

# Spänningsamplituder orsakade av stötar

Påfrestning på stålbalk vid sammanstötning med  
timmerstock

Markus Lahti

Examensarbete för ingenjör (YH)-examen

Utbildningsprogrammet för maskin- och produktionsteknik

Vasa 2019



## EXAMENSARBETE

Författare: Markus Lahti  
Utbildning och ort: Maskin- och produktionsteknik, Vasa  
Fördjupning: Konstruktion  
Handledare: Kaj Rintanen, Yrkeshögskolan Novia

Titel: Spänningsamplituder orsakade av stötar

---

Datum: 16.04.2019

Sidantal: 40

Bilagor: 7

---

### Abstrakt

Inom timmersortering används olika metoder för att detektera timrets mått, geometri och defekter. Metoder som bl.a. används är laser, röntgen och kameror av olika slag för att med hjälp av algoritmer fastställa varje timmerstocks kvalitet individuellt.

Detta examensarbete är utfört åt Nordautomation Oy som har specialiserat sig bl.a. på timmersortering. Arbetets syfte var att reda ut hur man inom bolaget skall kunna analysera stötar som uppkommer av timmerstockar. Stort fokus sätts på stötar orsakade av fallande stockar. Detta eftersom en ny timmersorteringslinje som kommer att innefatta fallande timmerstockar från given höjd som ger upphov till kraftiga stötar på en stålbalk är under utveckling inom bolaget.

Första delen av arbetet går ut på att verifiera CAD-programmet Solidworks modul drop test mot teorin och tidigare gjorda tester. Andra delen fokuserar på att verifiera en layout som består av en två meter lång stålbalk med timmerbankar på vardera ända, denna stålbalk utsätts för fritt fallande timmerstockar från given höjd.

Resultatet för verifiering av modulen drop test, blev att det fungerade bra inom vissa ramar men hade stora begränsningar beträffande stötar orsakade av timmerstockar. Vad beträffar layouten som undersöktes så skulle jag inte rekommendera att gå vidare med den som den är i nuläget, utan ett nytt förslag utarbetades som bygger på teorin från detta examensarbete.

---

Språk: svenska

Nyckelord: timmersortering, egenfrekvens, stötar, kollision

---

## OPINNÄYTETYÖ

Tekijä: Markus Lahti  
Koulutus ja paikkakunta: Kone- ja tuotantotekniikka, Vaasa  
Syventävät opinnot: Koneensuunnittelu  
Ohjaaja: Kaj Rintanen, Yrkeshögskolan Novia

Nimike: Iskuista johtuvia jännitysamplitudeja

---

Päivämäärä 16.4.2019

Sivumäärä 40

Liitteet 7

---

### Tiivistelmä

Tukinlajittelussa käytetään puutavaran mitan, geometrian ja vikojen tunnistamisessa erilaisia menetelmiä. Menetelminä käytetään muun muassa laseria, röntgeniä sekä erilaisia kameroita. Algoritmeilla voidaan määrittää tukkipuutavaran yksilöllinen laatu.

Tämä opinnäytetyö on tehty Nordautomation Oy:lle, joka on erikoistunut tukkien lajitteluun. Opinnäytetyön tavoitteena on selvittää, miten yritys pystyy analysoimaan tukinlajittelussa puutavarasta aiheutuvia iskuja. Painopisteenä on linjastolla putoavan puutavaran aiheuttamat iskut. Nordautomation Oy kehittää parhaillaan uudentyyppistä tukkilajittelulinjaa, jossa tietystä korkeudesta putoava tukkipuutavara aiheuttaa iskuja alla oleviin teräspalkkeihin.

Opinnäytetyön ensimmäisessä osassa verifioidaan Solidworks 3D CAD -ohjelman modul drop -testin teoriaa ja aikaisemmin tehtyjä testejä vastaan. Toisessa osassa keskitytään verifioimaan ulkoasua, joka koostuu yhdestä kahden metrin pituisesta teräspalkista, jossa on puutavarapankot molemmissa päissä. Tämä teräspalkki altistetaan tietystä korkeudesta vapaasti putoavaan tukkipuutavaraan.

Modul drop -testin verifiointin tuloksena voitiin todeta, että linjasto toimii hyvin tiettyjen rajojen sisällä, mutta puutavaroista aiheutuvat iskut rajoittavat sen toimivuutta. Tutkimustulokset eivät puolla kyseisen konstruktion käyttöä jatkossa. Opinnäytetyön tulosten pohjalta laadittiin uusi ehdotus, joka tukee myös tässä työssä käytettyä teoriaa.

---

Kieli: ruotsi

Avainsanat: tukkilajittelu, ominaistaajuus, isku, törmäys

---

## BACHELOR'S THESIS

Author: Markus Lahti  
Degree Programme: Machine and Production Engineering  
Specialization: Construction  
Supervisor: Kaj Rintanen, Yrkeshögskolan Novia (Ojala, 2018)

Title: Stress Amplitudes Caused by Shocks

---

Date: 16 April 2019

Number of pages: 40 Appendices: 7

---

### Abstract

In log sorting, different methods are used to detect the log dimensions, geometry and defects. Methods such as lasers, x-rays and cameras of various kinds are used in order to determine the quality of each timber log individually using algorithms.

This bachelor's thesis project is done for Nordautomation Oy, which has specialized in inter alia on log sorting. The purpose of the work is to find out how to analyze impacts caused by logs. Major focus is put on impacts caused by falling logs, because a new log sorting line that will include falling logs from a given height on a steel beam is under development within the company.

The first part of the work is to verify the CAD-program Solidworks's module drop test against the theory and previous tests. The second part focuses on verifying a layout consisting of a two-meter-long steel beam with timber banks on each end, this steel beam being exposed to freely falling logs from a given height.

The result for verifying the drop test module was that it worked well within certain frames but had large limitations on impacts caused by logs. As for the layout that was examined, I would not recommend moving on with it in its currently state, but a new proposal was prepared which is based on the theory from this bachelor thesis.

---

Language: swedish

Key words: log sorting, natural frequency, impact, collision

---

# Innehållsförteckning

Inledning.....	1
1.1 Nordautomation .....	1
1.2 Bakgrund .....	2
1.3 Syfte .....	2
1.4 Avgränsningar .....	3
1.5 Disposition .....	3
2 Teori.....	4
2.1 Statisk och dynamisk kraft.....	4
2.2 Impuls och rörelsemängd .....	4
2.3 Frekvens .....	5
2.4 Linjära och icke-linjära system.....	7
2.5 Systemets frihetsgrad, respons på tvungen svängning .....	8
2.5.1 Enkeluppställd balk.....	11
2.6 Finit elementanalys .....	14
2.7 Utmattnings.....	18
3 Metod.....	22
3.1 Verifiera programvara .....	22
3.2 Analytiskt beräkning av krafter .....	24
3.3 Balkens egenfrekvens.....	25
3.4 FE analys.....	25
4 Resultat.....	26
4.1 Verifiering av SW simulerings modul, <i>drop test</i> .....	26
4.2 Analytiskt beräknade krafter .....	28
4.3 Verifiering, prototyp ett.....	29
4.4 Egenfrekvens .....	31
4.5 Simulering med liggande stock.....	32
4.6 Förbättrad balkmodell utgående från teorin .....	34
5 Diskussion.....	36
5.1 Vidareutveckling .....	36
5.2 Utvärdering .....	37
6 Litteraturförteckning .....	39
7 Figurförteckning .....	39

## Inledning

Uppdragsgivare till detta examensarbete är Nordautomation Oy, där jag skall analysera vissa detaljer av en ny timmersorteringslinje som bolaget håller på och utvecklar. Examensarbetet utfördes under hösten 2018 och vara färdigt våren 2019.

Jag kom första gången i kontakt med Nordautomations produkter under sommaren 2017, när jag utförde min sommarpraktik hos dem. Detta var en givande sommar på så vis, att jag först fick vara ute på fältet och bekanta mig med deras produkter ett par veckor, varefter jag blev stationerad på deras konstruktionsavdelning. På konstruktionsavdelningen blev jag tilldelad enklare uppgifter.

Efter den första sommarpraktiken, fick jag fortsätta hos Nordautomation. Arbetet och ansvaret har hela tiden växt och i dagens läge blir jag tilldelad egna projekt, som kan innefatta allt från att göra konstruktionsritningar till redan sålda produkter, till att åka ut till kunder och göra mätningar samt att rita layouter över redan sålda projekt.

### 1.1 Nordautomation Oy

Nordautomation Oy är grundat 1991 och har genom åren specialiserat sig på produktlösningar inom träförädlingsindustrin och omsätter ca 15 miljoner euro per år. Bolaget har främst riktat in sig på timmersorteringslinjer och sågintag (figur 1). (Nordautomation, 2019)



**Figur 1. Timmersorteringslinje.** (Nordautomation, 2019)

Huvudkontoret ligger i Kristinestad, där företaget också är grundat. Marknadsföring, försäljning, planering, projektledning, företagsledning och administration är stationerat till huvudkontoret och innefattar kring tjugo personer. Produktionsanläggningen finns i Alajärvi och sysselsätter cirka sextio personer. (Nordautomation, 2019)

Fram till hösten 2018 ägde VD:n samt grundaren Pauli Ojala bolaget. 11 september kom teknikhandelskoncernen Addtech, genom köp av 80% av aktierna, in som majoritetsägare. Ojala kvarstår som VD, men är minoritetsägare med 20 % av aktierna. (Nordautomation, 2019)

## **1.2 Bakgrund**

Dagens timmersorteringslinjer har svårt att hänga med i utvecklingen vad beträffar sorteringshastighet. Mättekniken som används inom timmersorteringen har gått framåt i utvecklingen avsevärt snabbare än utvecklingen av den mekaniska delen. (Ojala, 2018)

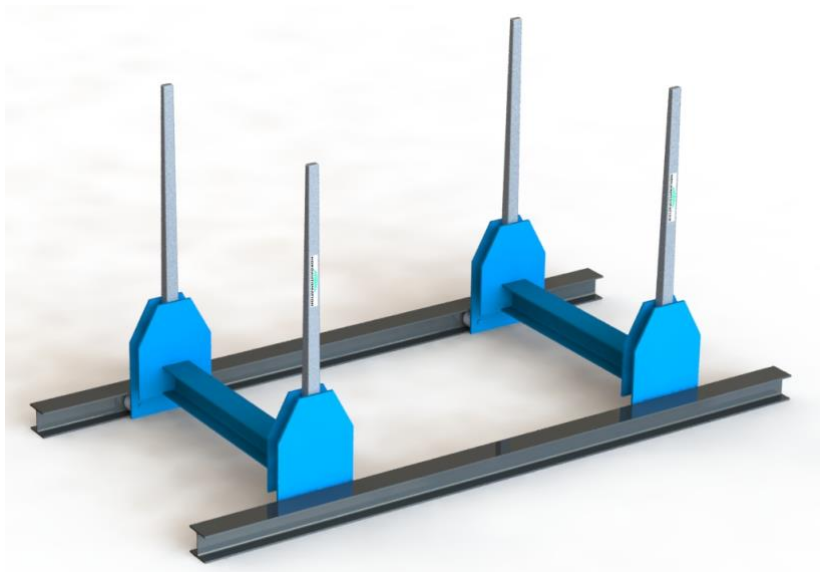
I skogen avverkade stockar, som fraktas till en timmersorteringslinje, blir upplastade på ett så kallat bedömningsbord. På sorteringslinjens bedömningsbord bestämmer en operatör varje stocks kvalitet individuellt. Därefter rullar stockarna långsamt förbi i tvärriktningen mot mät- och sorteringslinjen, som förflyttar stockarna i sin längdriktning. Sedan går timmerstockarna individuellt genom mätramen där timret röntgas och 3d-skannas. Mätresultat för varje stock bestämmer stockstorlek och kvalitet, varefter en logaritm bestämmer vilket sorteringsfack stocken skall placeras i. (Ojala, 2018)

Nackdelen med den föreliggande stocksorteringsmetoden har varit de ökande kapacitetskraven, som ökar kedjans hastighet hos sorteringsbanan i längdriktningen. Ytterligare en nackdel är de plötsliga stoppen av stocken från hög rörelsehastighet till att den blir avpuffad till valt sorteringsfack. På morgondagens sorteringslinje skall timmerstockarna röra sig i stockens tvärriktning genom hela processen. På så sätt väntas man kunna sänka hastigheten radikalt på sorteringsbanan, utan att förlora kapacitet på linjen. (Ojala, 2018)

## **1.3 Syfte**

Syftet med detta examensarbete är att reda ut hur man inom Nordautomation skall kunna verifiera stötar som uppkommer inom timmersortering orsakat av timmerstockar. Stort fokus sätts på stötar orsakade av fallande stockar. Detta eftersom en ny timmersorteringslinje, som kommer att innefatta fallande stockar från given höjd, är under utveckling inom bolaget

(figur 2). I åtanke hålls även, att metoden som tas fram skall kunna tillämpas även på andra maskiner,



**Figur 2. Layout på hur det är tänkt att timmerbankarna skall se ut på den nya sorteringslinjen.**

## 1.4 Avgränsningar

Detta examensarbete kommer att innefatta beräkningar, simuleringar och analyser av stötar, orsakade av fallande timmerstockar.

Arbetet kommer inte innefatta några tillverkningsritningar eller färdiga layout-lösningar. Balkdimensioner, som kommer att vara som god grund för eventuellt kommande tillverkningsritningar, kommer behandlas i detta examensarbete.

## 1.5 Disposition

Här följer en kort beskrivning av varje kapitel.

Kapitel 1: Presentation av arbetets syfte och mål.

Kapitel 2: Teori som krävs för att kunna genomföra examensarbetet.

Kapitel 3: Metod hur det är tänkt att genomföra examensarbete.

Kapitel 4: Resultaten presenteras.

Kapitel 5: Reflektioner över genomförandet av examensarbetet och hur man kan tänka sig att vidareutveckla layouten som arbetats fram.



## 2 Teori

Under detta kapitel presenteras teorin som behövs för att kunna analysera, simulera och verifiera dynamisk kraft, som uppkommer vid stöt. Stöt på enkel uppställd balk tas upp noggrannare samt utmattning med tanke på balkens livslängd.

### 2.1 Statisk och dynamisk kraft

Ett objekt som är i vila eller konstant hastighet har en nettokraft, som är lika med noll enligt Newtons första lag. Objektet befinner sig då i statisk jämvikt. Medan dynamisk kraft är tidsberoende, detta kan t.ex. beskrivas genom Newtons andra lag, som säger att massan gånger hastighetsförändring över tid ger kraften som verkar (ekv. 2.1.1). (Knight, 2014, s. 161)

$$F = ma \quad (2.1.1)$$

Eftersom den dynamisk kraften, som påverkar ett föremål är varierande, så är responsen också varierande dvs. hastigheten, reaktionskraften, spänningen osv. (Knight, 2014, s. 161)

### 2.2 Impuls och rörelsemängd

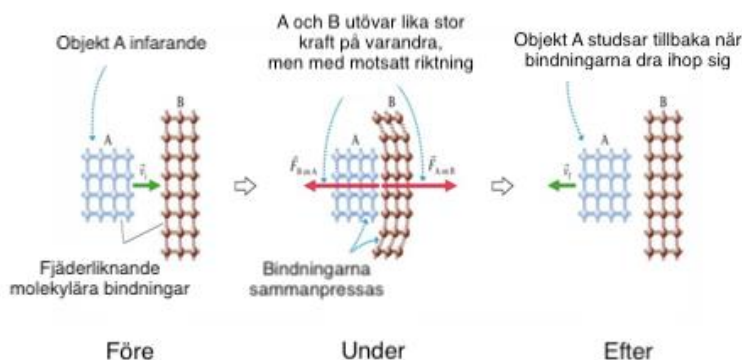
När två objekt kolliderar med varandra, uppstår en reaktionskraft mellan dessa objekt som är direkt proportionell mot impulstiden. Denna impuls kan integreras över tid med hjälp av ekvation (2.1.1). Detta kan även beskrivas som förändringen i rörelsemängd när man integrerar mellan två tider. Om en kropp rör sig med konstant hastighet och utsätts för en kraft, kan den slutliga hastigheten beräknas med hjälp av ekvation (2.2.1). (Knight, 2014, s. 254–255)

$$\int_{t_1}^{t_2} F dt = m\Delta v \quad (2.2.1)$$

Impulskraften kan bestämmas genom ett diagram för hur kraften förändras med tiden, impulskraften är arean under grafen. Själva impulskraften är en kraft med hög amplitud som påverkar en kropp under kort tid. (Knight, 2014, s. 254-255)

Vid en kollision fungerar molekylstrukturen som en fjäder som ger upphov till reaktionskrafter och spänningar i strukturen under kollisionen (figur 3). Krafterna  $F_{A-B}$  och  $F_{B-A}$  är applicerings- och reaktionskrafter. Enligt Newtons tredje lag har dessa krafter samma amplitud  $F_{A-B} = F_{B-A}$ . Krafterna ökar drastiskt när bindningarna pressas samman, samtidigt

som de når sitt max när hastigheten är lika med noll, sedan avtar kraften när bindningarna åter expanderar. (Knight, 2014, s. 254-255)



Figur 3. Mikroskopisk bild av en kollision. (Knight, 2014, s. 255)

