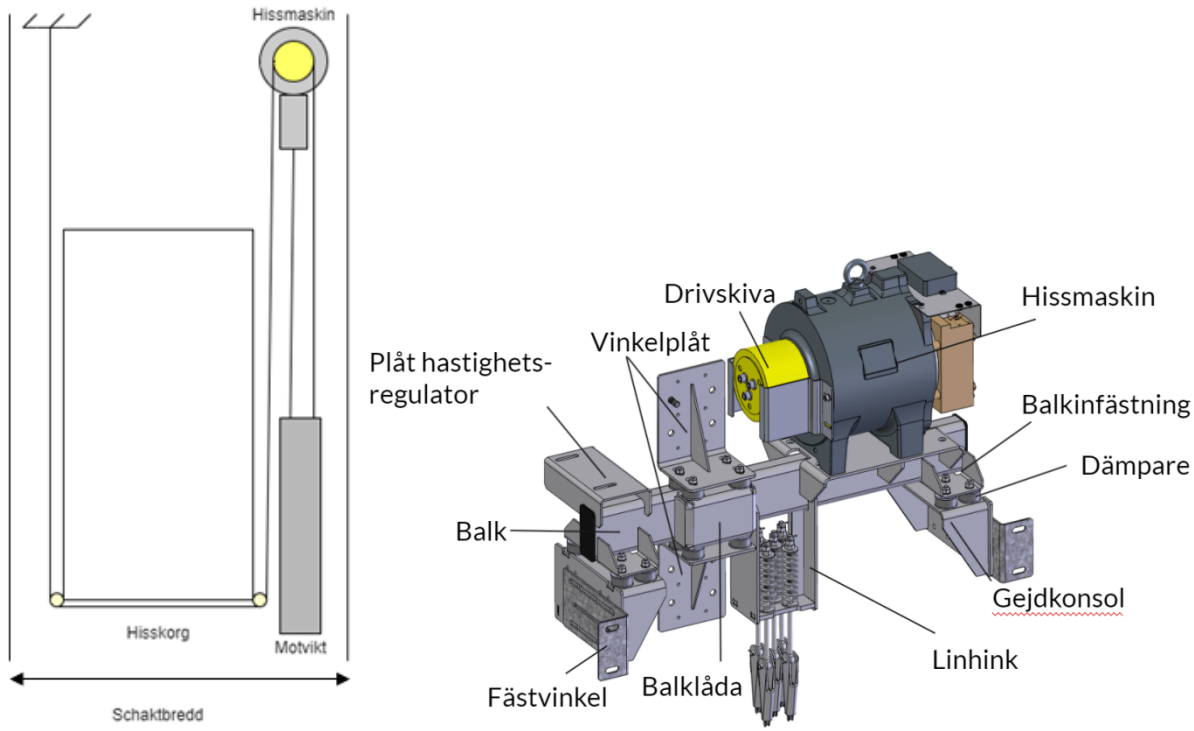
3. Metod och implementering

3.1. Fundament

Fundamentet är en del av den bärande strukturen inne i hisschaktet, dess huvudsakliga funktion är att vara en infästningspunkt för hissmaskinen och hisslinorna. Fundametet är tillverkat av S235, ett icke-legerat konstruktionsstål med en sträckgräns på 235 MPa. Fundamentet är i form av en överliggande balk som är placerad högst upp i hisschaktet. På fundamentet står den drivande hissmaskinen och undertill finns en linhink som är en av de två infästningspunkterna för hisslinorna. I figur 12 ses fundamentets placering och de olika komponenterna.

Fundamentets fästpunkter är i fästvinklarna och vinkelplåtarna. Fästvinklarna fästs i schaktväggen och vinkelplåtarna är fixerade i en gejd som är en guideskena för hisskorgen och har en T-profil. Gejden löper mellan hisskorgen och motvikten längs med hela hisschaktet.

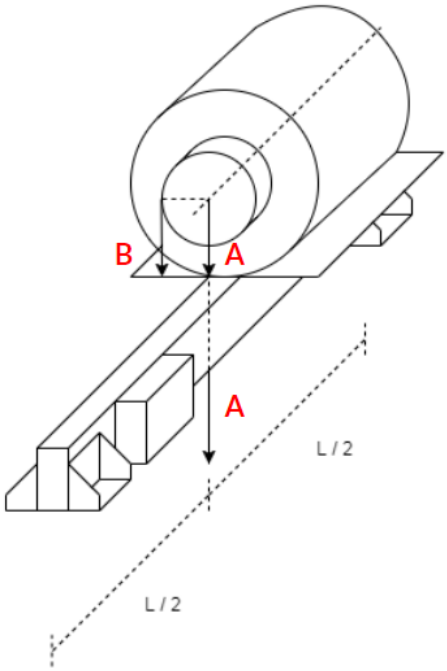
I fundamentet finns det totalt 20 dämpare. Åtta av dem är fixerade mellan vinkelplåtarna, balken och balklådan. De resterande tolv dämparna sitter på var ände av fundamentet och är fixerade mellan balkinfästningarna och gejdkonsolerna.



Figur 12: Fundamentets placering och de olika delarna

3.1.1. Belastningar

Fundamentet blir utsatt för två typer av påfrestningar, en konstant och en tidsberoende. Den konstanta påfrestningen består av motvikten och halva hisskorgens vikt som verkar konstant över hissmaskinens axel och linhink. Vikten som ligger över hissmaskinens axel är 1493 kg och vikten som är fäst i linkorgen är 621,5 kg. Den tidsberoende påfrestningen ligger i drivskivans kant och består av hisskorgens vikt som verkar under tiden hissen bromsar. Den maximala vikten är 871,5 kg. Figur 13 illustrerar påfrestningarnas placering på fundamentet. De konstanta påfrestningen (A) verkar i hissmaskinens axel samt i linhinken som är placerad undertill. Den tidsberoende påfrestningen (B) verkar i hissmaskinens drivskiva.



Figur 13: Belastningspunkterna på fundamentet

3.1.2. Dämpare

Fundamentet har sex områden där totalt 20 dämpare är fixerade i fundamentet. Dämparna är tillverkade av naturgummi med en hårdhet på IRHD 60. Syftet med dämparna är att absorbera en del av de krafter som fundamentet utsätts för och förhindra skador bland komponenter.

3.2. Förenklingar

För att simulera fundamentet behöver förenklingar utföras samt behöver verklig inverkan på fundamentet appliceras i form av laster och randvillkor.

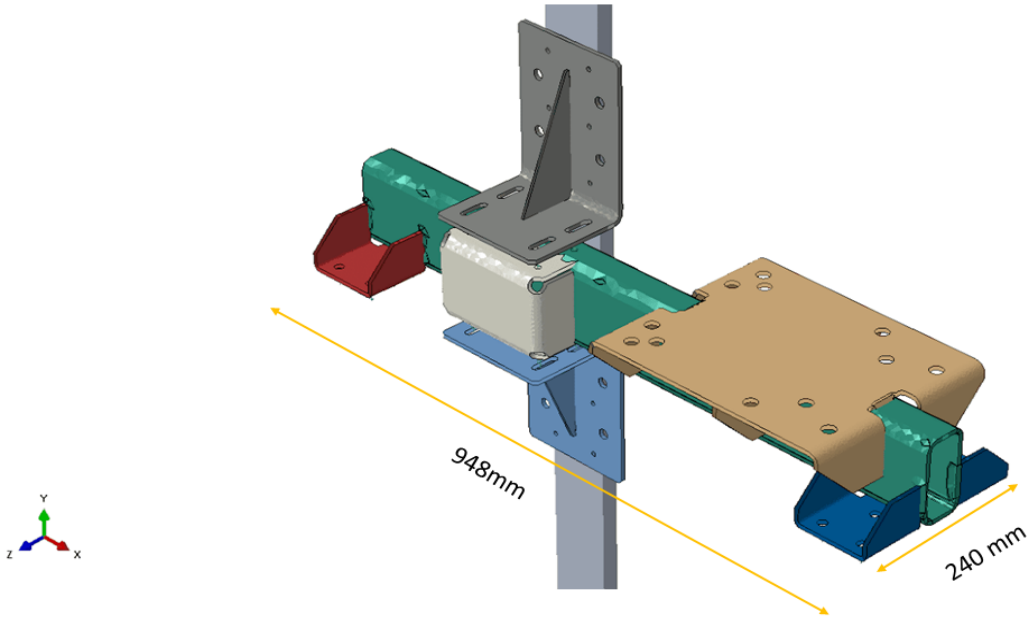
Förenklingarna är följande:

- Dämparna i modellen ersätts med fjäder-dämpare system tillsammans med kopplingstvång.
- Gejdkonsolen som sitter på undersidan av dämparna är sammankopplade med fundamentets fästvinklar och anses vara fast inspända. Gejdkonsolerna ersätts av randvillkor som sammankopplas till dämparna.
- Vinkelplåtarna är fästa i en gejdskena, denna modelleras som en balk med ett T-format tvärsnitt.
- Linhinken ersätts med en punkt tillsammans med ett kopplingstvång som sammankopplas med balken.
- Hissmaskinen ersätts med punkt som sammankopplas med hissmaskinens infästningspunkter tillsammans med en last som agerar med egenvikten.
- Hastighetsregulatorns infästningsplåt modelleras inte då plåten inte bidrar till fundamentets styvhet.
- Fundamentets olika profiler har en tjocklek som jämfört med resterande dimensioner är mycket mindre. Modellen modelleras därför med skalelement.

3.3. FE Modell

För att omvandla CAD modellen till en skalmodell användes Altair Hypermesh där verktyget midsurface skapar skal av tunna solider. I Abaqus tillsätts materialegenskaper, interaktioner mellan profiler, mesh, laster och randvillkor.

Analysen utförs i två steg med en generell statisk analys för det statiska lastfallet och en dynamisk implicit analys för det dynamiska lastfallet.