## 2.3 Frekvens

Föremål som genomgår oscillerande rörelser, dvs. en återkommande rörelse fram och tillbaka runt en jämviktspunkt kallas oscillation. Ett system kan oscillera på många olika sätt men i denna studie studeras främst tvungen svängning och resonans. Skillnaden är att vanlig oscillerande rörelse får svänga fritt medan tvungen svängning utsätts för extern kraft. Ett exempel på detta skulle kunna vara när ett barn sitter och gungar, då blir den externa kraften den som håller igång gungningen i en jämn rörelse. Eller när den elektromagnetiska spolen bak på en högtalare orsakar en periodisk magnetisk kraft som får högtalarmembranet i gungning och orsakar ljudvågor. Tvungen svängning är väldigt komplex att beskriva matematiskt, om vi först tänker oss ett oscillerande system som får svänga fritt med en frekvens  $f_n$ , vi kallar detta dess naturliga frekvens. Den naturliga frekvensen för ett system som består av en massa och styvhet som får svänga fritt kring sitt jämviktsläge beskrivs enligt:

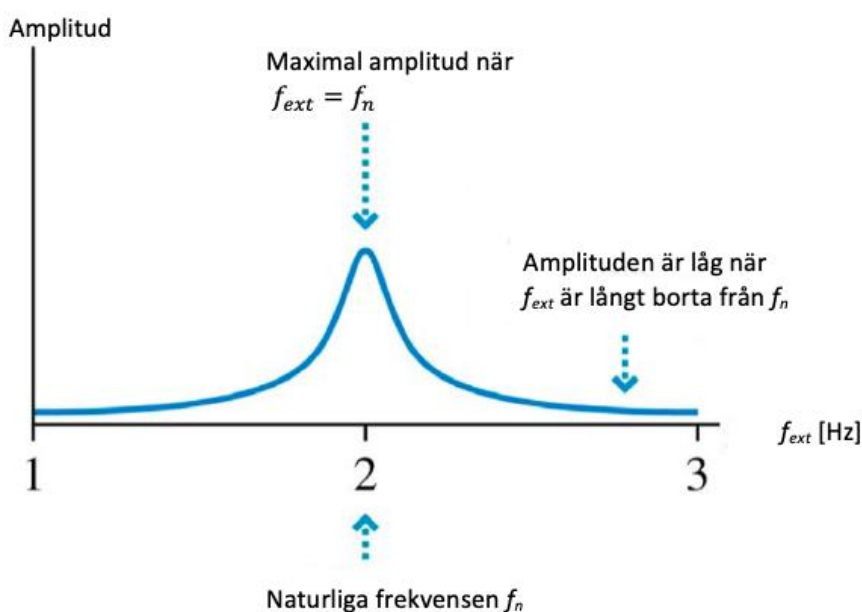
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m} \quad (2.3.1)$$

Om detta system utsätts för en extern kraft, vilken blir dess drivande frekvens  $f_{ext}$  som är helt oberoende av systemets naturliga frekvens  $f_n$ , är det den externa kraften som bestämmer systemets svängningar. Om man känner till den externa kraften så kan man lösa detta med hjälp av Newtons andra lag (ekv. 2.1.1) och kapitel 2.2, att under en fjärdedelssvängning trycker den externa kraften på systemet (figur 2.1). Denna tid är själva impulstiden som

orsakar svängningarna. Ekvation 2.3.2 beskriver detta genom omskrivning av Newtons andra lag. (Knight, 2014, s. 448-449)

$$F = 4f_{ext}m(v_1 - v_0) \quad (2.3.2)$$

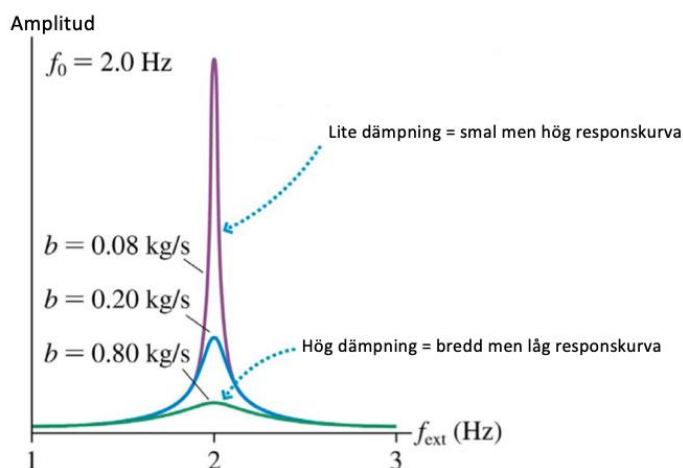
Enligt ekvation (2.3.2) ser man att högre frekvens resulterar i större reaktionskraft, att styvheten i systemet är direkt proportionell till reaktionstiden. Om den drivande frekvensen befinner sig långt bort från naturliga frekvensen (figur 4), oscillerar systemet men amplituderna är jämförbart små med den naturliga frekvensen. Systemet reagerar helt enkelt inte på den externa kraften, om dess frekvens befinner sig relativt långt borta från dess naturliga frekvens. När den externa frekvensen närmar sig den naturliga så ökar dess amplitud dramatiskt. Detta beror på att naturliga frekvensen är den frekvens som systemet vill svänga med, när externa är lika med dess naturliga frekvens så uppnår systemet sin max amplitud. (Knight, 2014, s. 448-449)



**Figur 4. Responskurvan visar amplituden för ett oscillerande system med en naturlig frekvens på 2,0 Hz. (Knight, 2014, s. 448)**

Amplituden kan bli exceptionellt hög när frekvenserna sammanfaller, speciellt om dämpningen i systemet är relativt låg (figur 5). Om dämpningen ökar från 0,08 kg/s till 0,80 kg/s, så minskar amplituden kraftigt, medan intervallet för  $f_{ext}=f_n$  ökar å sin sida. Den höga amplituden som uppkommer när drivande frekvensen sammanfaller med dess naturliga frekvens, kallas för resonans (ekv 2.3.3). (Knight, 2014, s. 448-449)

$$f_{ext} = f_n \quad (2.3.3)$$



**Figur 5. Resonansamplituden blir smalare samt högre, när dämpningen avtar. (Knight, 2014, s. 448)**

Det som framkommer tydligt är hur amplitud och resonansområdet beror på dämpningen (figur 4). Ett system med hög dämpning reagerar över ett stort spektrum på tvungen svängning, men med små amplituder även vid resonans, medan ett system med liten dämpning reagerar med hög amplitud över ett väldigt smalt spektrum. (Knight, 2014, s. 448-449)

## 2.4 Linjära och icke-linjära system

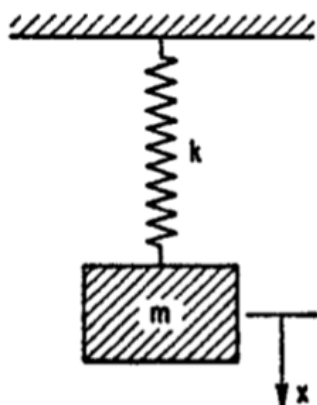
Senaste seklen har man med hjälp av matematiska formler försökt beskriva olika fenomen. Detta gäller också när det kommer till att beskriva stålkonstruktioners påverkan av yttre krafter. På grund av att flera fenomen är svåra att beskriva med enkla formler, så har man idealiserat problemen, gjort vissa antagande och linjäriserat dem. Men i många fall är linjär analys otillräcklig och en del beteenden går inte alls att beskriva linjärt. Inom mekaniken har man lagt stor vikt vid att beskriva mekaniska och elektroniska vibrationer med hjälp av icke-linjära samband. Teorin som behandlas gällande icke-linjära vibrationer i detta examensarbete gäller vibrationer med begränsad frihetsgrad. (Harris & Piersol, 2002, s. 4.1-4.1)

Ett exempel på när man måste fundera på om man skall lösa ett problem linjärt eller icke-linjärt är om man t.ex. har ett system som består av en massa och fjäder (figur 6). Det linjära sättet att lösa problemet kan beskrivas enligt ekvation (2.4.1). (Harris & Piersol, 2002, s. 4.1-4.1)

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.4.1)$$

Denna ekvation bygger på antagandet att fjädern följer Hooke's lag, d.v.s. att den karakteristiska kurvan som beskriver  $F=kx$  är linjär. Men detta antagande kan man bara hålla sig till ifall deformationen på fjädern är relativt liten. Vid större deformation uppträder inte materialet i fjädern tillräckligt linjärt för att en sådan approximation som Hooke's lag skall kunna tillämpas. Vid stora deformationer kan detta system approximativt beskrivas enligt följande. (Harris & Piersol, 2002, s. 4.1-4.2)

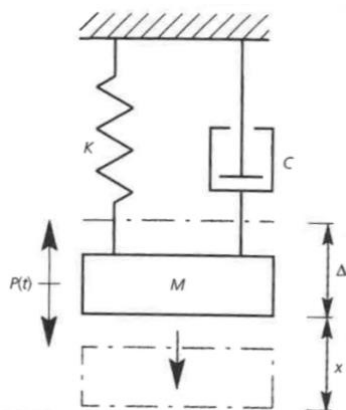
$$m\ddot{x} + k(x \pm \mu^2 x^3) = 0 \quad (2.4.2)$$



Figur 6. Fjäder massa, system. (Harris & Piersol, 2002, s. 4.1)

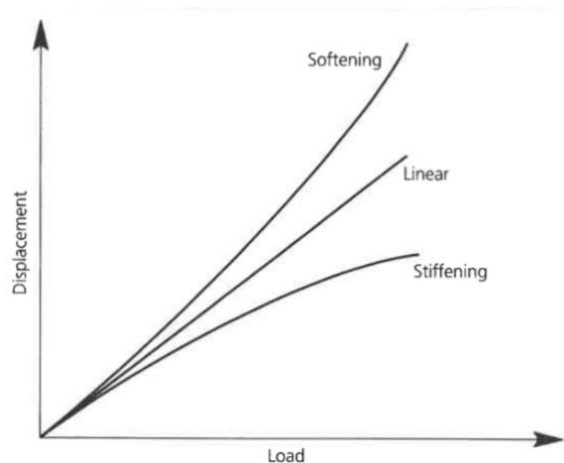
## 2.5 Systemets frihetsgrad, respons på tvungen svängning

Systemets frihetsgrad vid numerisk analys anger i hur många dimensioner ett system kan svänga. I detta arbete är man främst intresserad av svängningarna utefter en axel, ett sådant system som påverkas av en tidsvarierande kraft (figur 7). Denna kropp ses som fixerad och kan bara röra sig i en dimension. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 80)



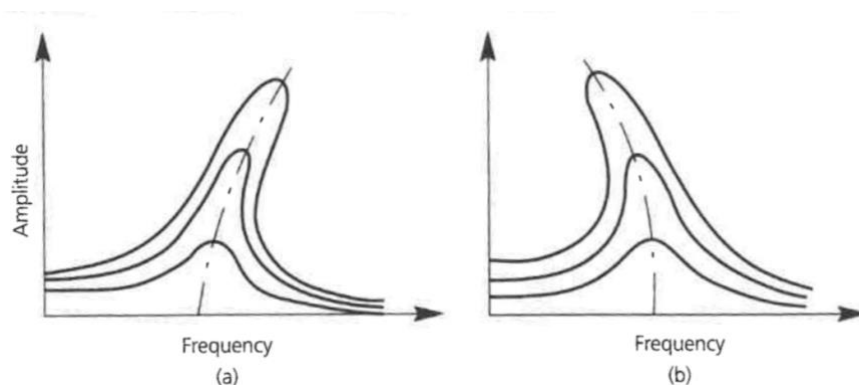
Figur 7. Tvungensvängning av dämpat massa-fjäder system. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 80)

Ett system med en frihetsgrad kan svänga harmoniskt eller utsättas för tvungen svängning beroende på kraften som verkar, dess svängningar kan också uppträda linjärt eller icke-linjärt. Exempel på sporadiska krafter i naturen är vind, vågor och jordbävningar och exempel på icke-linjära konstruktioner är hängbro och radiomast. Även byggnader som är linjära kan uppträda icke-linjärt om de utsätts för stora svängningar. Icke-linjära konstruktioner kan delas upp i endera styva eller mjuka. Styva konstruktioners svängningar kommer att minska med ökad deformation och det motsatta gäller mjuka konstruktioner (figur 8). (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 117-119)



**Figur 8. Kraft-förändringskurva för linjärt och icke-linjärt system i en dimension. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 117)**

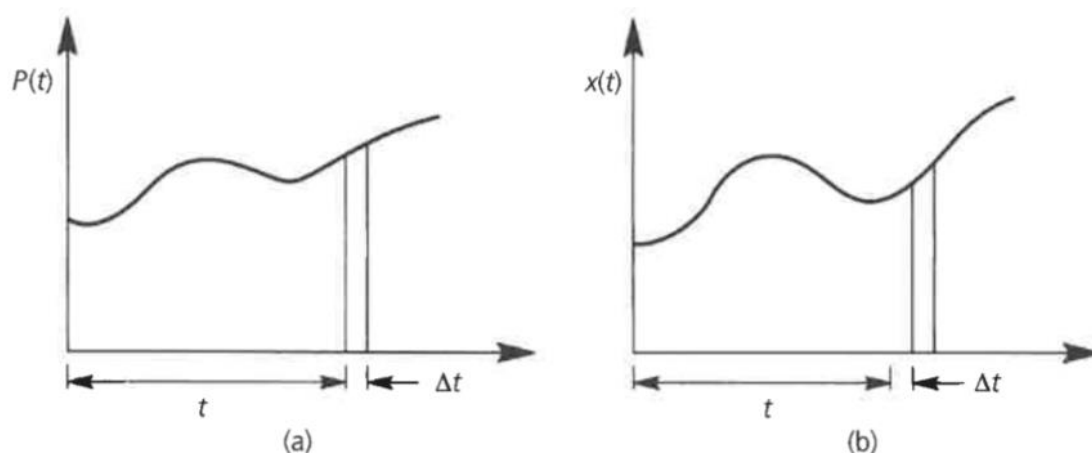
När styvheten på en konstruktion varierar beroende på amplituderna och svängningarna, så kommer också dess naturliga frekvens att variera (figur 9). (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 117-119)



**Figur 9. Resonansrespons på styva och mjuka konstruktioner med en frihetsgrad som utsätts för harmoniska svängningar. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 118)**

Generellt kommer också dämpningen att variera med amplituden men på grund av bristfällig data så antas dämpningen i konstruktionen vara konstant. Även efter flera försök att göra en numerisk analys över hur dämpningen ändrar sig över tid, så är det ännu bara möjligt att göra en generell numerisk approximation över en konstruktions dämpningsmekanism baserad på dämpningsförhållande till några av de lägre frekvenserna. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 117-119)

För att göra en generell approximation på hur en icke-linjär konstruktion beter sig under tvungen svängning, så integrerar man under tidsdomän (figur 10). (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 117-119)



**Figur 10.** Varierande kraft  $P(t)$  trycker på ett system som har en frihetsgrad (a) och lägesförändring över tid illustrera den dynamiska responsen (b). (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 119)

Sambandet mellan tiden enligt följande:

Vid tiden $t$ är:	Vid tiden $(t + \Delta)$ är:
$K(t) = K$	$K(t + \Delta) = K + \Delta K$
$P(t) = P$	$P(t + \Delta) = P + \Delta P$
$x(t) = x$	$x(t + \Delta) = x + \Delta x$
$\dot{x}(t) = \dot{x}$	$\dot{x}(t + \Delta) = \dot{x} + \Delta \dot{x}$
$\ddot{x}(t) = \ddot{x}$	$\ddot{x}(t + \Delta) = \ddot{x} + \Delta \ddot{x}$

Således vid tiden  $t$  är ekvationen för rörelse

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = P \quad (2.4.3)$$

och vid tiden  $(t+\Delta t)$

$$M(\ddot{x} + \Delta\ddot{x}) + (C + \Delta C)(\dot{x} + \Delta\dot{x}) + (K + \Delta K)(x + \Delta x) = P + \Delta P \quad (2.4.4)$$

subtraktion av ekvation 2.6 från ekvation 2.7 fås

$$M\Delta\ddot{x} + \Delta C\dot{x} + \Delta C(\dot{x} + \Delta\dot{x}) + \Delta Kx + \Delta K(x + \Delta x) = \Delta P \quad (2.4.5)$$

I praktiken har man kommit fram till att man kan lämna dämpningen och styvheten konstanta genom varje tidsdelning ( $\Delta t$ ) med tillfredsställande resultat, och uppdatera dem bara i slutet av varje beräkning. Uttrycken  $\Delta C(\dot{x} + \Delta\dot{x})$  och  $\Delta K(x + \Delta x)$  kan därför bortses och ekvation 2.4.5 reduceras då till

$$M\Delta\ddot{x} + C\Delta\dot{x} + K\Delta x = \Delta P \quad (2.4.6)$$

Denna ekvation som beskriver rörelsen kan endast lösas om det finns ett samband mellan  $\Delta\ddot{x}$ ,  $\Delta\dot{x}$  och  $\Delta x$ . (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 117-119)

### 2.5.1 Enkeluppställd balk

Om man betraktar en enkel uppställd balk med jämnt fördelad vikt och med en punktkraft på mitten av balken (figur11), så kan man anta att vibrationens amplitud är lika med lägesändringen orsakad av kraften ( $P$ ). Lägesändringen  $y(x)$  är erhållen från uttrycket böjmoment  $M(x)$  på ett avstånd  $x$  från anknytningspunkten för balken, enligt

$$M(x) = EI \frac{dy^2}{dx^2} = -\frac{1}{2}Px \quad (2.5.1.1)$$

Maximala momentet i balken vid punktlast när  $x=L/2$

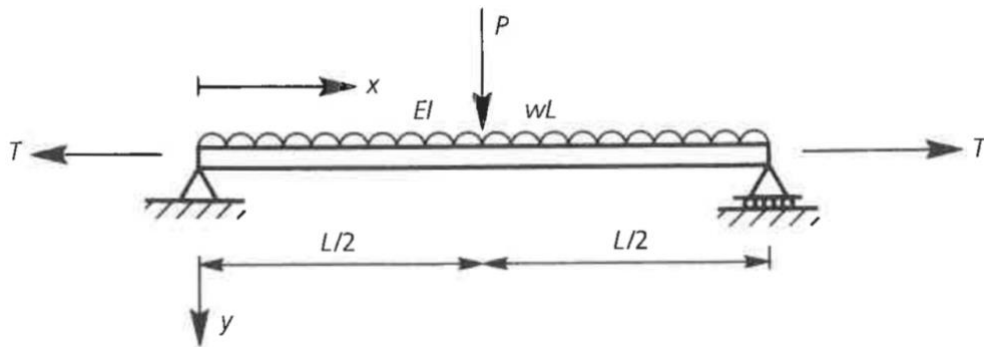
$$M = \frac{PL}{4} \quad (2.5.1.2)$$

Om man integrerar ekvation (2.5.1.1) två gånger och sätter in följande randvillkor  $y=0$  när  $x=0$  och  $dy/dx=0$  när  $x=L/2$  fås nedböjningen enligt

$$y(x) = \frac{P/48EI}{3L^3x - 4x^3} \quad (2.5.1.3)$$



$$y_x = \frac{L}{2} = \frac{PL^3}{48EI} \quad (2.5.1.4)$$



**Figur 11. Enkel uppställd balk med koncentrerad kraft på mitten utav balken. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 25)**

Betraktar man balken som ett massa-fjädersystem och kraften verkar mitt på balken så får man

$$P = \frac{48EI}{L^3} \quad (2.5.1.5)$$

Genom subtraktion av ekvation 2.5.1.5 från ekvation 2.5.1.3 fås följande uttryck för utformningsfunktionen och dess derivata

$$\varphi(x) = \frac{1}{L^3} 3L^2x - 4x^3 \quad (2.5.1.6a)$$

$$\varphi'(x) = \frac{1}{L^3} 3L^2 - 12x^2 \quad (2.5.1.6b)$$

$$\varphi''(x) = \frac{1}{L^3} - 24x \quad (2.5.1.6c)$$

Vikten av den ekvivalenta totalmassan blir därför

$$W_e = P + 2 \int_0^{L/2} w[\varphi(x)]^2 dx = P + 2 \int_0^{L/2} w \left(\frac{1}{L^3}\right)^2 (3L^2x - 4x^3)^2 dx \quad (2.5.1.7)$$

därför följaktligen

$$W_e = P + \frac{17}{35} wL \quad (2.5.1.8)$$

Uttryckt som massa

$$M_W = \frac{W_e}{g} \quad (2.5.1.9)$$

Den ekvivalenta elastiska fjäderstyvheten ges enligt följande

$$K_E = 2 \int_0^{L/2} EI[\varphi''(x)]^2 dx = 2 \int_0^{L/2} EI(-24x)^2 dx \quad (2.5.1.10)$$

därför följande

$$K_E = \frac{48EI}{L^3} \quad (2.5.1.11)$$

Den ekvivalenta geometriska fjäderstyvheten ges enligt följande

$$K_G = 2 \int_0^{L/2} T[\varphi'(x)]^2 dx = 2 \int_0^{L/2} T \left(\frac{1}{L^3}\right)^2 (3L^2 - 12x^2)^2 dx \quad (2.5.1.12)$$

därför följande

$$K_G = \frac{24T}{5L} \quad (2.5.1.13)$$

Det kritiska värdet för den axiella kraften uppkommer när

$$K = K_E + K_G = \frac{48EI}{L^3} + \frac{24T}{5L} = 0 \quad (2.5.1.14)$$

eller

$$T = -\frac{10EI}{L^2} \quad (2.5.1.15)$$

Den naturliga frekvensen för den godtyckliga amplituden, om man bortser från kraften P och den axiella kraften T, är följande

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_E g}{W_e}} \quad (2.5.1.16)$$

Beräknar man balken som en svetsad konstruktion så blir konstruktionens egen dämpning  $\varepsilon = 2\%$  och den totala dämpningen enligt följande

$$C = 2\varepsilon \sqrt{\frac{K_E W_e}{g}} \quad (2.5.1.17)$$

Ifall den externa kraften kommer från en massa som faller från given höjd och ingen deformation sker mellan balken och det fallande föremålet. Så kan man beskriva maximal

nedböjning enligt ekvation 2.5.1.18 och balkens begynnelsehastighet vid sammanstötningen enligt ekvation 2.5.1.19. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 25-27)

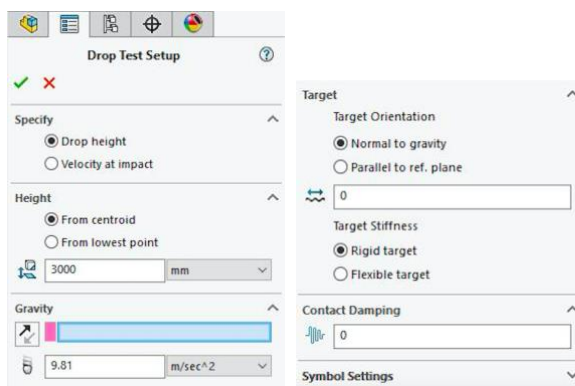
$$x_{max} = y_x \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h}{y_x}}\right) \quad (2.5.1.18)$$

$$\dot{x} = \sqrt{\frac{2Pgh}{W_e}} \quad (2.5.1.19)$$

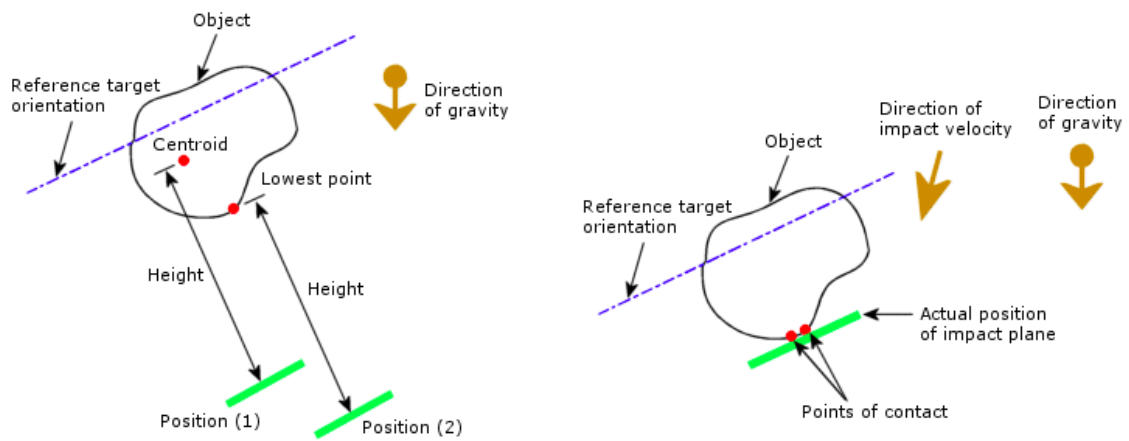
## 2.6 Finit elementanalys

Finita elementmetoden (FEM) har växt sig till att bli en av de viktigaste beräkningsmetoderna för konstruktörer. Den främsta fördelen med FEM är att den kan tillämpas på alla möjliga geometriska former och dimensioner samt att olika material kan kombineras. I detta arbete används programmet SolidWorks (SW) och deras simuleringsmodul *Drop test* för att göra FE-analyserna.

När man kör en *Drop test*-simulering kan man endast välja att ett definierat objekt stöter samman med ett plant underlag. Under *Setup*-menyn (figur 12) kan man välja att endera ange hastigheten som råder just före sammanstötningen eller ange höjden som objektet innehar före det börjar accelerera mot det plana underlaget. Ifall man använder sig av en given fallhöjd så skall också gravitationskraftens storlek och riktning anges. Vid angiven hastighet för stöten så kan man välja att köra med gravitationen lika med noll, beroende på hurudan simulering man vill bygga upp. Man kan välja att gravitationen, hastigheten och underlaget inte är parallella med varandra (figur 13). I detta fall kan även variabel för friktionen mellan underlaget och objektet anges. (Solidworks, 2017)







Figur 12. Setup-menyn för *drop test*.



**Figur 13. Illustration över setup möjligheter för *drop test*.**

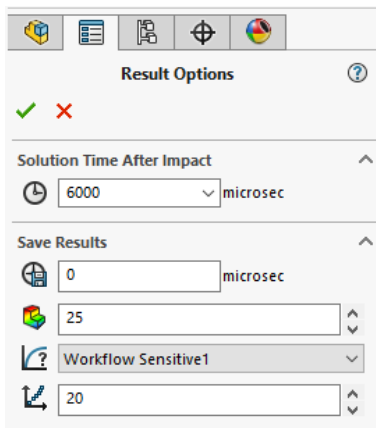
Dämpningskonstanten  $\zeta$  kan väljas som en konstant, överdämpad  $\zeta > 1$ , kritiskt dämpad  $\zeta = 1$  eller under dämpad  $\zeta < 1$  (figur 14).

	<b>Normal Stiffness</b>	Sets the stiffness per unit area normal to the impact plane.
	<b>Tangential Stiffness</b>	Sets the stiffness per unit area parallel to the impact plane.
	<b>Mass density</b>	Sets the mass density of the impact layer.
	<b>Target thickness</b>	Sets the magnitude and units for the thickness of the impact layer.

**Figur 14. Meny för flexibelt underlag.**

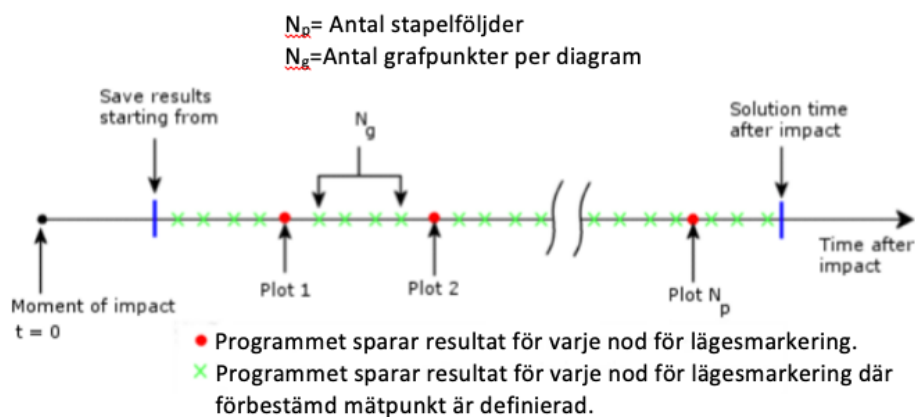
Beroende på vad som är av intresse med själva sammanstötningssimuleringen, så skall tiden för simuleringens start och stop definieras (figur 15). Som beskrivits i tidigare kapitel så sker hela förloppet under väldigt kort tid, beroende på materialen som stöter samman så varierar tiden ungefär från 0,1 upp till 1 millisekund. För att kunna avgöra under vilket tidsintervall som simuleringen skall köras så kan man bestämma approximativ tid genom föremålets egen frekvens. Med hjälp av simuleringsmodulen *Frequency* kan man bestämma föremålets egen frekvens och utgående från ekvation (2.3.2) kan man göra en approximation över hur länge själva stöten inträffar enligt

$$\Delta t = (f4)^{-1} \quad (2.6.1)$$



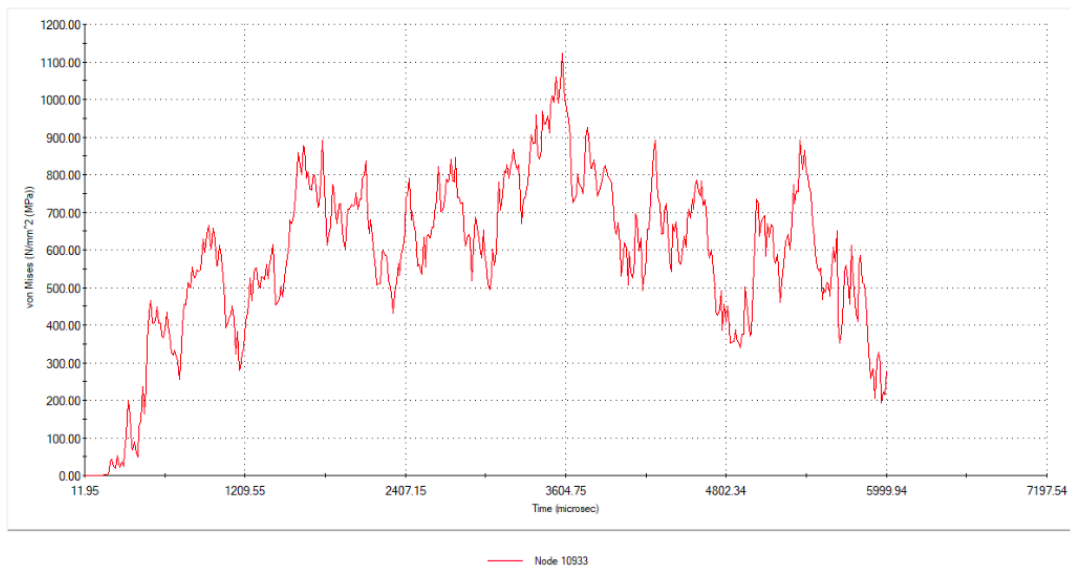
**Figur 15. Meny för sammanstötningstid och val av sensorer.**

Genom att definiera tidsförloppet till relativt kort tid så sparar man inte bara datakapacitet utan får också tillförlitligare resultat ifall att man kör med standardinställningar med hur många steg SW beräknar händelseförloppet (figur 16), beräkningsgången sker genom att iterera ekvation (2.4.6). (Solidworks, 2017)

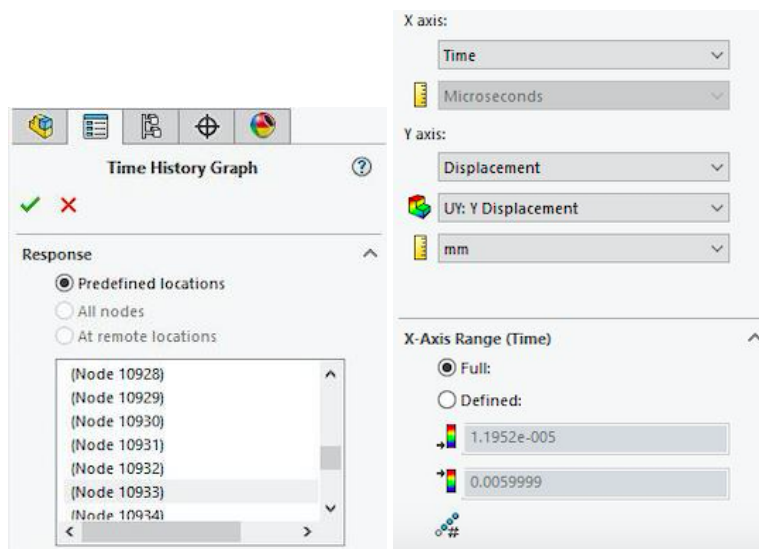


**Figur 16. Beskriver hur många datapunkter SW sparar vid simulering.**

Resultatet kan analyseras genom att se på animationer på t.ex. hur spänningar eller objektets rörelse förändras över tidsförloppet. Vid sammanstötningssimulering är man ofta intresserad av hur något förändras gentemot tiden. Detta kan göras genom att skapa en graf (figur 17), genom att välja en nod på föremålet som man vill analysera närmare och välja x- och y-axlarna enligt vad som är relevant (figur 18). Programmet sparar automatiskt resultat för varje nod, men för att få bättre upplösning på grafen, kan man göra fördefinierad mätpunkterna på föremålet. (Solidworks, 2017)



Figur 17. Exempel på graf efter en simulering.



Figur 18. Val av nod, för att skapa en tilltänkt graf.