Figur 14: FE modell

3.3.1. Mesh

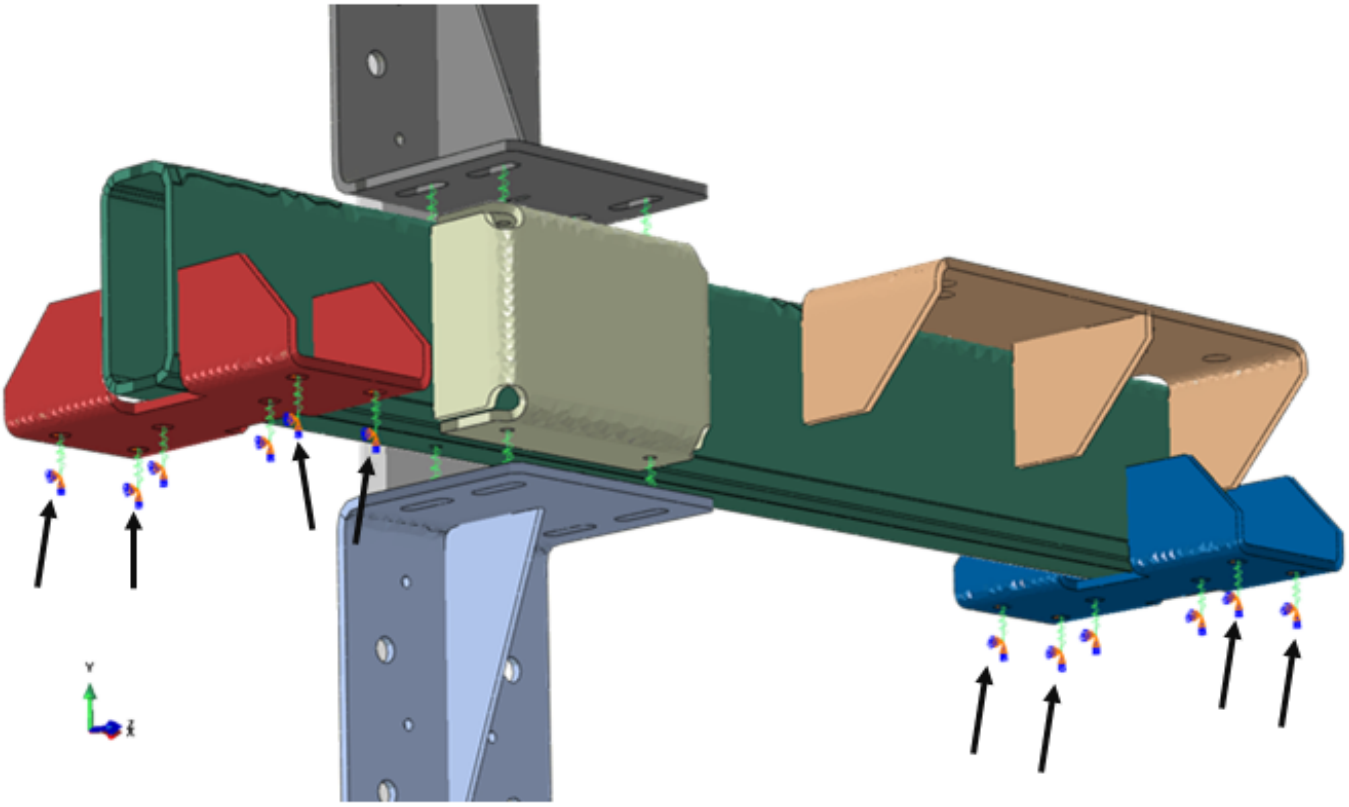
För att lösa det numeriska problemet ansätts lokala och globala seeds. Globala seeds beskriver ett användarbestämt avstånd mellan noder för hela komponenten, till skillnad från lokala som beskriver nodavståndet för specifika områden. Nodavståndet används för att approximera elementstorleken. Kortare avstånd mellan noder ger upphov till fler element och en högre upplösning för analysen i det berörda området. För att minska arbetstiden och öka meshens upplösning används partitioner. Vilket innebär att specifika områden som är av större intresse markeras. Ett globalt nodavstånd används för en generell elementstorlek och lokala nodavstånd för områden av större intresse.

Modellen består av ca 60 000 triangulära, linjära skalelement och 100 balkelement.

3.3.2. Randvillkor

Dämparna modelleras som fjäder-dämpare system, där fjäderkonstanten k beräknas genom ekvation (4) och dämpningskoefficienten c fås genom [31], vilket är 374 150 N/m och 322 kgs/m respektive. Dämparna sammankopplas i två punkter. Dämparna som är fästa i balkinfästningarna har randvillkoren där den nedre punkten ses som fast inspänd samt har de åtta yttre dämparna randvillkoret att den övre punkten ej kan röra sig i X & Z - led (se figur 15).

Gejdskenan är fäst i vinkelplåtarna och har randvillkoret där den nedre punkten som befinner sig 1,039 m från undersidan av den nedre vinkelplåten och ses som fast inspänd.



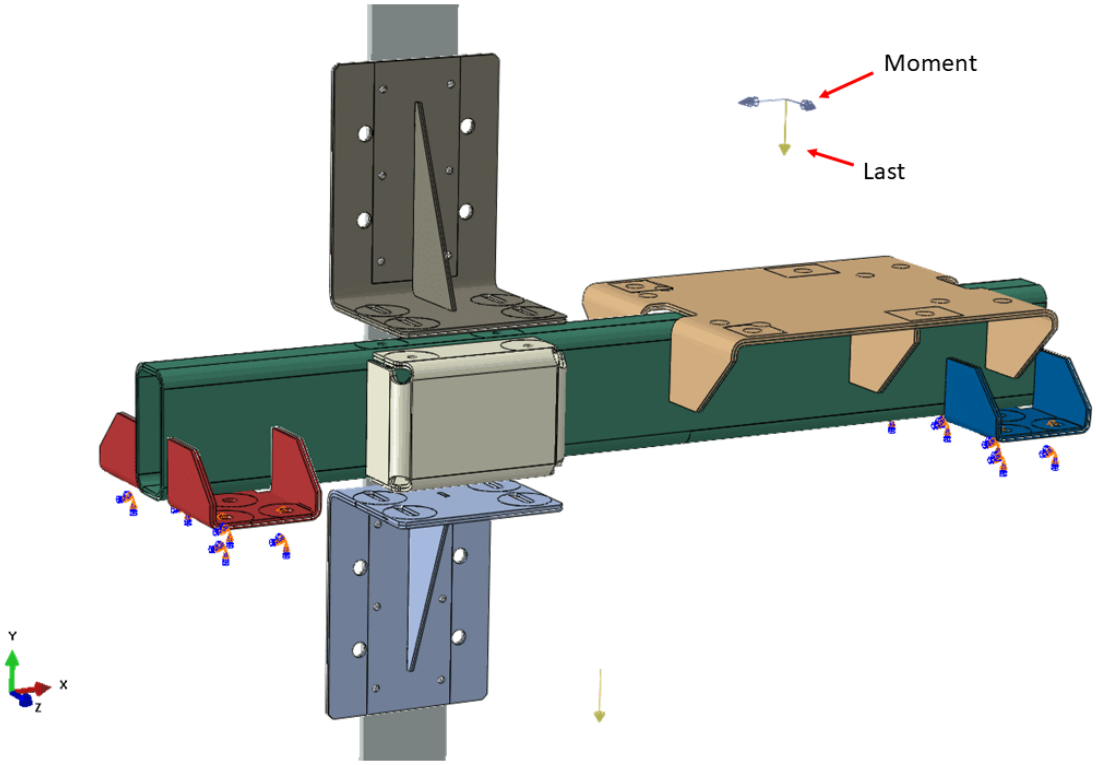
Figur 15: Randvillkor, pilar visar de åtta yttre dämparna

3.3.3. Laster

Modellen lastas i två steg, ett statiskt steg där endast de statiska lasterna ansätts samt ett dynamiskt steg där de dynamiska lasterna agerar med en tabulär amplitud under 0,101 sekunder.

Lasterna ansätts i två olika punkter, en för hissmaskinen och en för linhinken. Lastpunkten för hissmaskinen är placerad i dess center och är kopplad till ytan för hissmaskinens fötter. Lasterna består av en kraft och ett moment för den statiska lasten på ca 14 660 N och 2 830 Nm respektive. De dynamiska lasterna består av en kraft och ett moment på ca 8 560 N och 700 Nm respektive. Utöver det verkar även en konstant kraft på ca 1 800 N som representerar hissmaskinens egenvikt.

Lastpunkten i linhinken är sammankopplad till ytan på balken som linhinken ligger emot. Lasten består av en statisk kraft på ca 6 100 N och verkar under båda stegen, krafterna i modellen markeras ut som gula pilar och momenten som belastar modellen som lila (se figur 16).



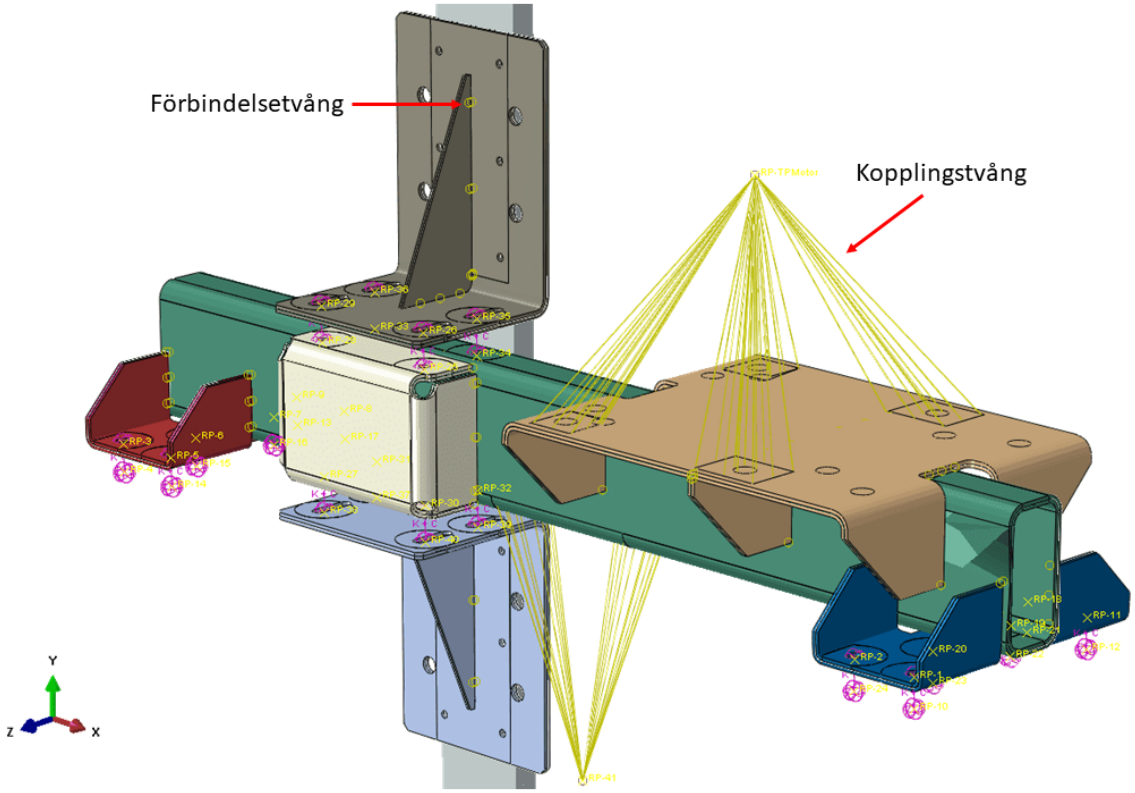
Figur 16: Lasternas position

3.3.4. Tvång

Tvång är ett användarbestämt beteende och beskriver interaktionen mellan olika komponenter. Modellen använder två typer av tvång, dessa beskrivs som koppling och förbindelse.