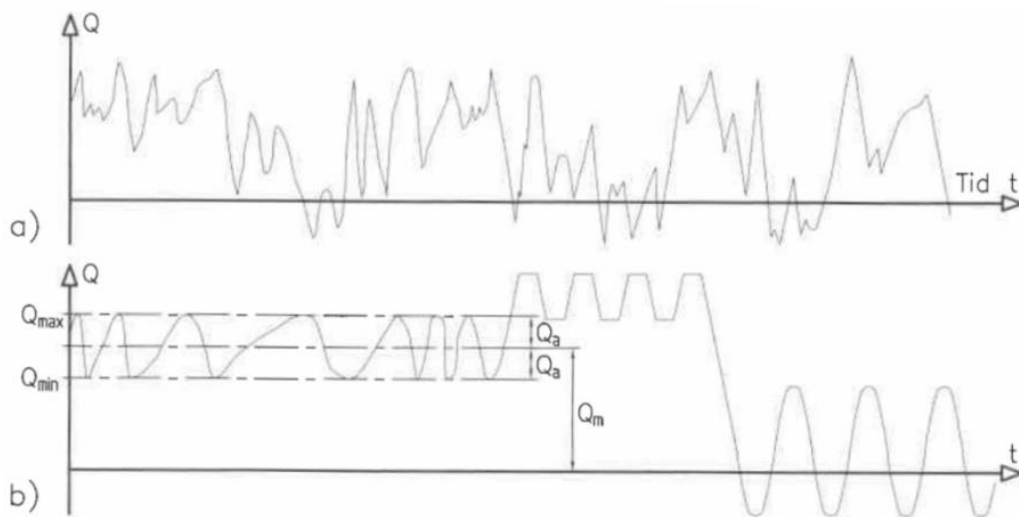
## 2.7 Utmattning

Fenomenet utmattning uppdagades i början av 1800-talet när man märkte att hjulaxlar havererade efter en viss tid fastän de fungerade felfritt under en längre period. Därefter har många studier främst inom transportsektorn gjorts med tanke på utmattning. Utmattningsbrott inträffar oftast för att materialet utsätts för dynamisk belastning, vilket det uthärdar lägre krafter av jämfört med statisk belastning. Utmattningsbrott uppkommer oftast till följd av följande fenomen:

- Spricktillväxt: sprickor kan uppstå när spänningarna överskrider en kritisk nivå på ett regionalt område, vid dynamisk belastning växer sprickan över tid. Detta sker endast vid regionala dragspänningar, inte vid tryckspänningar.
- Ökande plastisk deformation över tid: Vid belastningscykler där plastisk deformation sker på samma regionala område över tid uppnås rätt fort brott-töjning i materialet som leder till restbrott. Ett exempel på restbrott är när man monterar och demonterar en saxpinne upprepade gånger tills det leder till utmattningsbrott. (Mägi, et al., 2017, s. 16)

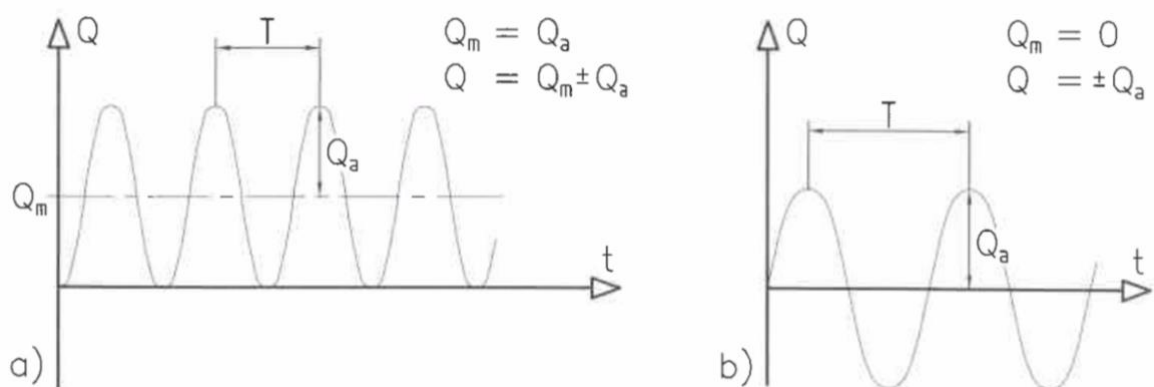
Man skiljer ofta på utmattningsbrott beroende på antal lastcykler. Få antal lastcykler betecknas ofta som *LCF* (eng.: Low Cycle Fatigue) medan brott som sker efter många lastcykler betecknas *HCF* (eng.: High Cycle Fatigue). Skillnaden mellan dessa två fenomen går någonstans vid några tusental lastcykler. Ett annat vanligt fenomen kallas för termisk utmattning och förekommer oftast när ett lokalt område på ett föremål utsätts för snabba temperaturdifferenser. (Mägi, et al., 2017, s. 16-17)

En slumpartad dynamisk belastning  $Q$  kan ha oregelbundet tidsförlopp (figur 19). Ett sådant diagram för hela livstiden kallas för belastningshistorik. Det betydelsefulla i ett sådant diagram är inte tiden, utan antal belastningsväxlingar och dess storlek och antal, belastningsväxlingar inringas där belastningen byter från ökande till minskande eller vice versa.



**Figur 19. Statisk belastningsvariation (a) och intervallvis konstant mittlast samt amplitudlast. (Mägi, et al., 2017, s. 17)**

Man skiljer också på om belastningsväxlingarna är pulserande eller växlande (figur 20), ifall belastningsväxlingarna är periodvis symmetriska kan man definiera antal lastcykler under den givna perioden samt definiera maximal ( $Q_{\max}$ ) och minimal ( $Q_{\min}$ ) last. Utifrån detta kan man identifiera medellast ( $Q_m$ ) och amplitudlast ( $Q_a$ ), med tanke på utmattning så är det amplitudlasterna som är signifikanta. (Mägi, et al., 2017, s. 18)

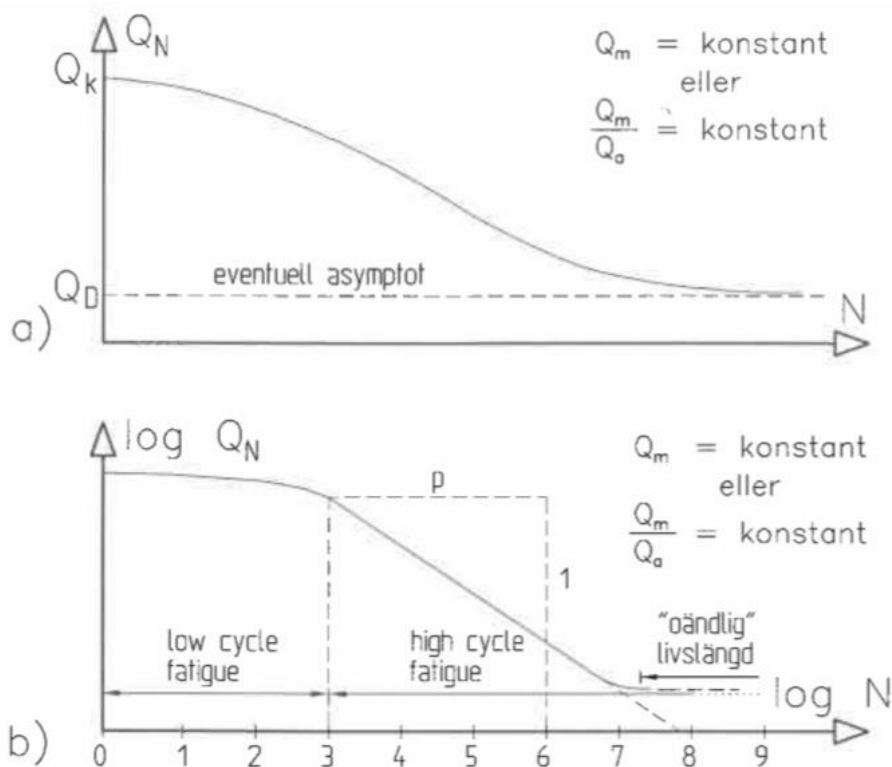


**Figur 20. Rent pulserande last (a), rent växlande last (b). (Mägi, et al., 2017, s. 18)**

Om ett föremål utsätts för varierande last som ger upphov till höga amplituder ( $Q_a$ ) så kommer det med stor sannolikhet att ske utmattningsbrott. För att kunna identifiera hur stora påfrestningar ett material kan uppta så gör man materialtester genom att identiska föremål utsätts för olika amplituder tills brott uppstår. Amplitudernas storlek hålls konstanta genom testet. Randvillkoren för testerna är att  $Q_m$  är konstant eller att  $Q_m/Q_a$  är konstant samt att alla tester görs upprepade gånger på grund av de stora avvikelserna som uppstår mellan

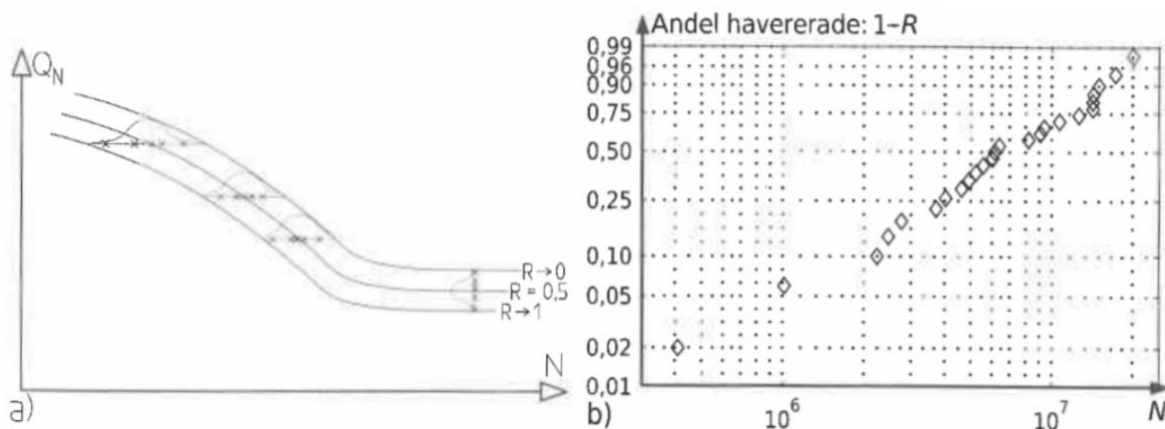


testerna. Detta kan sedan presenteras grafiskt genom en så kallad Wöhler-kurva (figur 21). (Mägi, et al., 2017, s. 19-21)



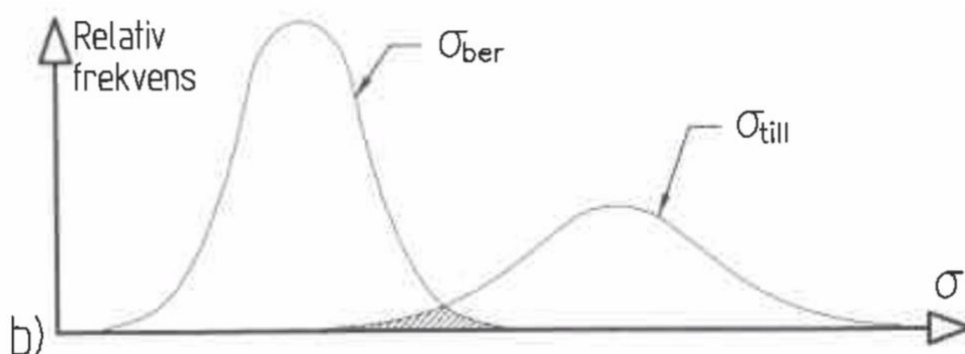
Figur 21. Wöhler-kurva med linjer skala (a) och log-log skala (b). (Mägi, et al., 2017, s. 21)

De stora avvikelserna som uppkommer vid testerna (figur 22a), brukar också beskrivas genom en så kallad Weibull-fördelning (figur 22b), som beskriver sannolikheten för inträff av brott. R-värdena som uppritas i Wöhler-kurvorna anger hur stor sannolikhet det är att det leder till haveri, om inget annat anges så är standardkurvan som ritas  $R=0,5$  d.v.s. 50% risk till haveri. (Mägi, et al., 2017, s. 21-22)



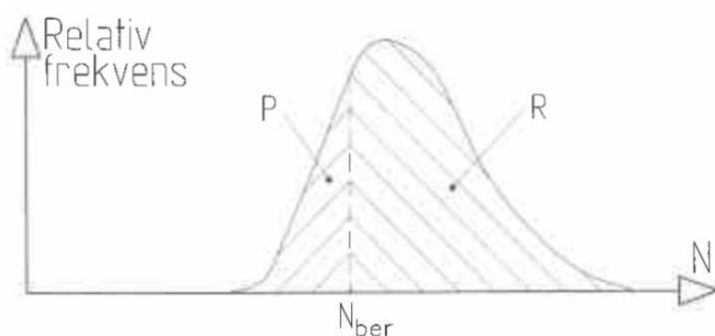
Figur 22. Spridning i utmattningsdata (a). Livslängdsförsök till haveri omfattande 25 provobjekt inlagda i Weibull-diagram. (Mägi, et al., 2017, s. 22)

När man gör teoretiska beräkningar gällande krafterna som leder till utmattningsbrott så uppstår alltid en viss osäkerhet i beräkningarna, vilka kan beskrivas genom en normalfördelning  $Q_{ber}$ . Eftersom man alltid strävar efter att ha en viss säkerhetsfaktor gentemot brottgränsen, så kan man illustrerar detta genom att rita in normalfördelningen  $Q_{ber}$  och normalfördelningen för testdatat vid given antal lastcykler (figur 23). (Mägi, et al., 2017, s. 29-30)



**Figur 23. Variation av beräkningsspänning och materialets hållfasthet. (Mägi, et al., 2017, s. 30)**

Det streckade området i figuren (figur 23) antas vara där möjligt haveri uppstår. Detta område brukar illustreras enligt figur 24, där  $R$  står för sannolikheten till konstruktionens hållbarhet. Rent teoretiskt, skulle man kunna få  $R=1$  d.v.s. oändlig livslängd, men detta skulle medföra att konstruktionen blir åtskilligt dyrare. Därför brukar man tillåta en viss procentuell risk till haveri. Denna procent brukar överläggas rent ekonomiskt ifall det inte föreligger risk för människor. Dvs. vad ett eventuellt haveri skulle leda till och kosta jämfört med vad det kostar att tillverka produkten. (Mägi, et al., 2017, s. 30-31)



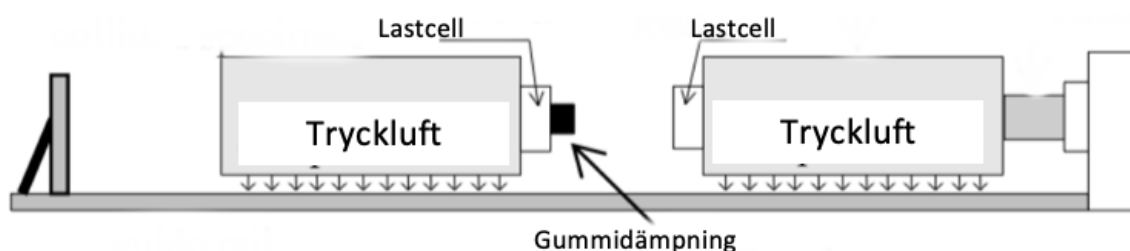
**Figur 24. Livlängdsvariation vid utmattning. (Mägi, et al., 2017, s. 31)**

### 3 Metod

Metoderna som använts presenteras nedan. Stor vikt har satts på att kunna verifiera beräkningar och simuleringar för att kunna minimera osäkerheten. Goda verifieringar leder till en bra förståelse av hur ett fenomen uppträder, vilket gör att man senare kan göra en så kostnadseffektiv produkt som möjligt ur konstruktörens synvinkel.

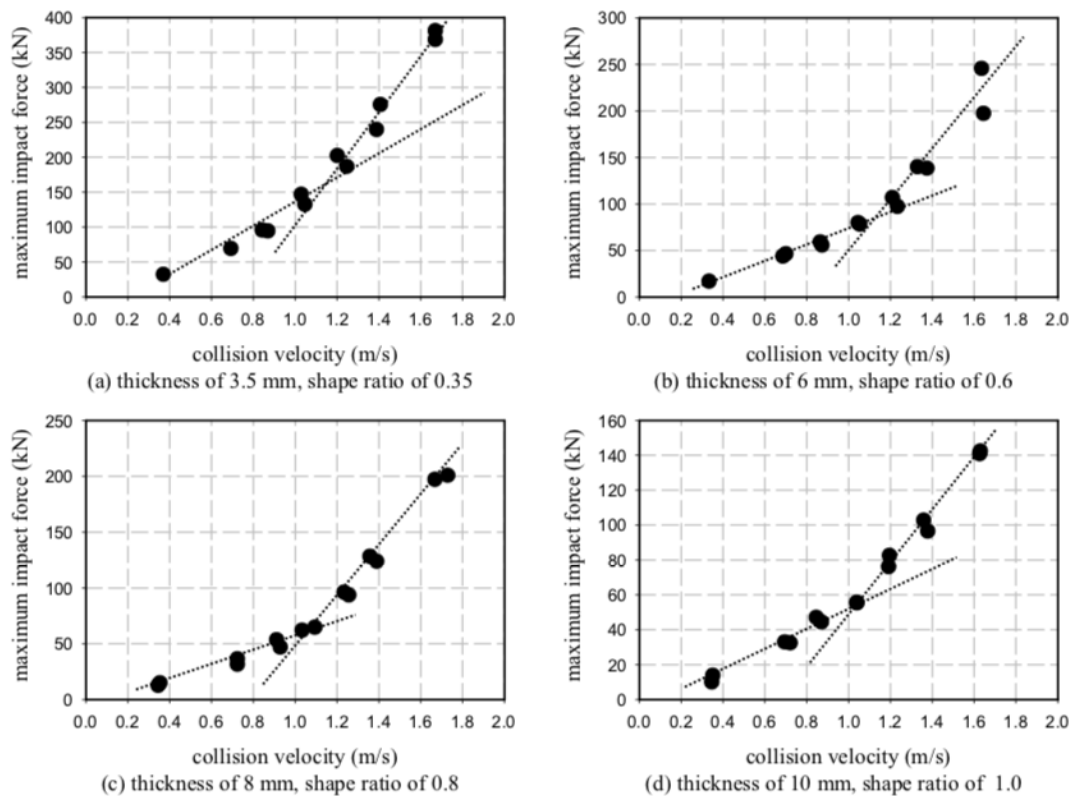
#### 3.1 Verifiera programvara

Eftersom erfarenhet saknades gällande SW-simuleringsverktyg *drop test*, så valdes att verifiera programvaran först genom att simulera sammanstötning av väl dokumenterad testdata. Experimentet som valdes att verifiera mot var uppbyggt av två rektangulära stålföremål med en vikt på 300 kg samt måtten 1000x200x200 mm uppriggade på en linjär skena med en längd på 3000 mm (figur 25). Tryckluft håller föremålen svävande ovanför skenan för att få obetydlig friktion samtidigt som det ena stålföremålet skjuts iväg med given hastighet. Hastigheten före samt efter mäts med hjälp av laser och reaktionskraften mäts med hjälp av lastceller med en sampeltid på  $5,0 \times 10^{-6}$  sekunder. (Kajita, et al., 2006)



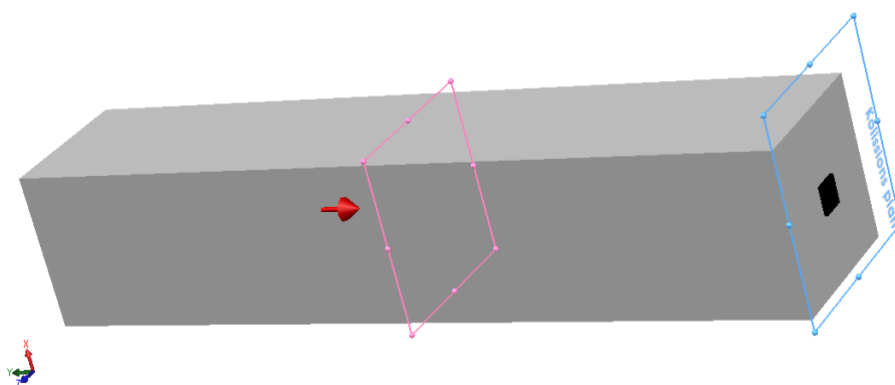
**Figur 25. Uppriggning utav testutrustningen. (Kajita, et al., 2006, s. 2)**

Gummidämpningen som används är av naturgummi med dimensionen 40 x 40 x höjden, höjderna på gummit som används är 3,5, 6, 8 och 10 mm. Dessa variationer på gummit utsätts för varierande hastigheter, denna variation samt reaktionskraft ritas in i fyra olika grafer (figur 26). (Kajita, et al., 2006)



**Figur 26. Reaktionskraft genom kollisionshastighet, för de fyra olika gummitjocklekarna. (Kajita, et al., 2006, s. 5)**

Utgående från testet ovan byggdes ett likartat testscenario upp i *SW drop test*. En solid kropp med dimensionerna 1000x200x200 mm med angivet material (stål) vilket ger kroppen en nettovikt på ca. 310 kg. Kroppen sätts att kollidera med given hastighet mot parallellt plan (figur 27). Dämpningen på ändan av kroppen sätts enligt dimensionerna ovan och definieras med materialet *Natural Rubber* som finns i SW materialbibliotek.