Fundamentets komponenter är sammansvetsade och modelleras med restriktioner mot varandra. Modellen nyttjar förbindelsetvång för att simulera detta. Motorfästet, balkinfästningarna och balklådan har förbindelsetvång med balken. Samt har vinkelplåtarna ett förbindelsetvång med dess förstärkning.

Med ett kopplingstvång kan specifika ytor partitioneras upp och kopplas till en referenspunkt, tvånget medför att referenspunkten agerar som en kontrollpunkt för ytorna. Linhinken modelleras med ett kopplingstvång kopplat till en referenspunkt, den verkande lasten i linhinken ansätts i referenspunkten och verkar på balken. Hissmaskinen har ersatts med ett kopplingstvång från lastens verkningspunkt till hissmaskinens infästningspunkter. På balkinfästningen och vinkelplåtarna partitioneras dämparnas area på profilerna som sammankopplas med ett kopplingstvång till ett fjäder-dämpare system. Vinkelplåtarna har ytterligare ett kopplingstvång till punkter på gejdskenan. En överblick på alla tvång i modellen kan ses i figur 17.



Figur 17: Överblick för alla tvång på modellen

4. Resultat

Arbetets mål är att ge ALT Hiss en bättre insikt i de påfrestningar fundamentet utsätts för vid ett extremfall som kan inträffa under vardagligt bruk. Detta mål anses vara uppnått och resultatet av de numeriska analyserna presenteras i detta kapitel där avklarandet av alla delmål har bidragit till att huvudmålet är uppnått.

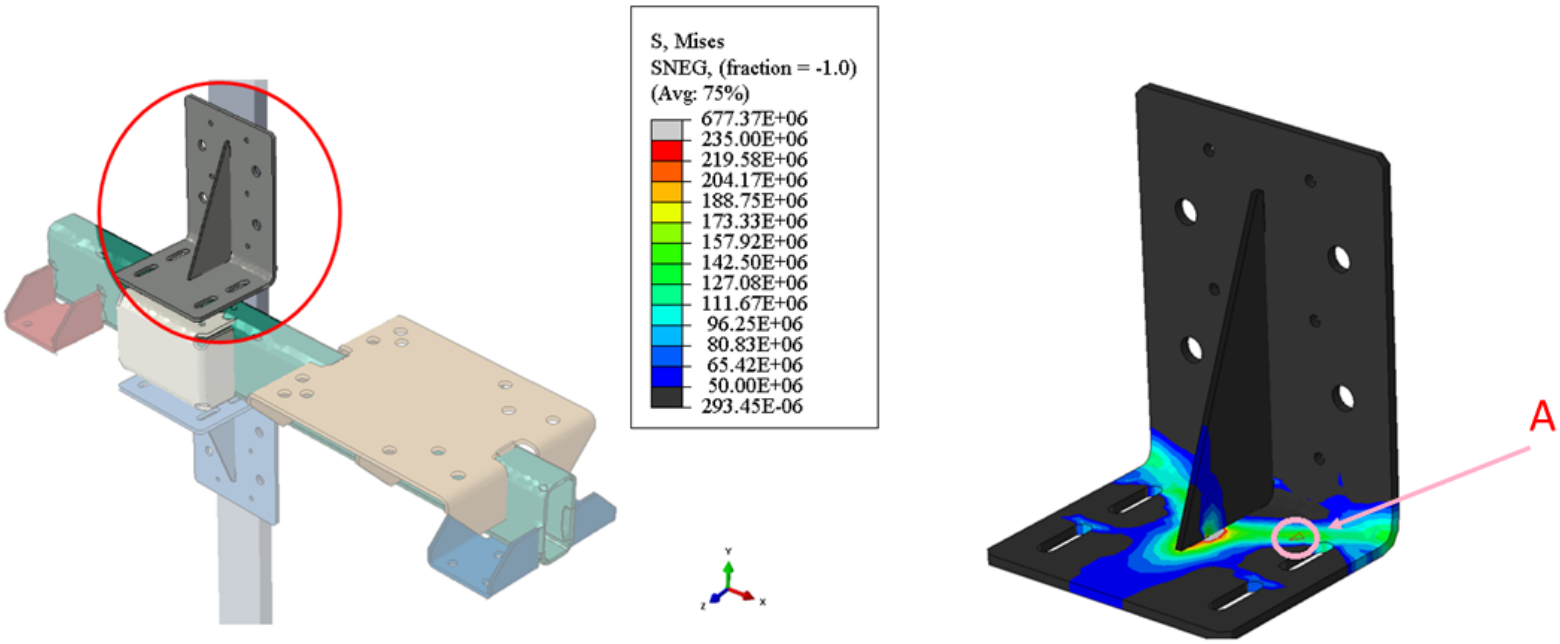
Resultaten som presenteras har en begränsad färgskala mellan 50 – 235 MPa där alla spänningar som understiger 50 MPa visas i svart och spänningarna som överstiger 235 MPa visas i grått.

För att tydliggöra tabellerna i resultatet förklaras de olika förkortningarna:

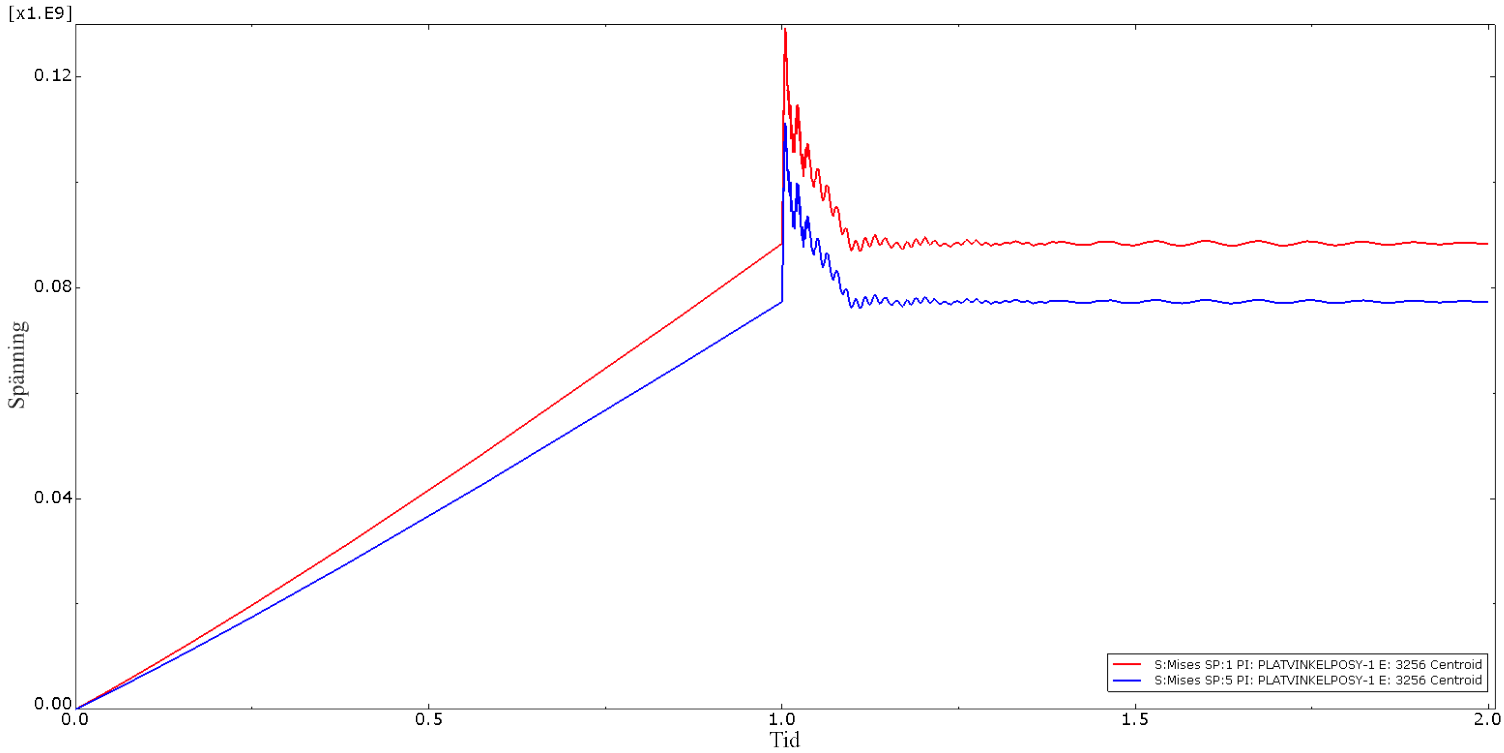
- S = Spänningar
- Mises = Effektivspänning enligt von Mises
- Max Principal = Dragspänning
- Min Principal = Tryckspänning
- SNEG = S indikerar skalelement och NEG att spänningsmätningen är utförd på undersidan av elementet
- Avg 75 % = Ett medelvärde beräknas på två närliggande element om värdena är inom 75 %

Vinkelplåtar

Simuleringen visar att vinkelplåtarna har en högre effektivspänning centralt nära bockningen av vinkelplåten med ett litet område som kan betraktas som en singularitet. En spänningskurva för ett element på vinkelplåten kan ses i område A i figur 18. Grafen visar att effektivspänningen ökar kraftigt när impulsen verkar med en maximal spänning på 129 MPa 0,004 sekunder efter att impulsen lagts på, som sedan avtar. Steady state uppnås efter 0,4 sekunder med en maximal spänning på 89 MPa. Steady state innebär att inverkan av impulsen har avtagit och spänningarna går mot det statiska värdet. Figur 19 visar spänningskurvan för elementet. De karaktäristiska dragen för grafen är detsamma för samtliga komponenter.



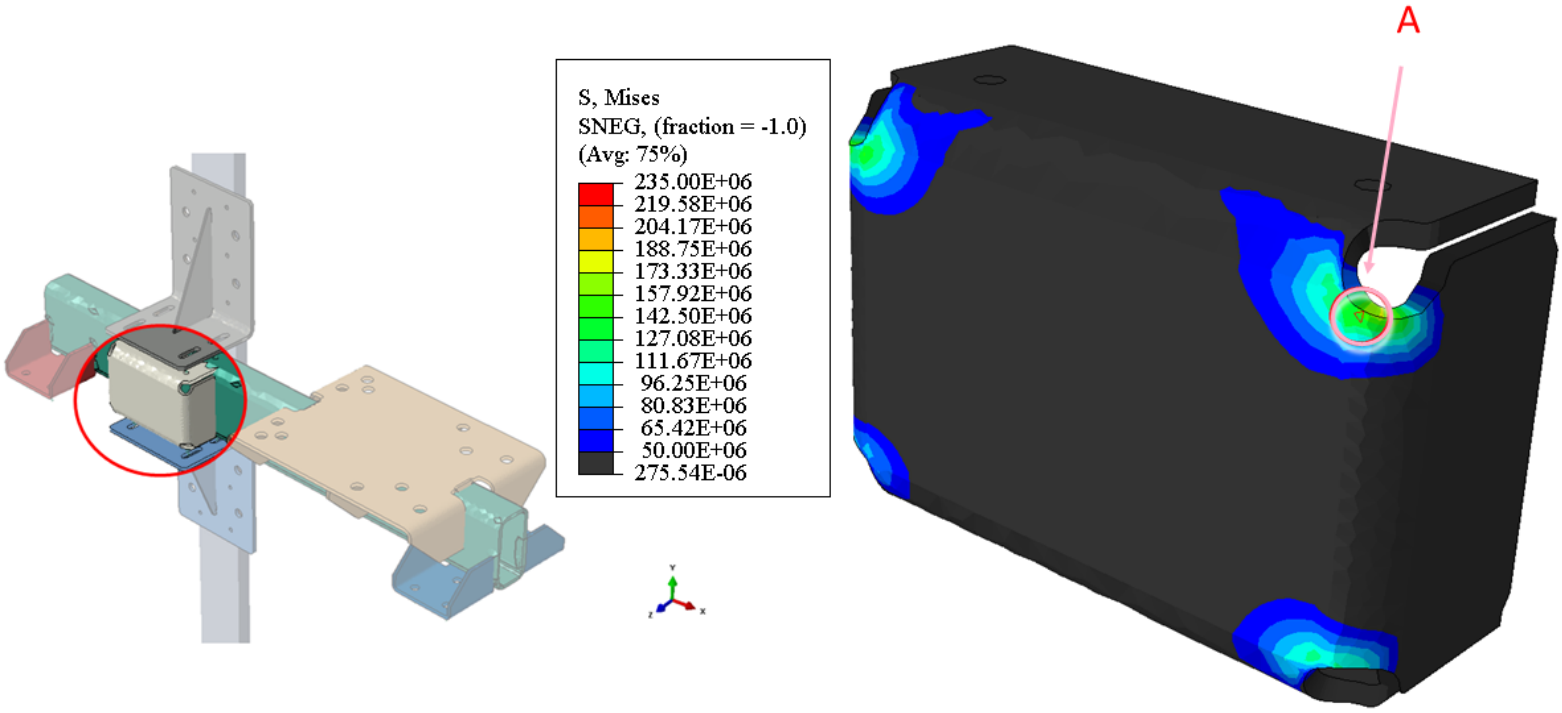
Figur 18: Effektivspänning i vinkelplåten



Figur 19: Effektivspänning i vinkelplåten över tid

Balklåda

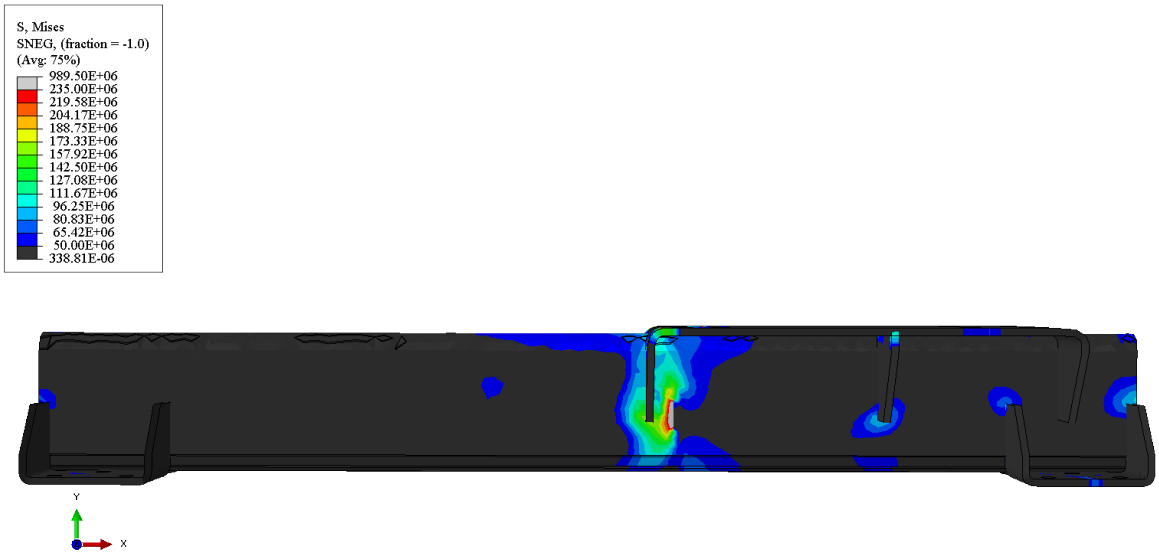
För balklådan visar simuleringen fyra områden nära hörnen som är utsatta för högre effektivspänningar. I figur 20 vid område A har en spänningskurva tagits ut för ett element där en maximal spänning på 150 MPa inträffar 0,003 sekunder efter att impulsen verkar. Efter 0,27 sekunder uppnås steady state med en maximal spänning på 96 MPa.



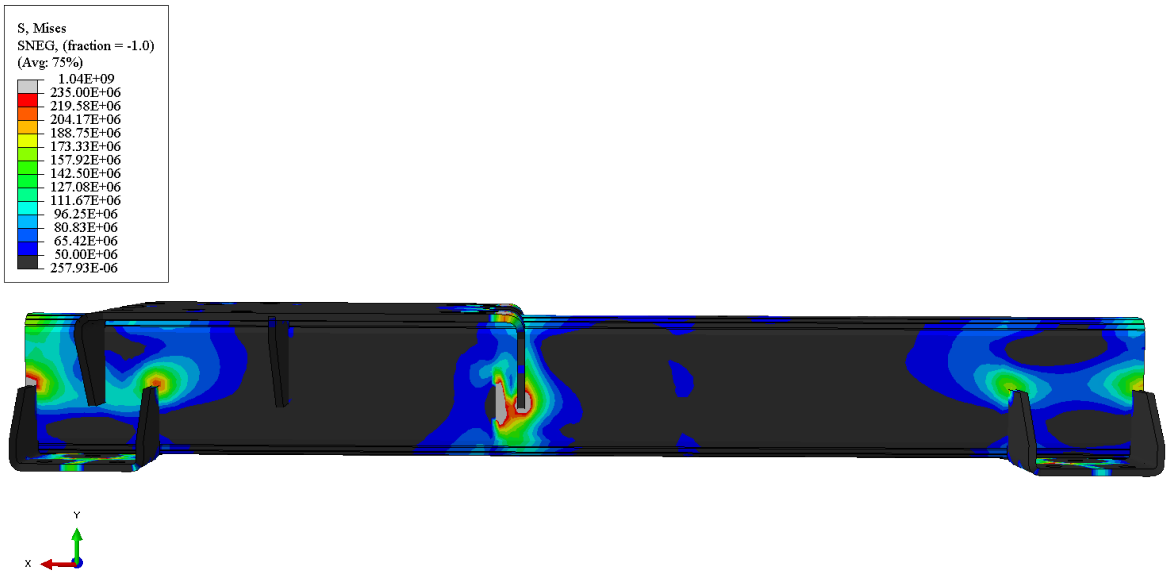
Figur 20: Effektivspänning i balklådan

Balken

Simuleringen visar flera områden på balken som utsätts för högre effektivspänningar. De kritiska områdena är vid svetspunkterna till balkinfästningarna, motorfästet samt tvången till linhinken och kan ses i figur 21 och 22.



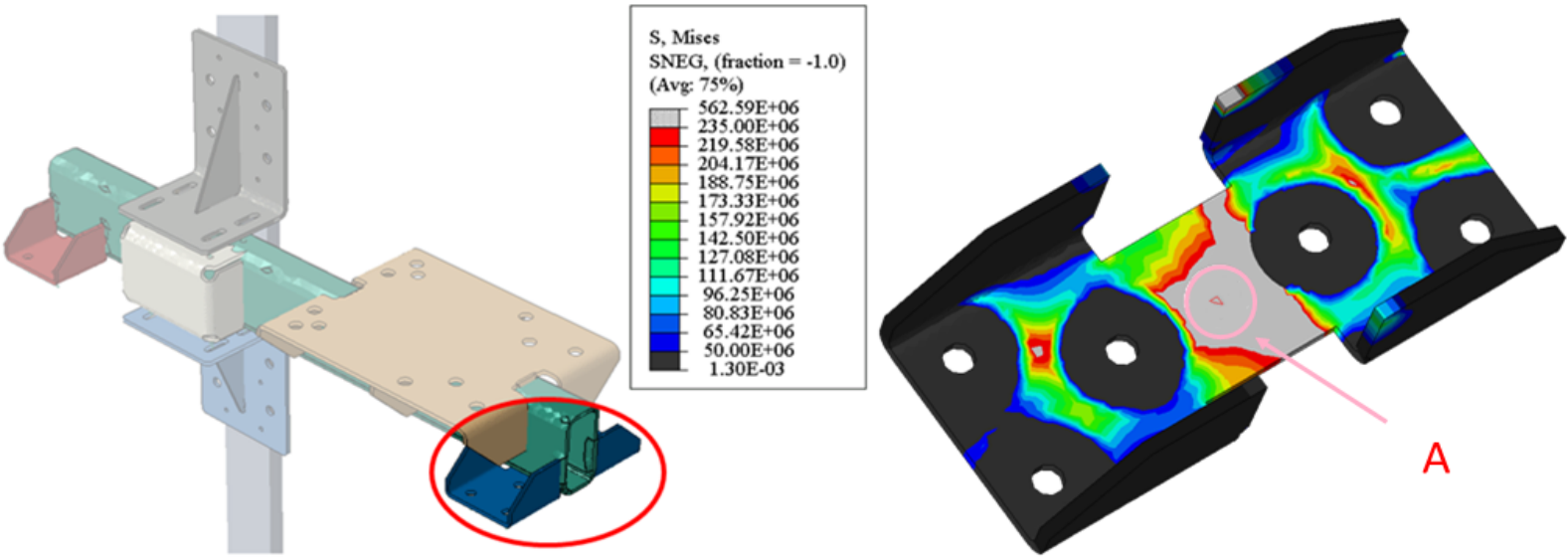
Figur 21: Effektivspänningar i balken



Figur 22: Effektivspänningar i balken

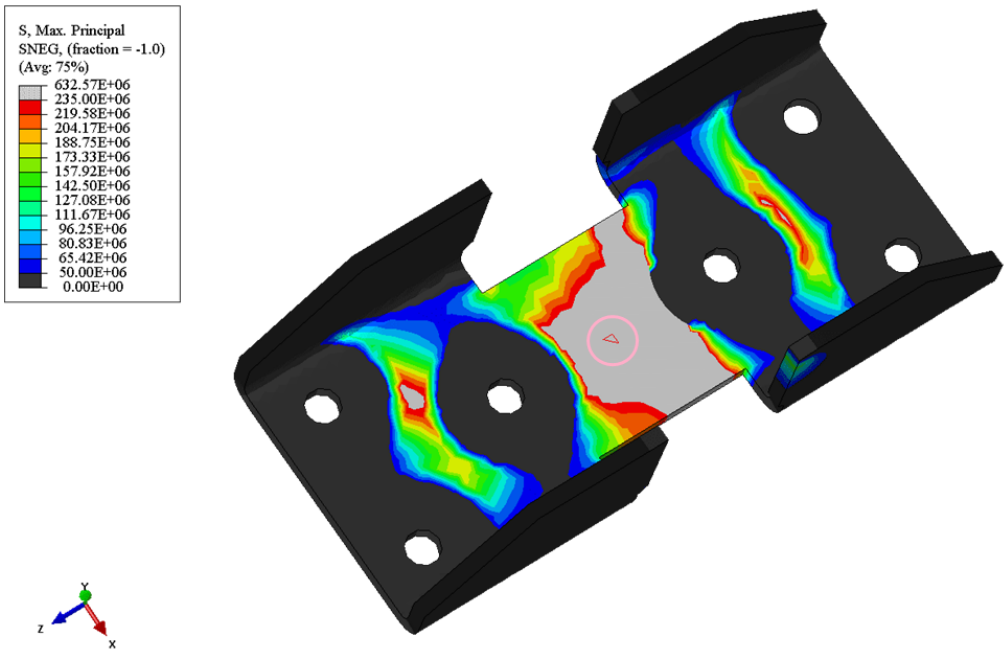
Balkinfästningar

För balkinfästningarna visar simuleringen högre effektivspänningar i området mellan dämparna. För ett element vid område A i figur 23 visar simuleringen att både effektivspänningen och dragspänningen uppnår ett maximalt värde efter 0,006 sekunder efter att impulsen verkat, samt ett steady state läge efter 0,17 sekunder.