**Figur 27. Solid kropp med dimensionerna 1000x200x200 mm med angivet material stål.**

### 3.2 Analytiskt beräkning av krafter

För att få en bra uppfattning av vad som påverkar reaktionskraftens storlek vid sammanstötning, valdes det att göra en matematisk analys över reaktionskraftens storlek. Som beskrivet i inledningen så gäller arbetet en enkel uppställd balk, så utgående från kapitel 2.5.1 byggs en matematisk modell enligt följande

Ekvivalenta totalmassan

$$M_W = \frac{W_e}{g} \quad (2.5.1.9)$$

Acceleration

$$\ddot{x} = g$$

Balkens egen dämpning

$$C = 2\varepsilon \sqrt{\frac{K_E W_e}{g}} \quad (2.5.1.17)$$

Balkens begynnelse hastighet

$$\dot{x} = \sqrt{\frac{2Pgh}{W_e}} \quad (2.5.1.19)$$

Ekvivalenta elastiska fjäderstyvheten

$$K_E = \frac{48EI}{L^3} \quad (2.5.1.11)$$

Nedböjning

$$x_{max} = y_x \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2*h}{y_x}}\right) \quad (2.5.1.18)$$

Reaktionskraft utgående från (2.4.6)

$$M_W \ddot{x} + C \dot{x} + K_E x_{max} = F$$

Enligt kapitel 2.3 ökar reaktionskraften om styvheten ökar, det som bestämmer balkens styvhet är dess tröghetsmoment  $I$ . Men balkens böjmotstånd  $W$  måste också vara rätt dimensionerat gentemot reaktionskraften med tanke på brott enligt kapitel 2.5.1.

Om man tänker sig en rörbalk så är  $I$  och  $W$  sammankopplade enligt  $I = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$  och  $W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$ , där det framkommer att det som skiljer dem åt är beroende på balkens höjd. För att kunna approximera vilken balkdimension som skulle kunna vara lämplig att senare simulera gjordes en matematisk modell som bygger på ekvation (2.4.6) med variabel höjd och beroende av bredden på balken.

### 3.3 Balkens egenfrekvens

Balkens egenfrekvens styr långt balkens impulstid vilket ger reaktionskraften enligt kapitel 2.3, balkens egenfrekvens med inkluderad ekvivalenta totalmassan bestäms teoretiskt utgående från kapitel 2.5.1 enligt följande:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_E g}{W_e}} \quad (2.5.1.16)$$

Detta gör att man enkelt kan verifiera en balks hållfasthet teoretiskt utgående från frekvensen så länge balken har en enkel geometri, *SW's Frequency* module verifierades mot teorin med hjälp av en uppställd balk. Balken fixeras enligt figur 10, när den simuleras i *SW*.

När man sammankopplar hela teoridelen så får man en bra uppfattning vad som påverkar ett objekts frekvens, utgående från detta kan man sedan göra de förbättringar som krävs på en konstruktion för att få den egenskap man är ute efter. Genom att kunna verifiera samma fall på olika sätt så får man samtidigt en bra uppfattning om hur stor säkerhetsmarginal man skall tillämpa. Enligt kapitel 2.7 så är det inte ekonomiskt försvarbart att i detta fall dimensionera mot oändlig livslängd, det skulle medföra en alltför stor säkerhetsfaktor som i sin tur skulle leda till en för dyr produkt i slutändan för kunden. Därför är det viktigt att använda sig av en sådan metod i detta fall som leder till att konstruktionen inte behöver obefogad stor säkerhetsmarginal orsakad av osäkerhet i beräkningarna och analyserna.

### 3.4 FE-analys

Simuleringsverktyget som finns tillgängligt under denna studie är *SW:s Drop-test* modul som finns beskrivet under kapitel 2.6. En stor nackdel med den här modulen är att både balken och stocken måste falla från samma höjd, detta gör att balkens massa också har en hastighet redan vid sammanstötningen. Bortsett från detta så sattes stöd i ändan av balken för att efterlikna de tilltänkta stöden som kommer att uppta kraften. Precis som i föregående

kapitel så verifieras detta gentemot teorin ur kapitel 2.5.1, genom att simulera enkel uppställd balk som träffas av en punktmassa från given höjd.

Som beskrevs i kapitel 2.6 så skall man definiera hur länge man vill köra själva simuleringen. För att få en approximation på hur länge man vill köra simuleringen använder man sig av frekvensanalyserna samt ekvation 2.6.1.

$$\Delta t = (f4)^{-1} \quad (2.6.1)$$

Efter verifikationen så görs likartade simuleringar, men nu byts punktmassan ut mot en rundstav som föreställer en stock samt att när man vill verifiera olika balkgeometrier så har man nu ett effektivt verktyg att tillgå för att kunna konstruera en optimal balk som skall uppta kraften från fallande stockar.

För att kunna minska på simuleringsosäkerheten ännu så verifieras *drop test* simuleringarna mot frekvensanalyserna, detta görs genom omskrivning av ekvation 2.3.2 ur kapitel 2.3 samt att kraften  $F$  förkortas bort

$$F = 4f_{ext}m(v_1 - v_0) \longrightarrow f_{ext} = \left[ \frac{4m(v_1 - v_0)}{F} \right]^{-1} \longrightarrow f_{ext} = 4\Delta t^{-1}$$

## 4 Resultat

Resultaten för verifikationen av programvaran presenteras i detta kapitel och reaktionskrafterna i en stålbalk vid sammanstötning med timmerstock, samt en vidareutveckling av konceptet (figur 2) presenteras.

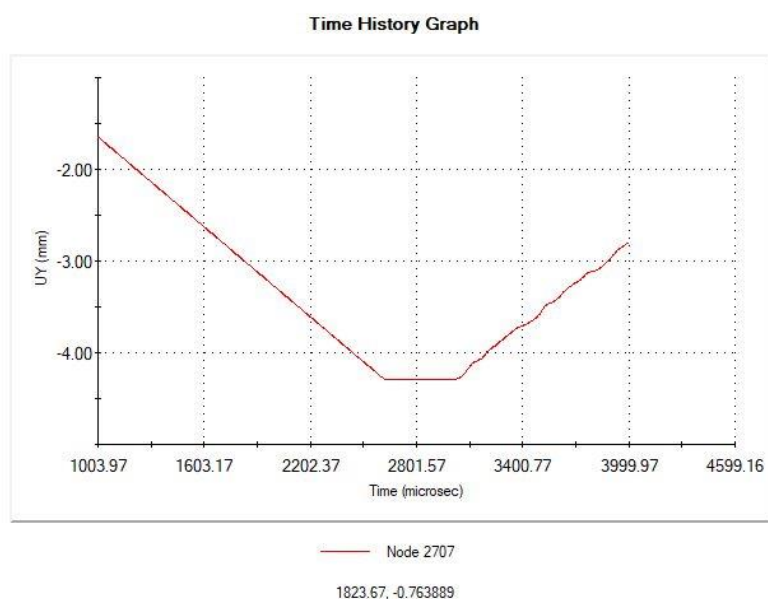
### 4.1 Verifiering av SW-simulerings modul, drop test

Utgående från simuleringsmodellen som beskrevs i kapitel 3.1, gjordes ett diagram där simuleringsdatan sattes in i samma diagram som verifieringsdatan. På grund av att det finns otaligt många olika gummimaterial, så ändrades gummits tjocklek till 1,5 mm i stället för 3,5 mm som användes i verifieringstestet. Detta för att efterlikna egenskaperna i gummit, som användes i verifieringstestet. Jämförelsen valdes att göras mot 3,5 mm och 10 mm tjockt gummi. Till simuleringarna mot 10 mm gummi, valdes det att skala upp det 1,5 mm tjocka gummit till samma förhållande som gäller mellan 3,5/10 mm.

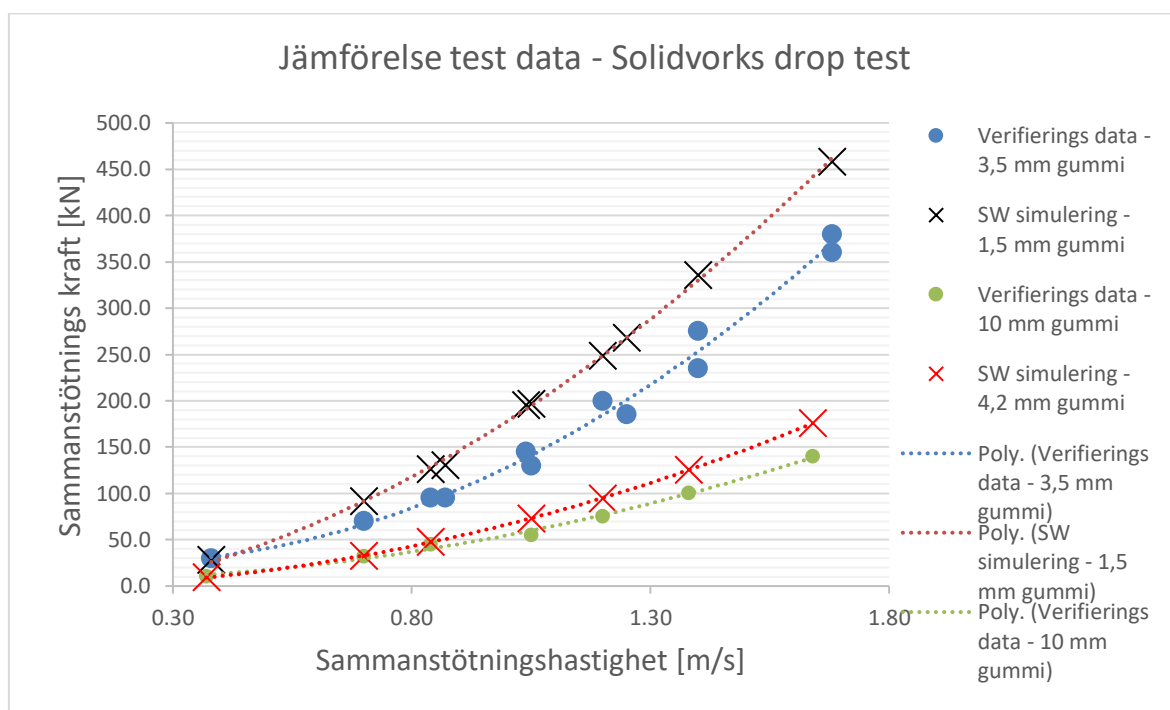
Utgående från ekvation 2.1.1 beräknades teoretiska impulstiden enligt ekvation 4.1.1. Därefter kördes alla simuleringar och reaktionskraften beräknades utgående från

impulstiden. Impulstiden får man t.ex. från grafen som representerar lägesändringen för stålkroppen (figur 28). Där det framkommer att impulstiden ligger på cirka 2800 mikrosekunder. Därefter sattes resultatet in i ett diagram som visar skillnaden mellan verifieringsdata och simuleringarna (figur 29). (Simuleringsdata, bilaga 1)

$$F = ma \longrightarrow \frac{mv}{F} = \Delta t \quad (4.1.1)$$



**Figur 28. Graf över lägesändring.**

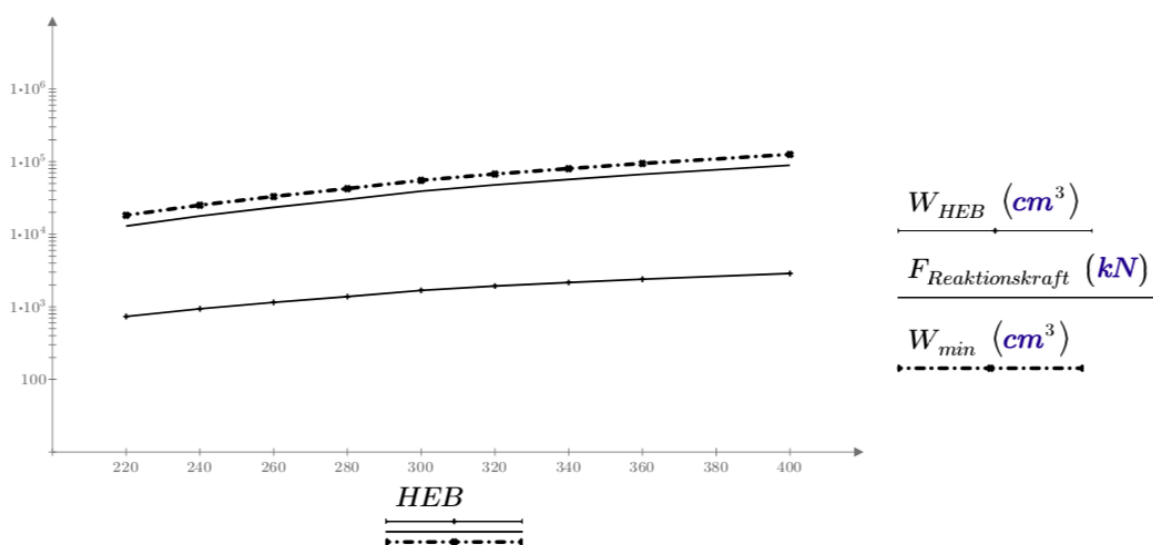


**Figur 29. Jämförelse mellan verifieringsdata och simuleringar.**



## 4.2 Analytiskt beräknade krafter

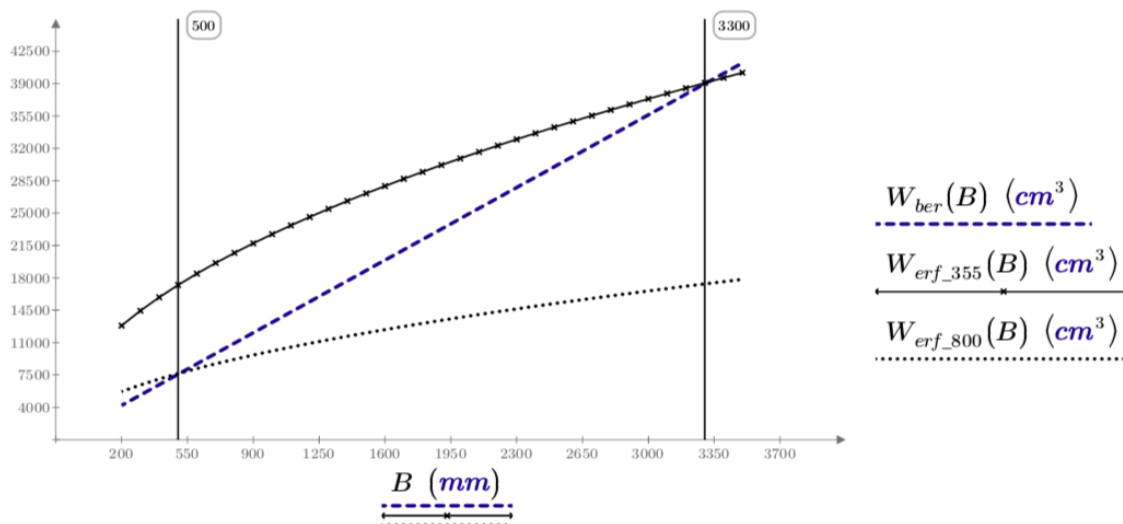
Beräkningsmodellen som beskrivs i kapitel 3.2 användes för att verifiera om det skulle vara möjligt att använda sig av standard HE-balkar. Detta hade varit önskvärt med tanke på tillverkningskostnader, eftersom en standardbalk är betydligt förmånligare, än en specialbalk. Valet föll på att använda HEB-balkar. Balkdimensionerna för standard HEB-balkar 220 till 400 sattes in i beräkningsmodellen och ritades upp en graf (figur 30), där x-axeln HEB visar balkdimensionen,  $W_{HEB}$  representerar balkarnas böjmotstånd,  $F_{Reaktionskraft}$  beräknad reaktionskraft,  $W_{min}$  minsta möjliga krävande böjmotstånd och y-axeln är i logaritmiska skala. (för beräkningar, bilaga 2)



**Figur 30. Jämförelse mellan erforderlig böjmotstånd och HEB-balkens böjmotstånd.**

Som det framkommer i figur 30, så skulle det inte vara möjligt att använda sig av standard HEB-balk. Det framkommer också, som teorin beskrev, att styvare balk resulterar i högre reaktionskraft.