Figur 23: Effektivspänningar i balkinfästning

Effektivspänningen uppnår ett maximalt värde på 294 MPa som inträffar 0,006 sekunder efter att impulsen verkar. Steady state uppnås 0,17 sekunder efter impulsen med en maximal spänning på 34 MPa.

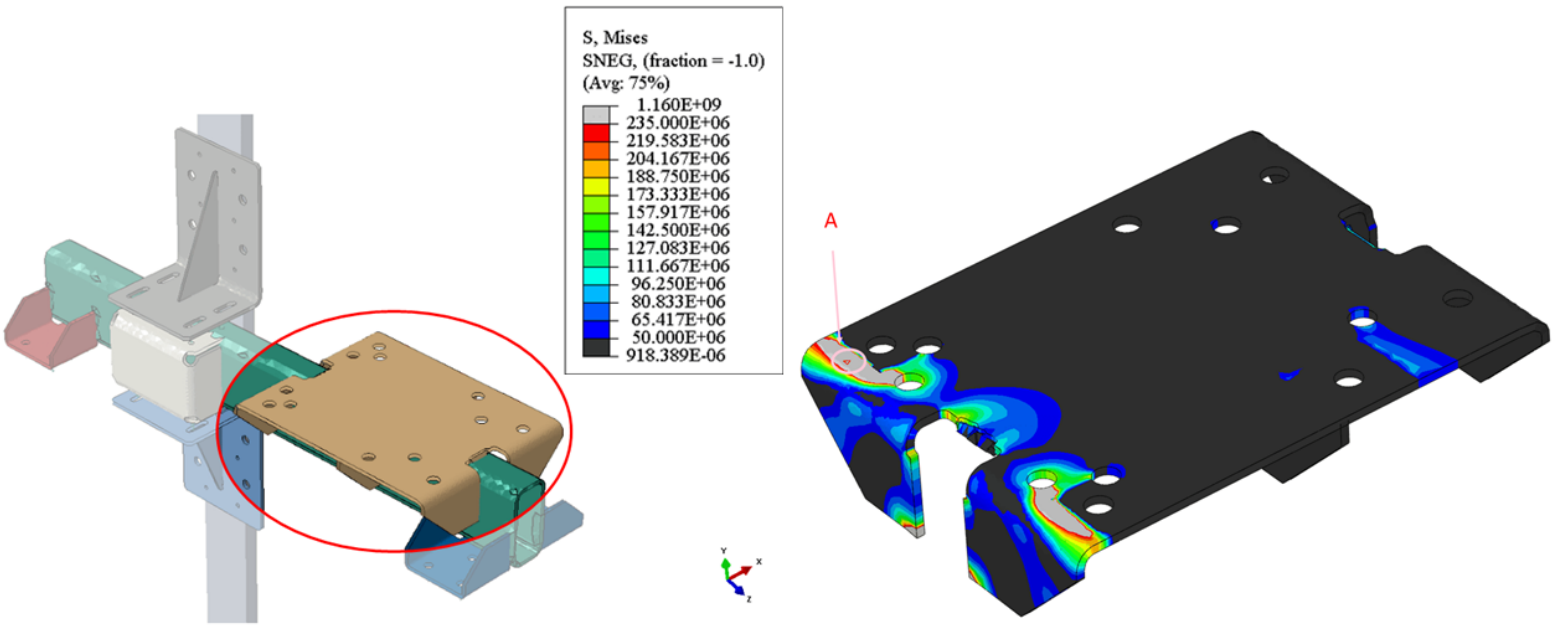


Figur 24: Dragspänningar i balkinfästningen

En maximal dragspänning inträffar i samma element 0,006 sekunder efter att impulsen verkar med ett värde på 316 MPa. Steady state läge uppnås 0,17 sekunder efter impulsen med ett maximalt värde på 37 MPa.

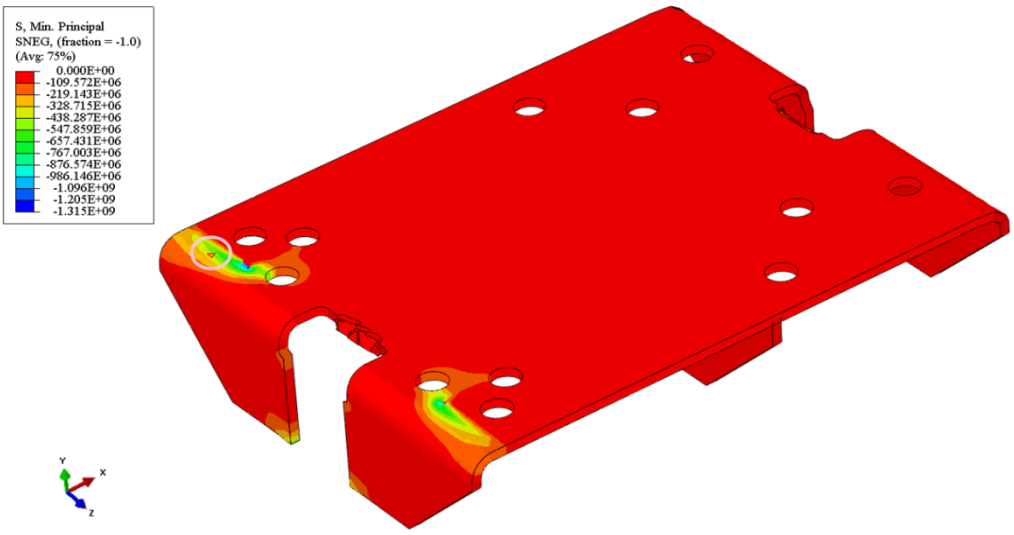
Motorfäste

För motorfästet visar simuleringen områden vid hissmaskinens infästningspunkter där effektivspänningen är som högst. Spänningsutveckling för både effektiv- och tryckspänning är framtaget för ett element som kan ses i område A i figur 25.



Figur 25: Effektivspänningar i motorfästet

Motorfästet visar en maximal effektivspänning i elementet på 472 MPa 0,0003 sekunder efter impulsen har verkat som sedan avtar, 0,11 sekunder efter impulsen har verkat uppnås steady state med en maximal spänning på 223 MPa.

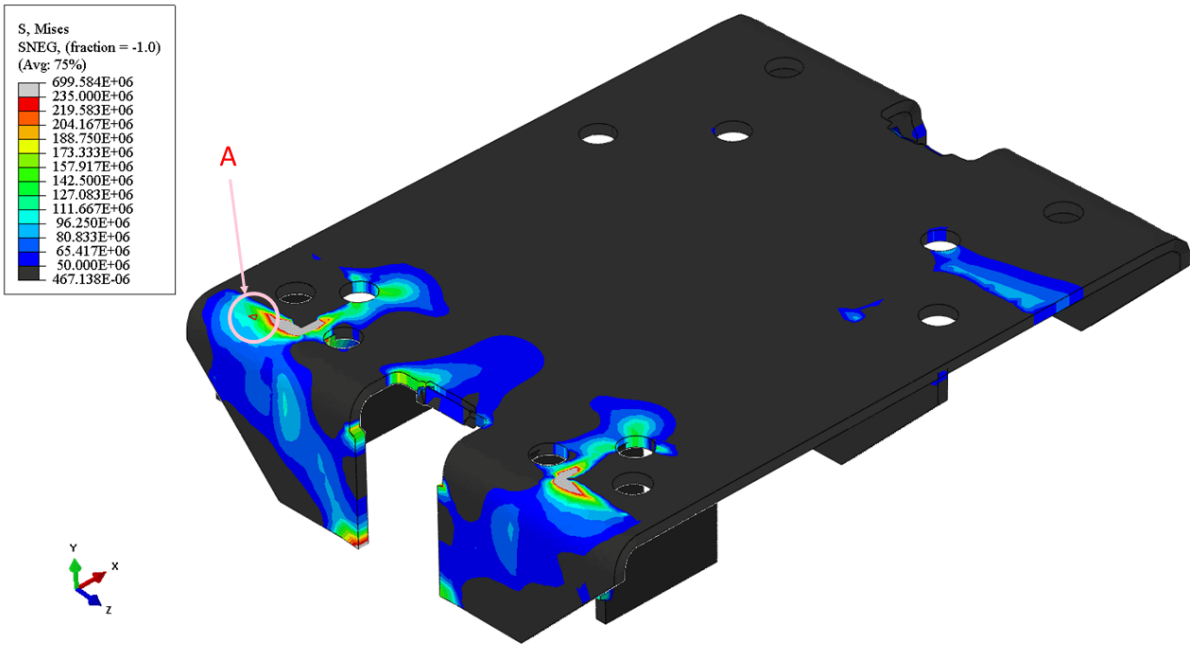


Figur 26: Tryckspänningar i motorfästet

Största tryckspänningen i elementet uppstår 0,0003 sekunder efter impulsen verkar med en spänning på 532 MPa. Steady state läge uppnås efter 0,12 sekunder med en tryckspänning på 250 MPa.

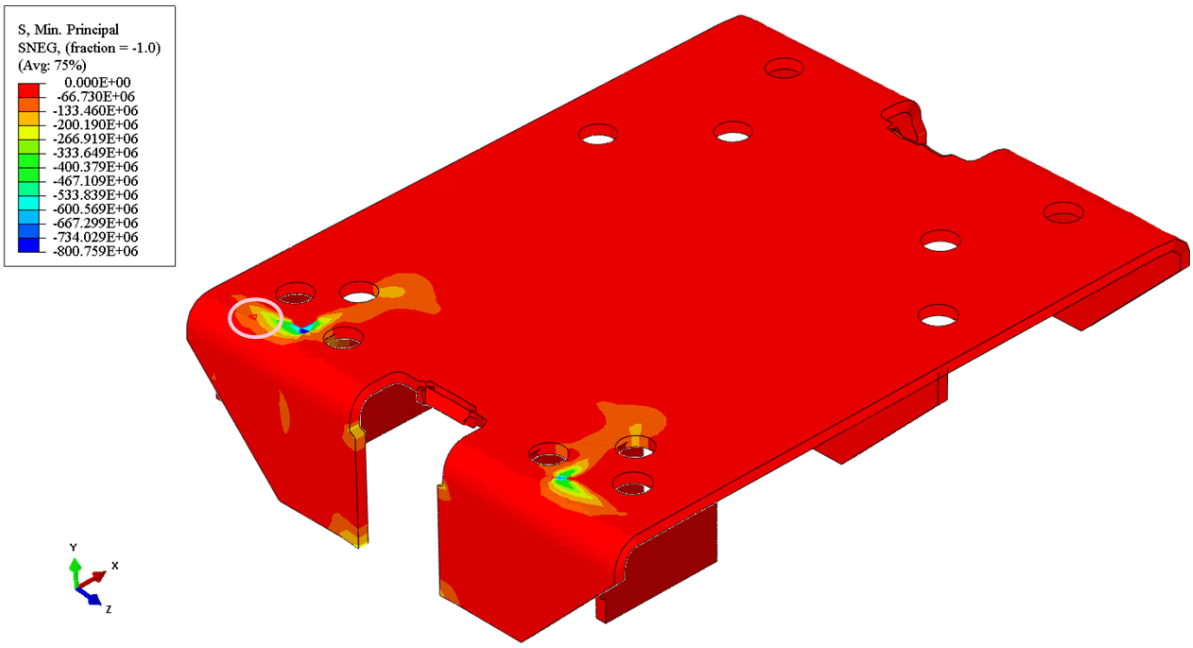
Förstärkning av motorfäste

För att minska spänningen i motorfästet simuleras ett arbete med förstärkningar. Sex rektangulära bitar med en längd på 60 mm och en höjd på 35mm med samma godstjocklek som motorfästet fästes undertill. Genom att förstärka motorfästet minskar området där de kritiska spänningarna verkar.



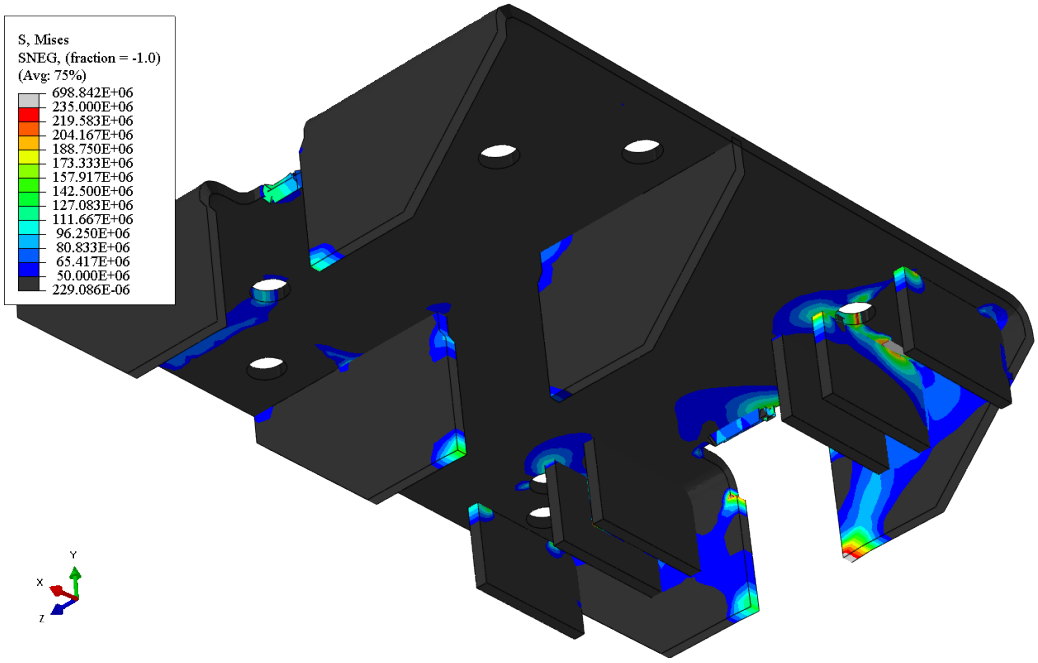
Figur 27: Effektivspänning i motorfäste med förstärkningar

Effektivspänningen i ett element vid samma område som i figur 25 kan ses i område A i figur 27 och når ett maximalt värde på 148 MPa 0,0003 sekunder efter att impulsen verkar. Steady state läge uppnås 0.11 sekunder efter impulsen med en effektivspänning på 77 MPa.



Figur 28: Tryckspänningar i motorfäste med förstärkningar

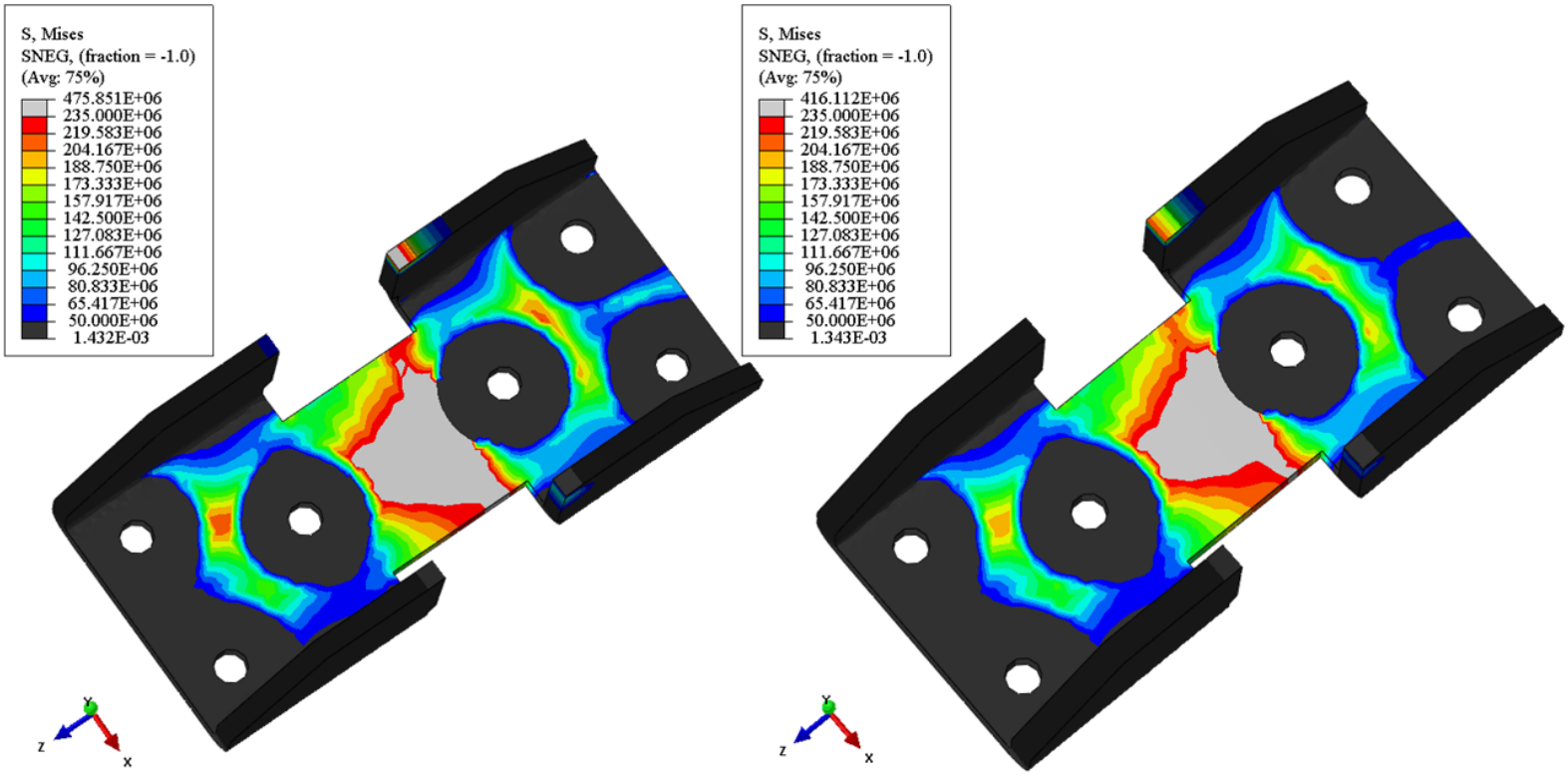
Med förstärkningar uppnås en maximal tryckspänning i elementet på 158 MPa 0,0003 sekunder efter att impulsen verkar. Steady state läge uppnås efter 0.12 sekunder med en tryckspänning på 83 MPa.



Figur 29: Förstärkningar i motorfästet

Ökad dimension av balkinfästning

För att minska spänningarna i balkinfästning simuleras två arbeten med ökad godstjocklek. Resultat av simulering kan ses i figur 30 och visar att spänningarna minskar med en ökad tjocklek.



Figur 30: Effektivspänning med ökad godstjocklek, 2 mm (vänster) och 4 mm (höger)

Vertikal förskjutning

Vid en mätning för en punkt mitt på balken och en punkt längs sidan på motorfästet visar hur de förskjuts i Y-led där balken har en maximal förskjutning på 6,3 mm som sker 0,006 sekunder efter att impulsen verkar. Motorfästet har en större förskjutning på 10,3 mm som sker vid samma tidpunkt. Steady state uppnås efter 0,14 sekunder där balken har en förskjutning på 3,7 mm och motorfästet har en förskjutning på 4,6 mm.

Modalanalys

Modalanalysen visar de tre första moderna med tillhörande frekvenser och kan ses i tabell 1. Modalanalysen beskriver det beteende som skulle uppstå ifall den drivande frekvensen resonerar med modellens egenmoder och kan ses i bilaga 3.

Tabell 1: Egenmoder och tillhörande frekvens

Mode	**Frekvens (Hz)**
1	**12,5**
2	**13**
3	**55,9**

5. Diskussion och framtida arbete

5.1. Metod

5.1.1. Lastfall

Simuleringsproblem uppstod i modellen då modellen initialt hade separata lastpunkter som med kopplingstvång fästes till hissmaskinens infästningspunkter. Detta gjorde att samma ytor hade flera kopplingstvång. Problemet löstes genom att kombinera lasterna till en gemensam punkt. Lasterna kombinerat med moment verkade i punkten som med ett kopplingstvång sammankopplade kontrollpunkten med infästningspunkterna.