För att kunna approximera vilken typ av balkdimension man skulle kunna tänka sig för detta ändamål, användes samma beräkningsmodell som för HEB-balkarna. Men i stället för given balkdimension sattes bredden på balken att vara odefinierad. Detta gjorde att man kunde variera plåttjocklek och höjd på balken varefter att grafen visar vilken bredd på balken som skulle krävas (figur 31). Grafen visar beräkningarna för en rektangulär balk med dimensionerna 600 mm hög, plåttjocklek 20 mm och sträckgräns på 355 MPa samt 800 MPa. Med dessa dimensioner skulle det krävas en bredd på ca 3300 mm eller 500 mm, men i detta skede har det ännu inte beaktats utmatning av balken eller att stocken inte kommer att landa plant på balken. (för beräkningar, bilaga 3)

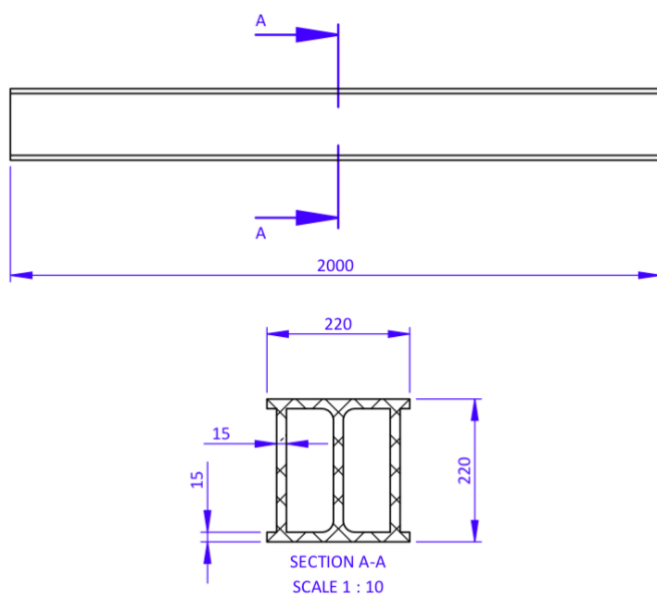


**Figur 31.** Graf över beräkningarna med variabel bred (B) på balken,  $W_{ber}$  är balkens böj motstånd medan  $W_{erf_{355}}$  och  $W_{erf_{800}}$  är erforderligt böjmotstånd.

Men som grafen visar, skulle man kunna tänka sig att gå in för att använda sig av höghållfaststål, skulle man kunna komma ner i dimensioner avsevärt.

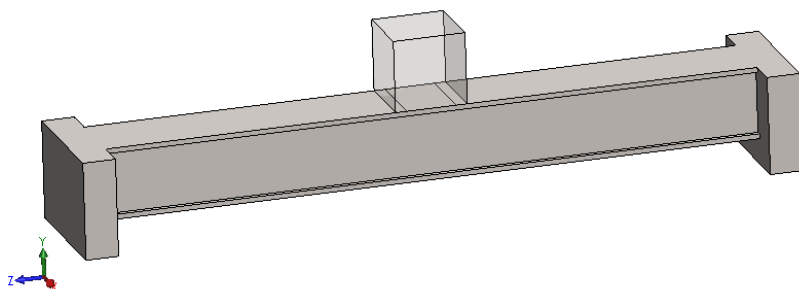
### 4.3 Verifiering, prototyp ett

Första modellen som togs fram för att göra beräkningar och simuleringar på, påminner om en HEB-220 balk med extra sidoväggar (figur 32). Valdes att använda höghållfaststål med tanke på resultat i föregående kapitel. Hade även i åtanke att balken troligen kommer att svetsas ihop förhand, så detta ledde till att bl.a. plåttjockleken valdes till 15 mm.

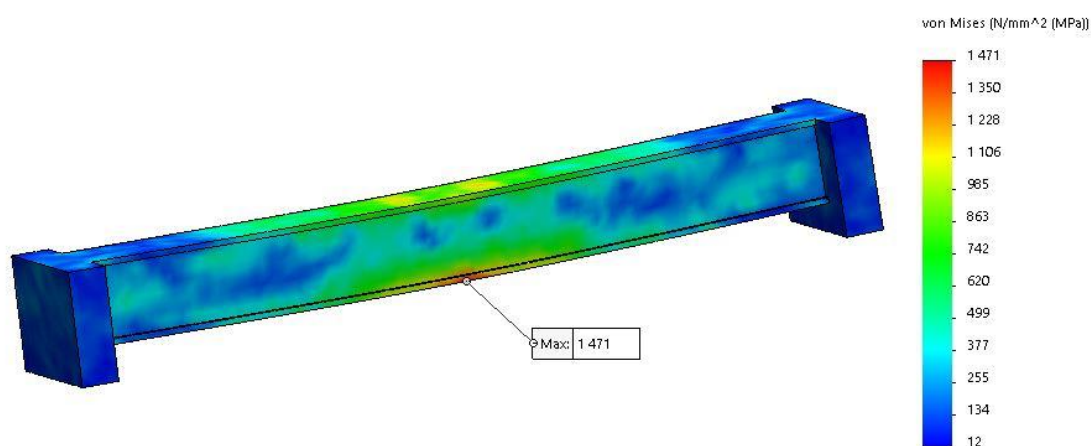


**Figur 32.** Dimensioner på testbalk.

Simuleringsmodellen byggdes upp i SW drop test modul, Fallhöjden sattes till 3 m och en vikt på 800 kg placerades mitt på balken precis som i beräkningarna (figur 33). Stöd sattes ute på var ända av balken för att ta upp reaktionskraften. Detta för att inte balken skall kunna slå i underlaget vid sammanstötningen, eftersom det är nedböjningen mitt på balken som är av intresse. Max-spänningarna i balken vid sammanstötningen uppsteg till 1470 MPa (figur 34). (Simuleringsdata, bilaga 4)



**Figur 33. Simuleringsmodell med stöd på sidorna, 800 kg vikt mitt på balken.**



**Figur 34. Spänningar vid sammanstötning från 3 m fall.**

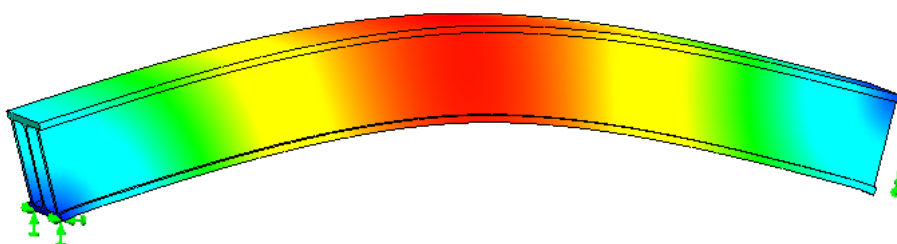
Enligt beräkningarna och simuleringen skulle detta ännu vara en alltför liten balk. Tabell 1 visar resultaten från beräkningarna och simuleringen. (Beräkningar, bilaga 3)

**Tabell 1. Max-spänningar och reaktionskraft**

Reaktionskraft, beräknad	2500 kN
Max-spänning i balk, beräknad	1400 MPa
Max-spänning i balk, simulerad	1470 MPa

## 4.4 Egenfrekvens

Egenfrekvenser är ett snabbt och enkelt sett för att få en uppfattning om konstruktioners hållfasthet. Därför valdes det att göra egenfrekvensanalys redan på första balkmodellen för att kunna verifiera teorin mot simuleringarna. Om det blir en mera komplex balk senare att verifiera, skulle det vara för tidskrävande att beräkna balken först teoretisk och senare verifiera mot programvaran. I tabell 2 presenteras resultatet för beräknade samt simulerade frekvenser för första balkmodellen, det är svängningarna i x-led som är av intresse i detta fall (figur 35).



**Figur 35. Svängningar i x-led.**

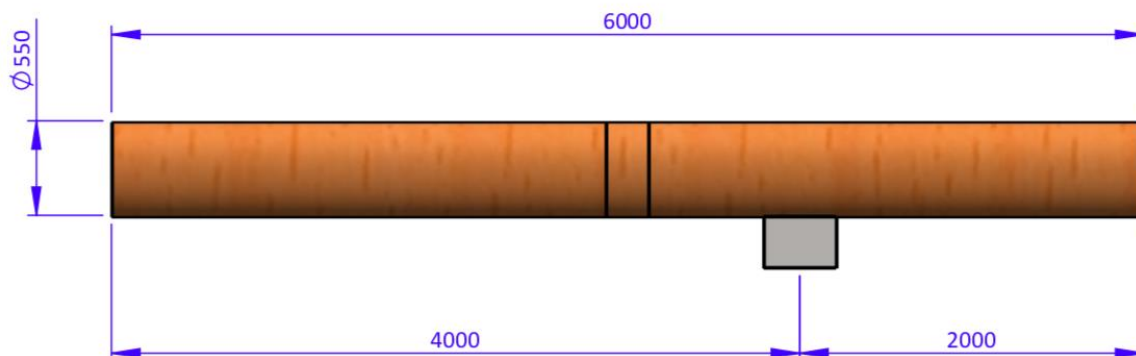
Utgående från beräknade reaktionskraften i föregående kapitel, så skulle frekvensen ligga på ca 102 Hz. Precis som förväntat så ligger frekvensen någonstans mellan egenfrekvensen för balken och egenfrekvensen för balken med tillsatt vikt som illustrerar stockens maxvikt på 800 kg. Detta betyder att stöten är något mellan en elastisk och oelastisk stöt. (Simuleringsdata, bilaga 5)

**Tabell 2. Jämförelse mellan frekvenser.**

	Balkens egenfrekvens	Balkens egenfrekvens inkl. vikt 800 kg	Teoretisk frekvens Reaktionskraft 2500 kN
Beräknad	167 Hz	58 Hz	102 Hz
SW simulerad	151 Hz	55 Hz	

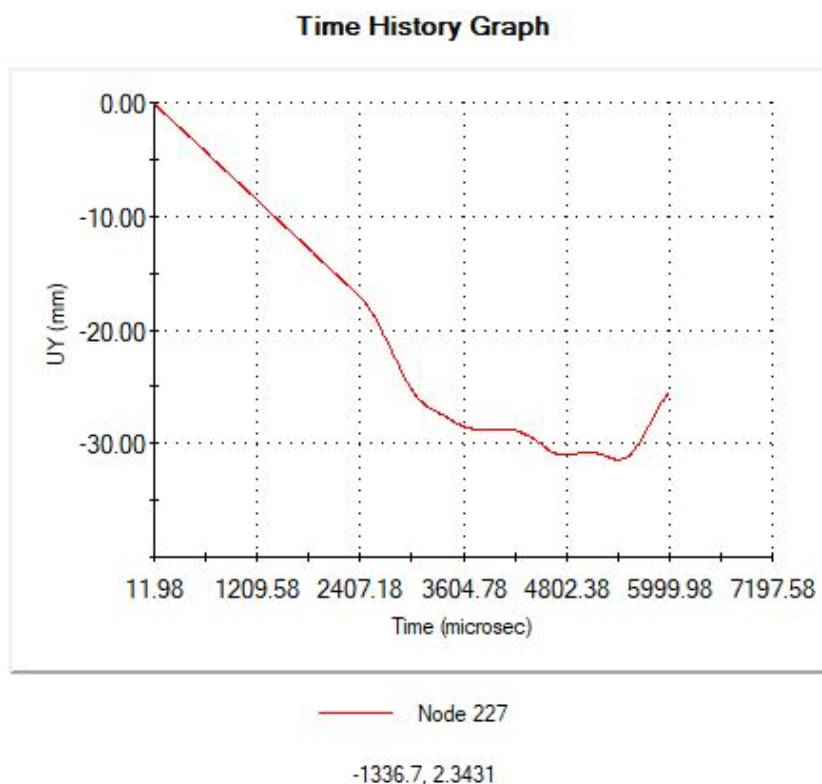
## 4.5 Simulering med liggande stock

Föregående resultat är beräknade enligt principen att hela stockens massa är beskriven ovanpå balken. Men så blir inte fallet med tanke på stockens böjtröghet, eftersom stocken är avsevärt längre jämfört med balkens bredd (figur 37).

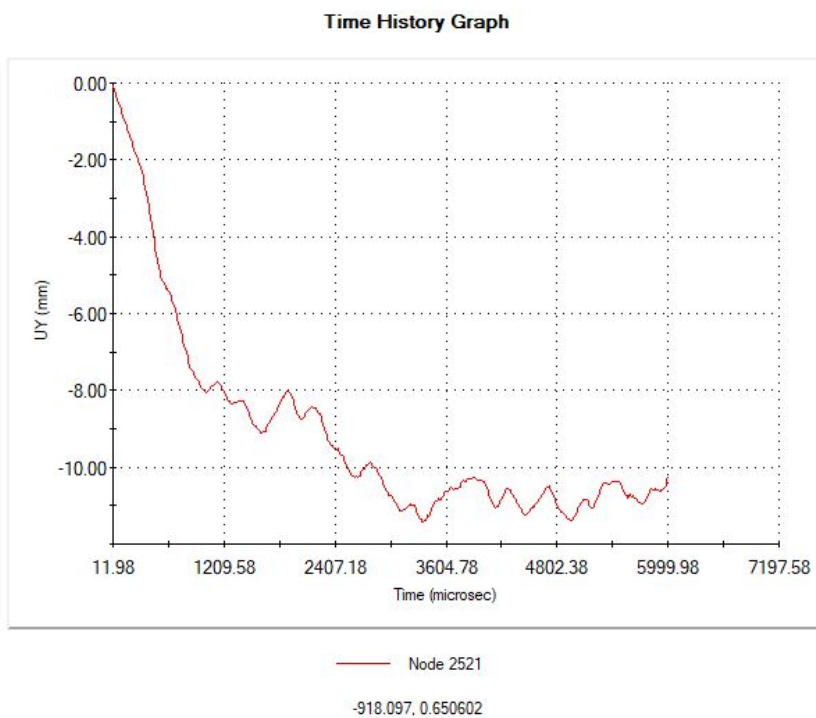


**Figur 36. Timmerstockens placering ovanpå balk.**

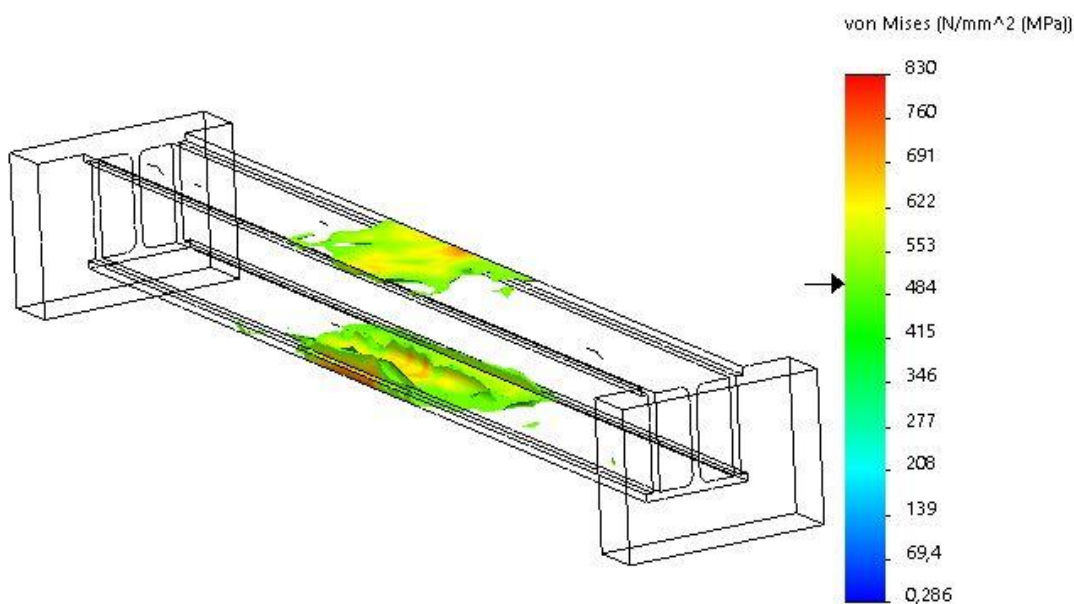
Därför kommer stockens ändrar att ha en längre retardations-sträcka (figur 37) jämfört med balken (figur 38). Detta gör att reaktionskraften blir lägre, vilket samtidigt leder till lägre spänningar i balken (figur 39). (Simuleringsdata, bilaga 6)