5.1.2. Gejdskena

En förenkling som användes var att inte modellera gejdskenan, den ersattes med en fjäder där fjäderstyvheten approximerades genom elementarfallet för konsolbalk och Hooke's lag för en idealiserad fjäder. Fjädern kombinerades med kopplingstvång till vinkeljärnen vilket skapade problem då vinkeljärnen inte följde en tänkt balkutböjning utan roterade istället kring balkens axel.

Problemet löstes genom att modellera gejdskenan som en balkmodell med en T-profil likt verkligheten. Punkter på balken fästes med ett kopplingstvång till ytan på vinkeljärnen. Gejdskenan har ett randvillkor i ena änden där den ses som fast inspänd.

5.1.3. Dämpare

Då systemet var utrustat med dämpare behövdes problemet med dämpningskoefficienten fastställas. För att etablera en approximativ dämpningskoefficient c användes två tillvägagångssätt, det första är genom att beräkna en dämpningskoefficient med viskös dämpning där ett par parametrar behöver etableras. Viskös dämpning granskar dämpning med en frihetsgrad enligt $C = 2\zeta\sqrt{km}$ där ζ är en dimensionslös dämpingskvot mellan verklig- och kritisk dämpning och m beskriver systemets massa. För naturgummi användes $\zeta = 0{,}05$ enligt [32] vilket gav en dämpningskoefficient på 528 kgs/m. Ett par problem uppstod med den här metoden, det första är att antalet frihetsgrader är inkorrekt för hur den verkliga modellen ser ut. Vidare så tar ekvationen ej det specifika naturgummits egenskaper i beaktning vilket också skapade problem. Utöver dessa problem så uppstod ett dilemma hur massan skulle fördelas, då k värdet i ekvationen för viskös dämpning beräknas för en dämpare behövde massan fördelas över antal dämpare i systemet. Slutligen användes metoden som återfinns i kapitel 3.3.2.

Vid modellering av systemets dämpare uppstod det problem där analysen inte fick ett konvergerande värde för kraft-och momentjämvikt. Detta var på grund av att de yttre dämparna endast var låsta i den ena punkten. Att endast låsa dämparen i en punkt innebär att modellen inte har några restriktioner mot förskjutning i X-och Z-led (se figur 15). Problemet löstes

genom att låsa de yttre dämparna symmetriskt med så få antal dämpare som möjligt tills analysen konvergerade, för att uppnå konvergens behövde totalt åtta dämpare låsas.

5.2. Resultat

Från resultatet noteras det att spänningen i vissa komponenter överskrider materialets sträckgräns. Information saknas gällande materialets hårdnande efter att sträckgränsen är nådd. Det innebär att inga konkreta slutsatser kan tas gällande brott eller beteende när spänningarna har överskridit sträckgränsen. Retardationen som används i arbetet är det maximala tillåtna värdet och är högre än den verkliga retardationen. Arbetet har inte heller tagit hänsyn till friktionen mellan drivskivan och hisslinorna eller hisslinornas elasticitet. Detta medför att spänningarna i resultatet är högre än vad som uppstår i verkligheten.

Vid en uttmattningsanalys (se bilaga 3) fastställdes det att sannolikheten för ett utmattningsbrott är liten utan underliggande defekter. Däremot vid det analyserade lastfallet kommer plastisk deformation ske i motorfästet och balkinfästningen.

5.2.1. Motorfäste

Från resultatet noteras det att två områden existerar där spänningarna blir markant högre än i resterande del av motorfästet, dessa områden ligger vid hissmaskinens infästningspunkter. Genom att modellera in förstärkningar som stärker upp det berörda området har spänningarna minskat. Ytterligare så existerar residualspänningar i bockningen vilket kan leda till att området har försämrade hållfasthetsegenskaper.

5.2.2. Balken

I resultatet noteras höga spänningar vid motorfästet och linhinkskopplingen. De höga spänningarna i modellen beror på att området är utsatt för flera tvång. Motorfästet har ett förbindelsetvång i området samt har linhinken ett kopplingstvång leder till att det blir randvillkorsinducerade spänningar i området. Höga spänningar noteras även vid balkinfästningarna. Dessa ses som singulariteter.

5.2.3. Balkinfästning

Resultatet visar höga spänningar i balkinfästningen med områden som överskrider sträckgränsen på materialet. Genom att öka tjockleken på balkinfästningarna minskar zonerna där spänningen överskred sträckgränsen, lösningen ansågs inte särskilt effektiv då plasticering fortfarande inträffar.

5.2.4. Modalanalys

Resonerar motorn med modellens egenmoder kommer förskjutningar ske i fundamentet enligt modellens första och andra mod (se bilaga 2). De två första moderna förekommer när hissen startar och kan beskrivas som att hissen skakar när den väl startar igång och slutar när hissen väl är i färd. Ifall motorn resonerar med modellens tredje mod leder det till att fundamentet vrider sig kring x-axeln vilket skulle ha större negativ inverkan.

5.3. Framtida arbete

Några av de rekommendationer för framtida arbete som identifieras är:

- För att stärka arbetet kan experimentella analyser utföras på fundamentet och jämföra de vertikala förskjutningar som uppstår när balken blir utsatt för ett nödstopp och jämföra med resultat för den numeriska modellen
- Experimentella analyser där en frekvensmätare kan användas för att verifiera modellens egenfrekvenser och beteendet hos balken kan studeras
- En modalanalys kan utföras för att granska beteendet hos fundamentet när modellens egenfrekvenser används som en drivande frekvens
- Granska de komponenter som i modellen hade spänningar som överskred sträckgränsen och jämföra dessa med verkliga komponenter som utstått likvärdigt lastfall. Detta kan leda till att en verklig bild kan skapas hur pass kritiska vissa utsatta områden blir och eventuellt vilka åtgärder som kan användas för att motverka framtida problem

6. Slutsatser

Arbetet som utförts har uppnått det ursprungliga huvudmålet som etablerades i början av arbetet. Syftet med arbetet var att utföra en numerisk analys på fundamentet och detta har genomförts genom att fastställa-och utföra arbetets delmål där en färdig CAD-modell har förenklats och omvandlats till en FE modell som fått utstå en statisk-och dynamisk last.

Från resultatet noteras det att det existerar zoner på ett flertal komponenter som överskrider materialets sträckgräns. Motorfästet och balkinfästningarna är de komponenter som blir mest belastade i fundamentet. Motorfästet blir främst belastat i tryck där zonerna mellan hissmaskinens infästningspunkter och bockningen är de kritiska zonerna medan balkinfästningens kritiska zoner ligger i området mellan dämparna där dragspänningar är de huvudsakliga spänningarna som uppstår.

Genom att förstärka motorfästet kan de kritiska zonerna minskas. Genom att öka godstjockleken på balkinfästningarna minskar de maximala spänningarna samt de kritiska zonerna.

Från resultatet dras slutsatsen att ytterligare granskning bör utföras på de kritiska komponenterna innan något optimeringsarbete kan utföras.

Referenser

[1]. Brundtland G. Our common future. Oxford: Univ. Press; 1987.

[2]. Globala målen, Vad betyder hållbar utveckling? [Internet]. [Hämtad 9/2 2021]. Tillgänglig på: https://www.globalamalen.se/fragor-och-svar/vad-betyder-hallbar-utveckling/

[3]. Nationalencyclopedin, Hållbar utveckling. [Internet]. [Hämtad 9/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/l%C3%A5ng/h%C3%A5llbar-utveckling

[4]. Svenska Projektakademien, Hållbarhet och miljömanagement i projektledarrollen. [Internet]. [Hämtad 9/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.projektakademien.se/pa/wp-content/uploads/2020/04/9.-Widengren.pdf

[5]. Svenska Projektakademien, Figur 2: En vanlig illustrering av Triple Bottom Line (TBL). [Internet]. [Hämtad 9/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.projektakademien.se/pa/wp-content/uploads/2020/04/9.-Widengren.pdf

[6]. Kungliga tekniska högskolan, Social hållbarhet. [Internet]. [Hämtad 9/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.kth.se/om/miljo-hallbar-utveckling/utbildning-miljo-hallbar-utveckling/verktygslada/sustainable-development/social-hallbarhet-1.373774

[7]. Kungliga tekniska högskolan, Ekologisk hållbarhet. [Internet]. [Hämtad 9/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.kth.se/om/miljo-hallbar-utveckling/utbildning-miljo-hallbar-utveckling/verktygslada/sustainable-development/ekologisk-hallbarhet-1.432074

[8]. Urban Utveckling, Fondresurs. [Internet]. [Hämtad 10/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.urbanutveckling.se/ordlista/def/fondresurs

[9]. Persson C, Persson T. Hållbar utveckling - människa, miljö och samhälle. Lund: Studentlitteratur; 2015

[10]. Kungliga tekniska högskolan, Ekonomisk hållbarhet. [Internet]. [Hämtad 12/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.kth.se/om/miljo-hallbar-utveckling/utbildning-miljo-hallbar-utveckling/verktygslada/sustainable-development/ekonomisk-hallbarhet-1.431976

[11]. Tonnequist, B. Project management. Bonnier Utbildning; 2010.

[12]. Gere J. Mechanics of materials. 6th ed. Belmont, Calif.: Thomson; 2007.

[13]. Jansson P-Å, Grahn R, Enelund M. Mekanik statik och dynamik. Lund: Studentlitteratur; 2018.

[14]. Leijon, W. (red.). Karlebo Materiallära. 15 uppl. Stockholm: Liber; 2014.

[15]. Nationalencyklopedin, Stål. [Internet]. [Hämtad 18/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/l%C3%A5ng/st%C3%A5l

[16]. Nationalencyklopedin, Gummi. [Internet]. [Hämtad 22/2 - 2021]. Tillgänglig på: https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/l%C3%A5ng/gummi

[17]. Alfredsson B. Handbok och formelsamling i hållfasthetslära. 11th ed. Stockholm: Institutionen för hållfasthetslära, Tekniska högsk.; 2018.

[18]. Inman D. Engineering Vibrations. 4th ed. Boston: Pearson; 2014.

[19] Collins J, Busby H, Staab G. Mechanical design of machine elements and machines. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons; 2010.

[20]. Amirouche F. Computer-aided design and manufacturing. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall; 1993.

[21]. Nationalencyklopedin - datorstödd konstruktion [Internet]. [Hämtad 25/2 - 2021]. Tillgänglig på: https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/l%C3%A5ng/datorst%C3%B6dd-konstruktion

[22]. Ottosen N, Petersson H. Introduction to the finite element method. Harlow: Prentice Hall; 2007.

[23] Abaqus, Static stress analysis. [Internet]. [Hämtad 2/3 - 2021] Tillgänglig på: https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAEANLRefMap/simaanl-c-static.htm

[24]. Nationalencyclopedin, Finita elementmetoden. [Internet]. [Hämtad 16/2 - 2021] Tillgänglig på: https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/l%C3%A5ng/finita-elementmetoden

[25]. Yin E, Seckley E, Asiedu E, Cobbinah S. STRESS ANALYSIS AND TOPOLOGY OPTIMIZATION OF A CHAIN BUCKET ELEVATOR USING ANSYS. Acta Polytechnica. 2021;61(1):292-306. [Hämtad 5/5 - 2021] doi: https://doi.org/10.14311/AP.2021.61.0292

[26]. Abaqus, About the Abaqus shell element library. [Internet]. [Hämtad 8/3 - 2021] Tillgänglig på: https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAETHERefMap/simathe-c-shells.htm#simathe-c-shells

[27]. Hoover D, Kumar A. Immersed boundary thin shell analysis using 3D B-Spline background mesh. Finite Elements in Analysis and Design. 2021;195:103574. [Hämtad 5/5 - 2021] doi: https://doi.org/10.1016/j.finel.2021.103574

[28]. Abaqus, About shell elements. [Internet]. [Hämtad 2/3 - 2021] Tillgänglig på: https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAEELMRefMap/simaelm-c-shelloverview.htm

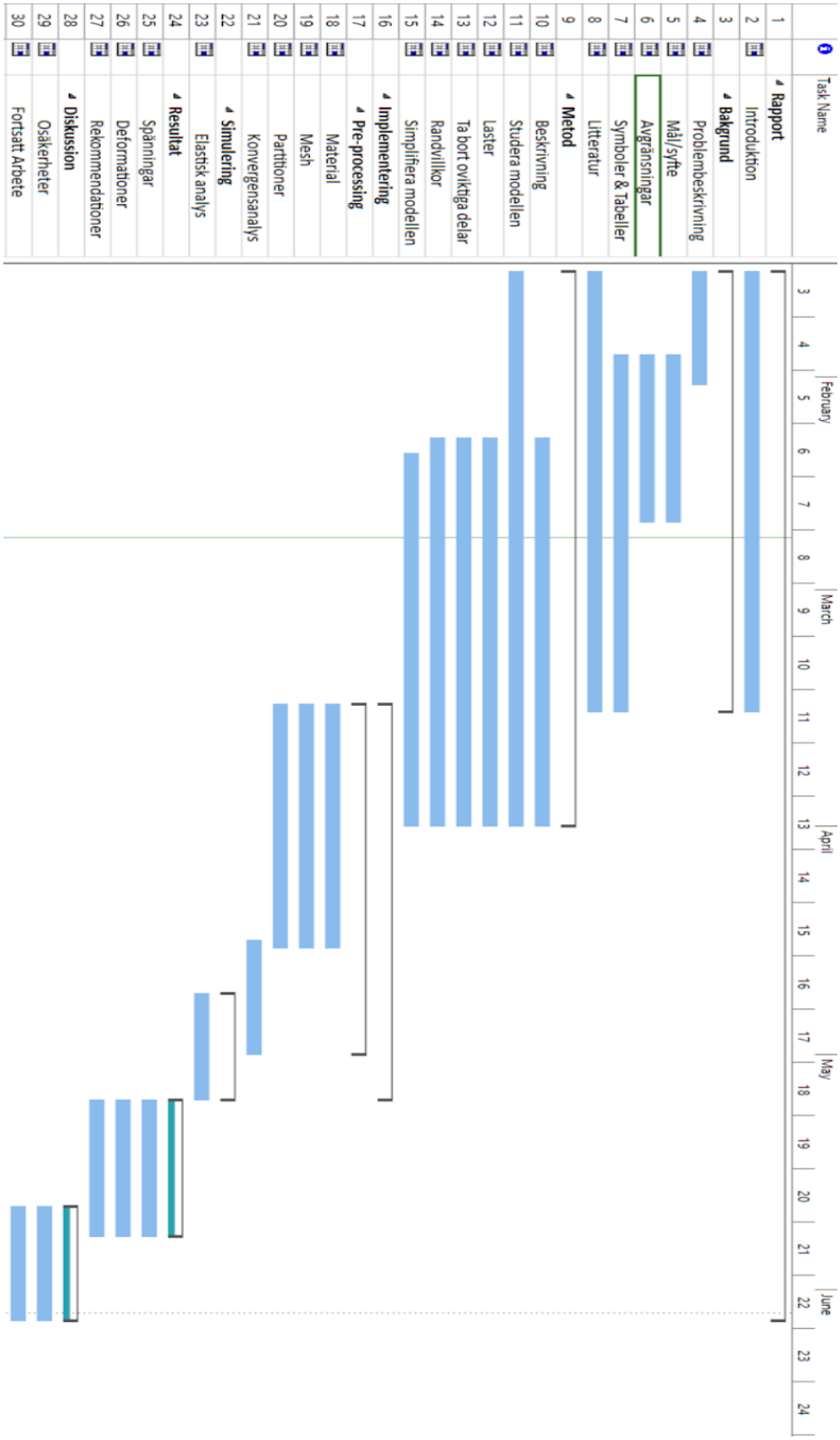
[29]. Lee P, Bathe K. Development of MITC isotropic triangular shell finite elements. Computers & Structures. 2004;82(11-12):945-962. [Hämtad 5/5 - 2021] doi: https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2004.02.004

[30]. Lee Y, Lee P, Bathe K. The MITC3+ shell element and its performance. Computers & Structures. 2014;138:12-23. [Hämtad 5/5 - 2021] doi: https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2014.02.005

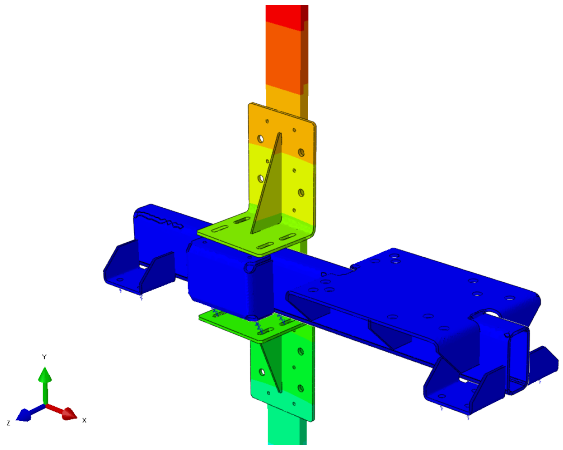
[31]. Harris C, Piersol A. Harris' shock and vibration handbook. 5th ed. New York: McGraw-Hill; 2001.

[32]. Adams V, Askenazi A. Building better products with finite element analysis. Santa FE, NM: OnWord Press; 1999.

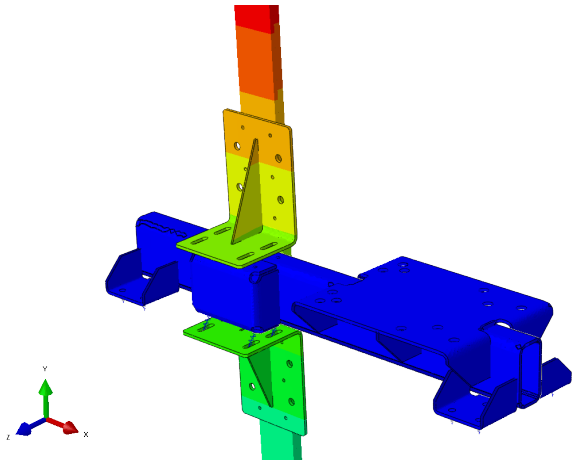
Bilaga 1 Gantt-schema



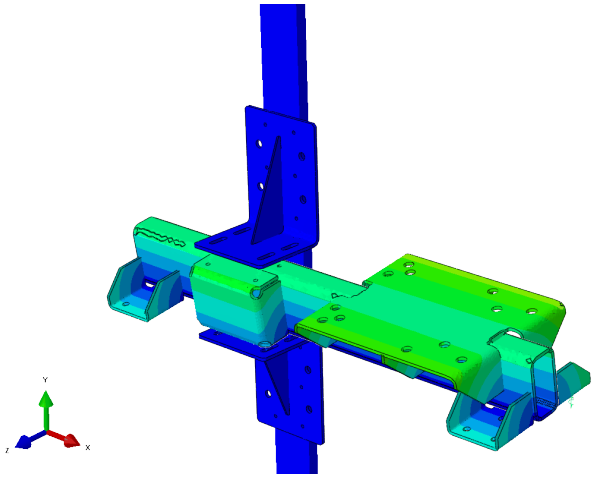
Bilaga 2 Modalanalys



Mode 1: Vinkeljärnen förskjuts i X-led



Mode 2: Vinkeljärnen förskjuts i Z-led



Mode 3: Fundamentet vrids kring X-axeln

Bilaga 3 Goodman diagram

Approximerad utmattningsgräns för stål

vid $N = 10^6$ $\sigma_w \approx 0{,}5\ \sigma_b$. $\Rightarrow \sigma_{b(S235)} = 435$ MPa (360-510, mitten värde).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$\sigma_b = 435$ MPa

$\sigma_w = 218$ MPa

$\sigma_y = 235$ MPa

Balkinfästning:

$\sigma_{max} = 294$ MPa

$\sigma_{min} = 34$ MPa

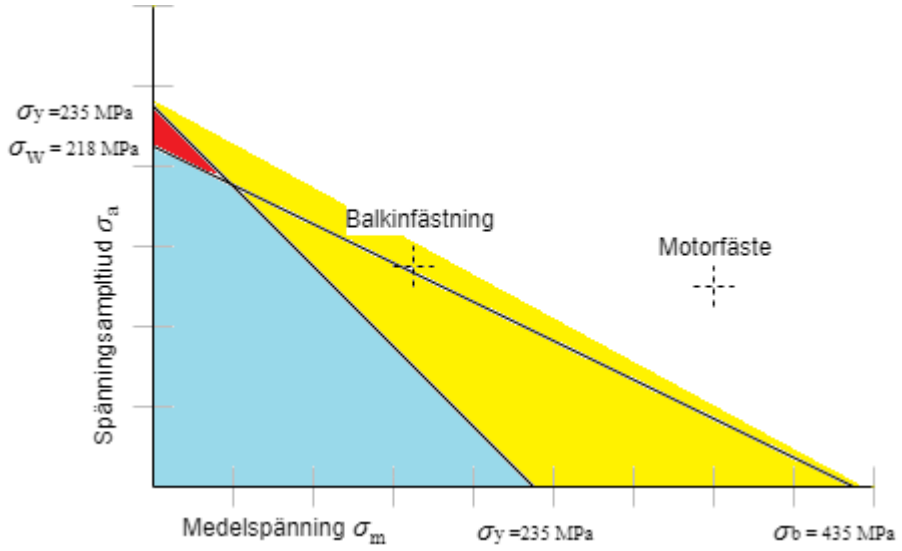
$\sigma_a = 130$ MPa

$\sigma_m = 164$ MPa

Motorfäste:

$\sigma_{max} = 472$ MPa

$\sigma_{min} = 223$ MPa

$\sigma_a = 124{,}5$ MPa

$\sigma_m = 347{,}5$ MPa