**Figur 37. Nedböjning i ändan på timmerstocken, max ca 30 mm vid tiden 5000 mikrosekunder.**

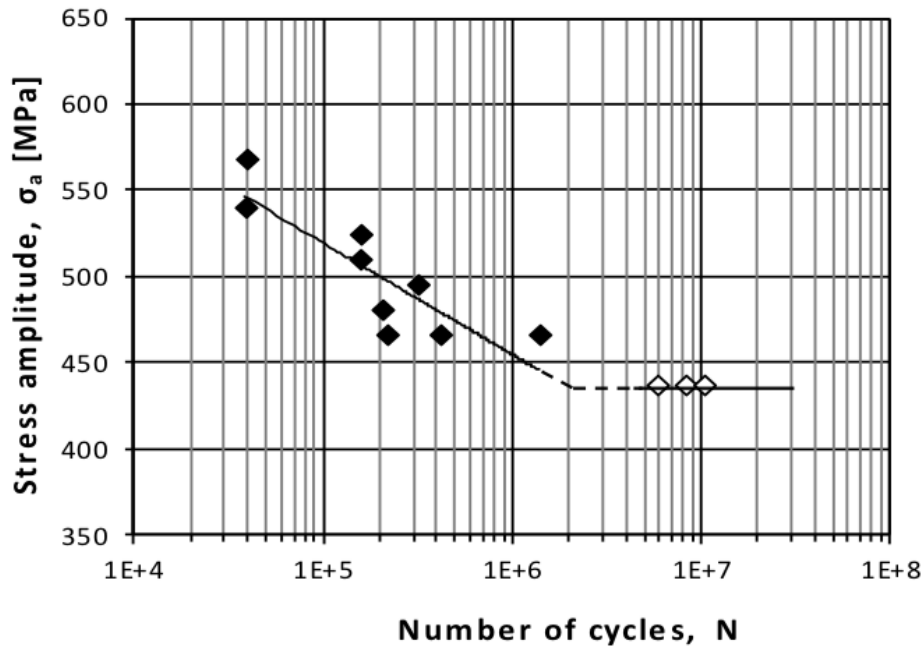


**Figur 38. Nedböjning mitt på balken, max ca 12 mm vid tiden 3300 mikrosekunder.**



**Figur 39. Maxspänningar i balk, spänningar över 500 MPa syns på bilden.**

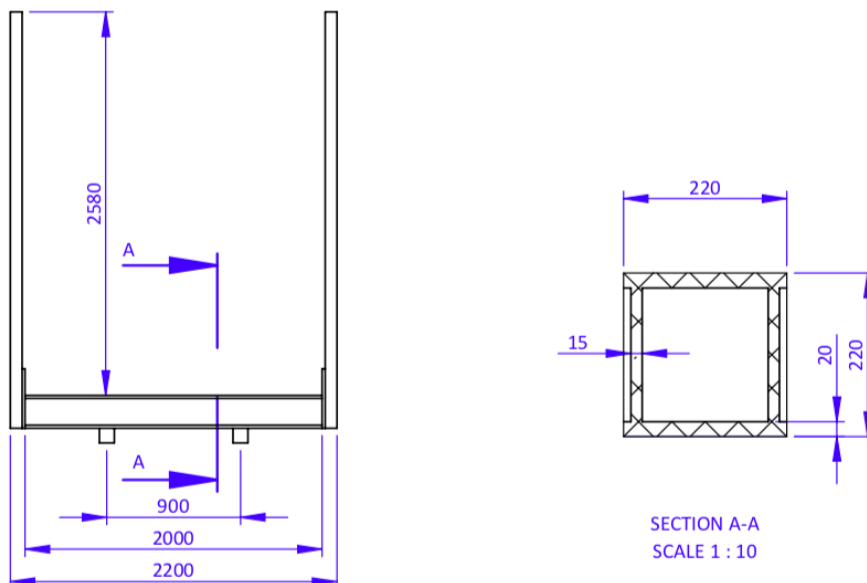
Om man skulle välja att göra balken utav Strenx 700MC, så skulle man kunna tillåta en spänning på 500 MPa (figur 40). Detta innebär att med tanke på utmatning, skulle balken hålla för cirka hundratusen cykler, vilket betyder 10–15 år. (Mazura & Ulewicz, 2017) (Simuleringsdata, bilaga 6)



Figur 40. Wöhler-kurva över stål typen Strenx 700MC. (Mazura & Ulewicz, 2017, s. 34)

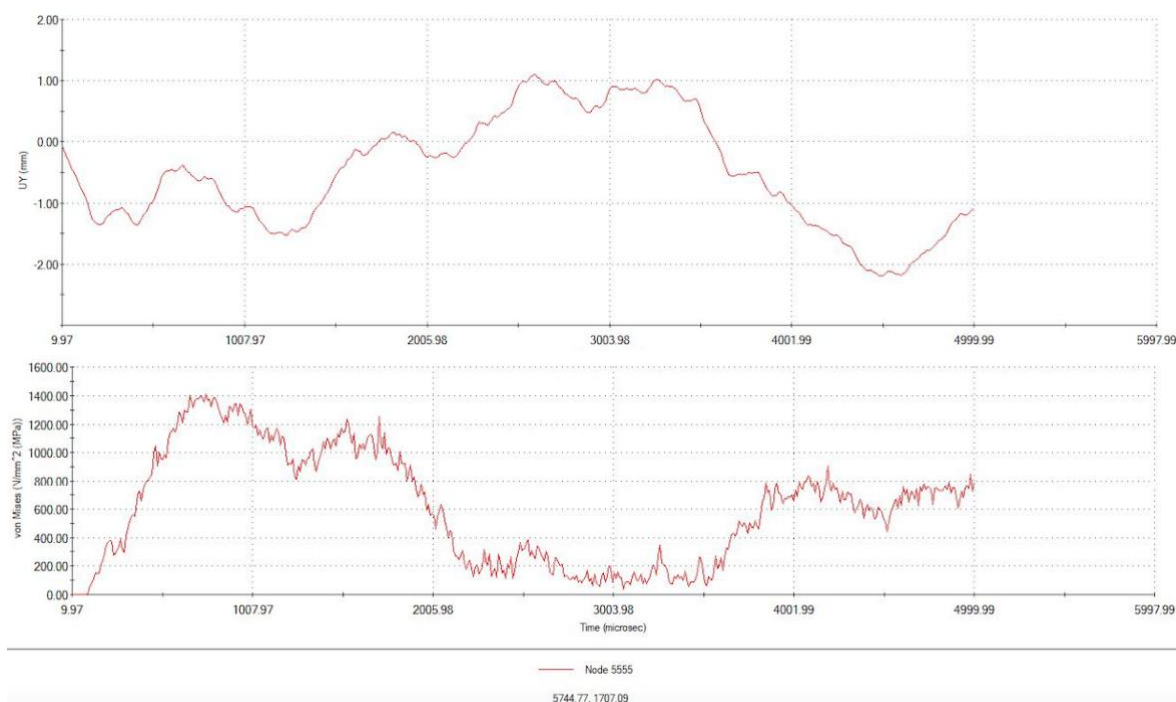
#### 4.6 Förbättrad balkmodell utgående från teorin

Som föregående resultat visar så skulle det krävas mera stål i balken för att kunna motstå påfrestningar som timmerstocken ger upphov till. Därav valdes det att ta fram ett nytt koncept (figur 41), där avståndet mellan belastningspunkterna är kortare för att få ner reaktionskraften, enligt ekvation 2.5.1.8.



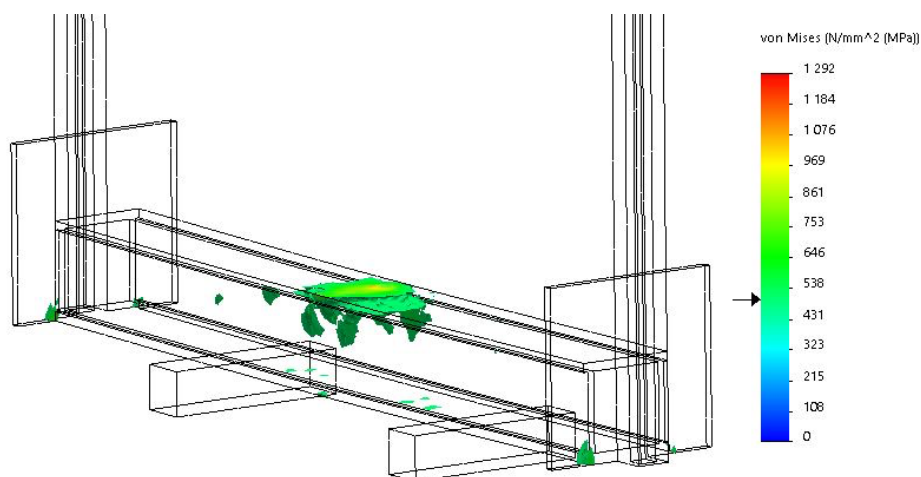
Figur 41. Nytt koncept på hur balken skulle kunna tänkas dimensioneras, kortare avstånd mellan punkterna som upptar all reaktionskraft.

I simuleringsscenariot användes samma randvillkor, som i föregående kapitel. Eftersom balken också faller från samma höjd som timmerstocken, får det avgörande konsekvenser i denna simulering. När massan från timmerbankarna börjar retardera efter sammanstötningen, leder det till att balken trycks upp mot timmerstocken samtidigt som stocken har rörelseenergi i motsatt riktning (figur 42). (Simuleringsdata, bilaga 7)



**Figur 42.** Graferna visar hur spänningsamplituderna påverkas av timmerbalkarnas läge.

Detta leder till att spänningarna i balken blir högre, än vad de rent teoretisk borde bli (figur 43).



**Figur 43.** Maxspänningar i balk, spänningar över 500 MPa syns på bilden.



## 5 Diskussion

I detta kapitel begrundas hur resultatet av det här arbetet kan användas för att vidareutveckla produkten. Dessutom reflekteras det över examensarbetets utgång samt arbetets tillvägagångssätt.

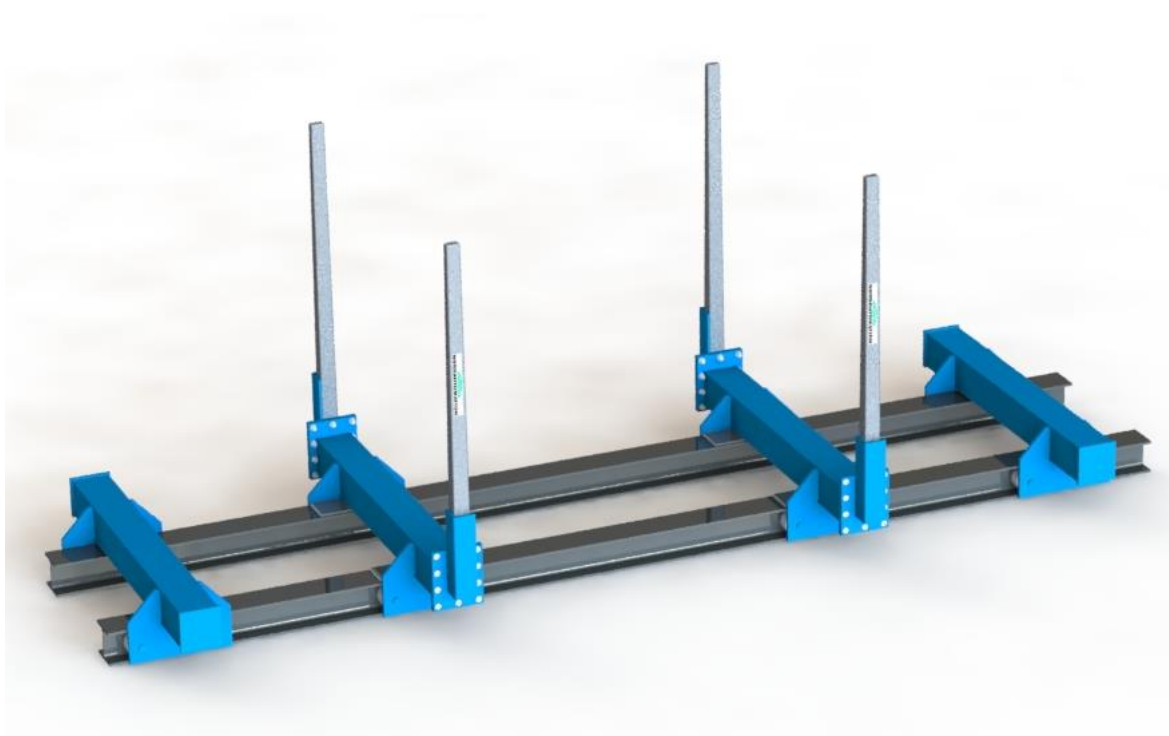
### 5.1 Vidareutveckling

Enligt resultatet i kapitel 4.6, kommer begränsningar emot vad beträffar simuleringsmodulen drop test. Ifall man skulle vilja ta denna studie längre, skulle en bättre licens av programmet Solidworks behöva införskaffas till bolaget. I den programversionen skulle ingå en sådan modul, med vilken det skulle vara möjligt att simulera dynamiska laster linjärt samt icke-linjärt. Andra alternativet skulle vara att utvärdera olika konstruktioner med hjälp av dess egenfrekvens och god konstruktionskunskap.

Oberoende av vilket av alternativen som väljs, så rekommenderas det att en prototyp byggs av den konstruktionen som väljs att gå vidare med. Sedan kan man med hjälp av prototypen göra kollisionstester. Fälla timmerstockar från tilltänkt fallhöjd i olika vinklar för att samtidigt mäta spänningar i stålbalken med hjälp av töjningsgivare. Därefter kan man jämföra uppmätta spänningar med beräknade/simulerade resultat.

Timmerfacken som stockarna faller i skall kunna röra sig efter att de har blivit fyllda. Detta medför att det måste finnas någon typ avlagring som gör detta möjligt. I första layouten så sitter det hjul ute i var ända av stålbalken, vilket skulle medföra att all reaktionskraft skulle passera genom dessa lager. Enligt mig skulle detta medföra för dyra eller för skrymmande lager för denna applikation. Om man istället skulle göra som i kapitel 4.6 och flytta in balkarna där också hjulen skall rulla, skulle man kunna överväga att sätta slitstål på den gråa balken (figur 44) där timmerfacken skall vara när de fylls på. Då skulle reaktionskraften gå rakt genom stålet ner i grunden, i stället för genom hjulen. Negativa med detta är att det skulle krävas en motor med större startmoment för att få timmerfacken i rullning. Alternativt, att man kunde tänka sig att sätta smörjning på slitstålet för att få ner friktionen.

En timmersorteringslinje kan bestå av allt från 50 upp till 150 sorteringsfack. Men det är sist och slutligen bara en bråkdel av dessa som skulle behöva dimensioneras mot de tyngsta stockarna. Därav kunde man kanske tänka sig att sätta två balkar till i var ända av linjen (figur 44) där de tyngsta stockarna skall sorteras. Genom det skulle samma grundkonstruktion kunna användas på alla sorteringsfack.



**Figur 44. Det andra layoutförslaget.**

Vid optimal landning av timmerstocken mot stålbalken så landar den plant, men om stocken faller med för stor vinkel gentemot det horisontella planet, kan den orsaka deformationer på den yttersta balken. Det är också en av grundtankarna med de yttre balkarna att man skulle kunna tillåta viss deformation på dem, för att skydda huvudbalkarna. Det är även tänkt att stålbalkarna skall kläs med gummi på ovansidan, för att minska på kollisionskraften och samtidigt vara skonsammare mot stockarna. Men alla beräkningar är utförda utan dessa gummin, för att kunna vara säker på att de även håller ifall att gummit slits loss.

## 5.2 Utvärdering

Simuleringsmodulen drop test som först verifierades mot god dokumenterat test, var över förväntan. Det var inte väntat att kurvorna skulle följa sig så bra åt som de gjorde när kollisionshastigheten ökade. Det skulle dock vara intressant att få prova samma simulering med rätt gummidämpning under, ifall det vore möjligt att få ännu bättre resultat eller om resultaten kunde bli avsevärt sämre.

När det kommer till verifieringen av första layouten trodde jag inte att det skulle bli såhär svårt att hitta en standardbalk som skulle klara av att stå emot timmerstockarna. Men eftersom det inte var möjligt att genomföra uppgiften med en standardbalk, blev inriktningen på examensarbetet annorlunda. Tanken var först att verifiera första layouten och sedan göra

tillverkningsritningar på en prototyp för att kunna börja köra verkliga tester. I stället blev det mera analyser av stötarnas karaktär och storlek. Här användes som sagts Solidworks drop test. Som nämdes tidigare, var inte drop test optimalt för detta ändamål. En annan stor nackdel med denna simuleringsmodul är att den förenklar beräkningsgången till samma uttryck som används vid den analytiska beräkningen. Därav är det också väldigt viktigt att göra verkliga tester av konstruktionen före någon försäljningen eller serieproduktions inleds. Annat alternativ skulle givetvis kunna vara att göra simuleringar i ett program som är utvecklat enkom för stötar och kollisioner, men enligt min bedömning, med tanke på konstruktionens tillverkningskostnader som är relativt låga, så är det lika enkelt att bygga en prototyp.

När examensarbetet bytte riktning från att bestå av enklare simuleringar och att göra tillverkningsritningar, till att i stället innefatta mera avancerade beräkningar och simuleringar, blev det till att läsa mycket mera teori inom ämnet kollision och svängningar än tanken var från början. Därför har min egen kunskapsnivån på detta område stigit avsevärt tack vare detta examensarbete.

## 6 Litteraturförteckning

Ojala, P., 2018. *Timmersorteringslinje* [Intervju] (10 09 2018).

Nordautomation, 2019. *Nordautomation*. [Online]  
Available at: <https://nordautomation.fi/fi/>  
[Använd 21 2 2019].

Knight, R. D., 2014. *Physics for approach with modern physics*. 3:dje upplagan red.  
Essex: Pearson education limited.

Harris, C. M. & Piersol, A. G., 2002. *Harris' shock and vibration handbook*, New York:  
McGraw-Hill.

Buchholdt, H. A. & Moossavi Nejad, S. E., 2012. *Structural Dynamics for engineers*. 2:a  
upplagan red. London: ICE Publishing.

Mägi, M., Mellkersson, K. & Evertsson, M., 2017. *Maskinelement*. 1:a upplagan red.  
Lund: Studentlitteratur AB.

Kajita, Y., Kitahara, T., Nishimoto, Y. & Otsuka, H., 2006. *Estimation of maximum  
impact force on natural rubber during collision of two steel bars*, Geneva: Earthquake  
engineering and seismology.

Mazura, M. & Ulewicz, R., 2017. *Open academic journals index*. [Online]  
Available at: <http://oaji.net/articles/2017/3807-1500679448.pdf>  
[Använd 25 3 2019].

Solidworks, 2017. *Simulation Analysis Options*. [Online]  
Available at:  
[https://help.solidworks.com/2017/english/SolidWorks/cworks/c Simulation Analy  
sis Options.htm?id=6725f560234d45c2b40057faf0d19d33#Pg0](https://help.solidworks.com/2017/english/SolidWorks/cworks/c%20Simulation%20Analysis%20Options.htm?id=6725f560234d45c2b40057faf0d19d33#Pg0)  
[Använd 23 9 2018].

## 7 Figurförteckning

<b>Figur 1. Timmersorteringslinje.</b> (Nordautomation, 2019).....	1
<b>Figur 2. Layout på hur det är tänkt att timmerbankarna skall se ut på den nya sorteringslinjen.</b> .....	3
<b>Figur 3. Mikroskopisk bild av en kollision.</b> (Knight, 2014, s. 255) .....	5
<b>Figur 4. Responsskurvan visar amplituden för ett oscillerande system med en naturlig frekvens på 2,0 Hz.</b> (Knight, 2014, s. 448).....	6
<b>Figur 5. Resonansamplituden blir smalare samt högre, när dämpningen avtar. (Knight, 2014, s. 448) .....</b>	7
<b>Figur 6. Fjäder massa, system.</b> (Harris & Piersol, 2002, s. 4.1) .....	8
<b>Figur 7. Tvungensvängning av dämpat massa-fjäder system.</b> (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 80).....	8
<b>Figur 8. Kraft-förändringskurva för linjärt och icke linjärt system i en dimension.</b> (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 117).....	9

Figur 9. Resonansrespons på styva och mjuka konstruktioner med en frihetsgrad som utsätts för harmoniska svängningar. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 118) .....	9
Figur 10. Varierande kraft $P(t)$ trycker på ett system som har en frihetsgrad (a) och lägesförändring över tid illustrera den dynamiska responsen (b). (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 119) .....	10
Figur 11. Enkel uppställd balk med koncentrerad kraft på mitten utav balken. (Buchholdt & Moossavi Nejad, 2012, s. 25) .....	12
Figur 12. Setupmenyn för <i>drop test</i> . .....	14
Figur 13. Illustration över setup möjligheter för <i>drop test</i> . .....	15
Figur 14. Meny för flexibelt underlag. ....	15
Figur 15. Meny för sammanstötningstid och val av sensorer. ....	16
Figur 16. Beskriver hur många datapunkter SW sparar vid simulering. ....	16
Figur 17. Exempel på graf efter en simulering. ....	17
Figur 18. Val av nod, för att skapa en tilltänkt graf. ....	17
Figur 19. Statisk belastningsvariation (a) och intervallvis konstant mittlast samt amplitudlast. (Mägi, et al., 2017, s. 17) .....	19
Figur 20. Rent pulserande last (a), rent växlande last (b). (Mägi, et al., 2017, s. 18) .....	19
Figur 21. Wöhler-kurva med linjer skala (a) och log-log skala (b). (Mägi, et al., 2017, s. 21) .....	20
Figur 22. Spridning i utmattningsdata (a). Livslängdsförsök till haveri omfattande 25 provobjekt inlagda i Weibull-diagram. (Mägi, et al., 2017, s. 22) .....	20
Figur 23. Variation av beräkningsspänning och materialets hållfasthet. (Mägi, et al., 2017, s. 30) .....	21
Figur 24. Livlängdsvariation vid utmattning. (Mägi, et al., 2017, s. 31) .....	21
Figur 25. Uppriggning utav testutrustningen. (Kajita, et al., 2006, s. 2) .....	22
Figur 26. Reaktionskraft genom kollisionshastighet, för de fyra olika gummitjocklekarna. (Kajita, et al., 2006, s. 5) .....	23
Figur 27. Solid kropp med dimensionerna 1000x200x200 mm med angivet material stål. ....	23
Figur 28. Graf över lägesändring. ....	27
Figur 29. Jämförelse mellan verifieringsdata och simuleringar. ....	27
Figur 30. Jämförelse mellan erforderlig böjmotstånd och HEB-balkens böjmotstånd. ....	28
Figur 31. Graf över beräkningarna med variabel bred ( $B$ ) på balken, $W_{ber}$ är balkens böj motstånd medan $W_{erf_{355}}$ och $W_{erf_{800}}$ är erforderligt böjmotstånd. ....	29
Figur 32. Dimensioner på testbalk. ....	29
Figur 33. Simuleringsmodell med stöd på sidorna, 800 kg vikt mitt på balken. ....	30
Figur 34. Spänningar vid sammanstötning från 3 m fall. ....	30
Figur 35. Svängningar i x-led. ....	31
Figur 36. Timmerstockens placering ovanpå balk. ....	32
Figur 37. Nedböjning i ändan på timmer stock, max ca 30 mm vid tiden 5000 mikrosekunder. ....	32
Figur 38. Nedböjning mitt på balk, max ca 12 mm vid tiden 3300 mikrosekunder. ....	33
Figur 39. Max spänningar i balk, spänningar över 500 MPa syns på bilden. ....	33
Figur 40. Wöhler-kurva över stål typen Strenx 700MC. (Mazura & Ulewicz, 2017, s. 34) .....	34

<b>Figur 41. Nytt koncept på hur balken skulle kunna tänkas dimensioneras, kortare avstånd mellan punkterna som upptar all reaktionskraft.....</b>	<b>34</b>
<b>Figur 42. Graferna visar hur spänningsamplituderna påverkas av timmerbankarnas läge.....</b>	<b>35</b>
<b>Figur 43. Max spänningar i balk, spänningar över 500 MPa syns på bilden.....</b>	<b>35</b>
<b>Figur 44. layout två.....</b>	<b>37</b>

# Bilaga 1



## Verifiering av SW-simulerings modul, drop test

**Date:** maanantai 6. toukokuuta 2019  
**Designer:** Solidworks  
**Study name:** Drop Test 3mm  
**Analysis type:** Drop Test

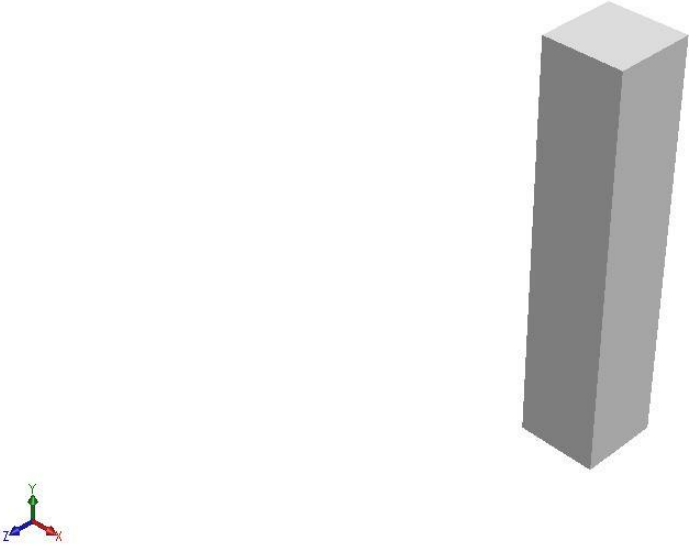
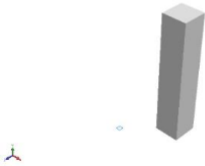
### Table of Contents

Description .....	1
Assumptions .....	2
Model Information .....	2
Study Properties .....	3
Units .....	4
Material Properties .....	4
Contact Information .....	5
Mesh information .....	6
Study Results .....	8
Conclusion .....	10



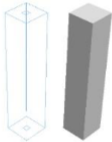
## Assumptions

## Model Information

 <p>Model name: Assem1 Current Configuration: Default</p>			
Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Boss-Extrude1 	Solid Body	Mass:0.00504504 kg Volume:5.25525e-006 m <sup>3</sup> Density:960 kg/m <sup>3</sup> Weight:0.0494414 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\Uusi kansio (2)\Part1.SLDPRT Nov 29 14:13:08 2018





<p>Split Line1</p> 	Solid Body	<p>Mass:312 kg Volume:0.04 m<sup>3</sup> Density:7800 kg/m<sup>3</sup> Weight:3057.6 N</p>	<p>C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\Uusi kansio (2)\Part3.SLDPRT Nov 29 09:45:34 2018</p>
--	------------	--	---

### Study Properties

Study name	Drop Test 3mm
Analysis type	Drop Test
Mesh type	Solid Mesh
Large displacement	On
Result folder	SOLIDWORKS document (C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\Uusi kansio (2))

### Setup Information

Type	Velocity at impact
Velocity Magnitude	1.64 m/sec
Impact Velocity Reference	Kolissions plan
Gravity	0 m/s <sup>2</sup>
Gravity Reference	Top Plane
Friction Coefficient	0
Target Stiffness	Rigid target
Critical Damping Ratio	0

### Result Options

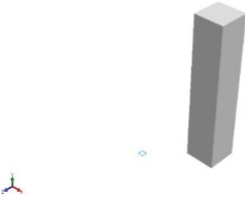
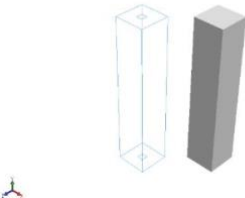
Solution Time After Impact	4000 microsec
Save Results Starting From	1000 microsec
No. of Plots	25
No. of Graph Steps Per Plot	30
Number of vertex	0



## Units

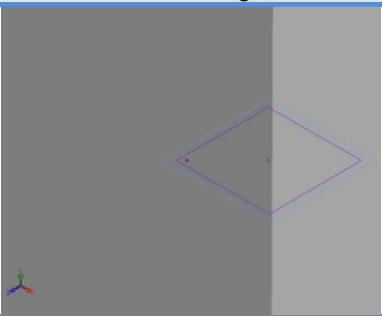
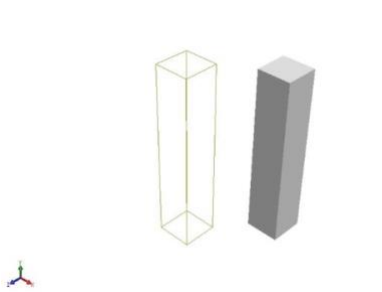
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m <sup>2</sup>

## Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<b>Name:</b> Natural Rubber <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Tensile strength:</b> 2e+007 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 10000 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.45 <b>Mass density:</b> 960 kg/m <sup>3</sup>	SolidBody 1(Boss-Extrude1)(Part1-1)
Curve Data:N/A		
	<b>Name:</b> 1.0038 (S235JRG2) <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2.35e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 3.6e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.28 <b>Mass density:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Shear modulus:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Thermal expansion coefficient:</b> 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Split Line1)(Part3-1)
Curve Data:N/A		



## Contact Information

Contact	Contact Image	Contact Properties		
Contact Set-1		<b>Type:</b> No Penetration contact pair <b>Entites:</b> 2 face(s) <b>Advanced:</b> Node to surface		
<b>Contact/Friction force</b>				
<b>Components</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultant</b>
Contact Force(N)	-0.00052009	-14.723	0.00039399	14.723
Global Contact		<b>Type:</b> Bonded <b>Components:</b> 1 component(s) <b>Options:</b> Compatible mesh		



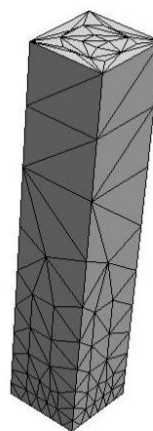
### Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	200 mm
Tolerance	1.71019 mm
Mesh Quality Plot	High
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off

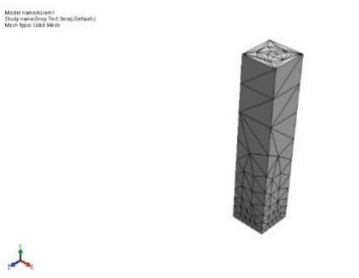
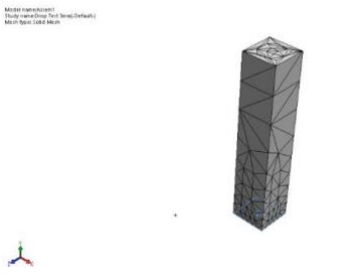
### Mesh information - Details

Total Nodes	2718
Total Elements	2818
Maximum Aspect Ratio	24.504
% of elements with Aspect Ratio < 3	91.8
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.937
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:00
Computer name:	HPZ240S

Model name: Assem1  
 Study name: Drop Test 3mm(-Default-)  
 Mesh type: Solid Mesh

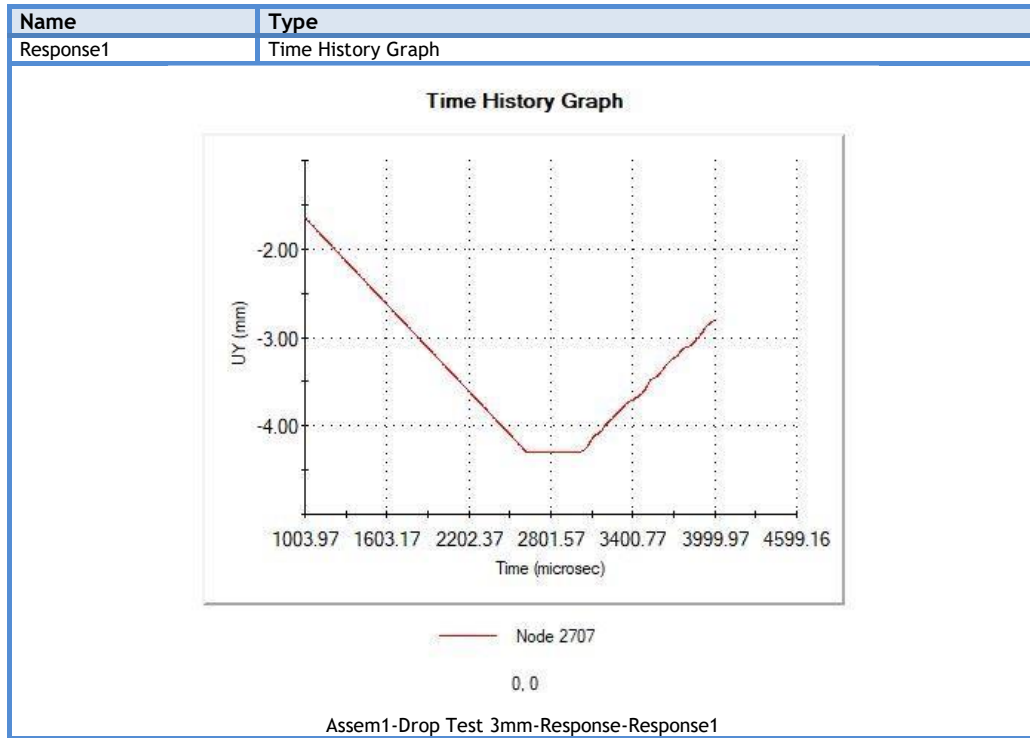


### Mesh Control Information:

Mesh Control Name	Mesh Control Image	Mesh Control Details
Control-3		<b>Entities:</b> 1 component(s) <b>Units:</b> mm <b>Size:</b> 12.8264 <b>Ratio:</b> 1.5
Control-4		<b>Entities:</b> 1 face(s) <b>Units:</b> mm <b>Size:</b> 34.2037 <b>Ratio:</b> 1.5



## Study Results



## Bilaga 2

$$F_{stock} := 800 \text{ kg} \cdot g = 7845.32 \text{ N}$$

Timmerstockens vikt

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

Elasticitetsmodul

$$b := 2 \text{ m}$$

Balkens bredd

$$h_3 := 3 \text{ m}$$

Fallhöjd

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

Sträckgräns

Balkens massa/meter

Yttröghetsmoment

Böjmotstånd

Balkdimension

$$m := \begin{bmatrix} 71.5 \\ 83.2 \\ 93 \\ 103 \\ 117 \\ 127 \\ 134 \\ 142 \\ 155 \end{bmatrix} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot g \quad I_{HEB} := \begin{bmatrix} 80.9 \\ 112.6 \\ 149.2 \\ 192.7 \\ 251.7 \\ 308.2 \\ 366.6 \\ 431.9 \\ 576.8 \end{bmatrix} \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad W_{HEB} := \begin{bmatrix} 736 \\ 938 \\ 1150 \\ 1380 \\ 1680 \\ 1930 \\ 2160 \\ 2400 \\ 2880 \end{bmatrix} \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad HEB := \begin{bmatrix} 220 \\ 240 \\ 260 \\ 280 \\ 300 \\ 320 \\ 340 \\ 360 \\ 400 \end{bmatrix}$$

$$\xi := 2\%$$

Konstruktionens egen dämpning

$$W_e := F_{stock} + \frac{17}{35} \cdot m \cdot b$$

Ekvivalent totalmassa

$$M := \frac{W_e}{g}$$

Utryckt som massa

$$K_e := \frac{6144 \cdot E \cdot I_{HEB}}{125 \cdot b^3}$$

Ekvivalent elastisk fjäderstyvhet

$$C := 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{\frac{K_e \cdot W_e}{g}}$$

Total dämpning

$$v_x := \sqrt{\frac{2 \cdot F_{stock} \cdot g \cdot h_3}{W_e}}$$

Hastighet vid sammanstötning

## Bilaga 2

$$x_{st} := \frac{F_{stock}}{K_e}$$

$$x_{max} := x_{st} \cdot \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h_3}{x_{st}}} \right)$$

Maximal nedböjning

$$''x := g$$

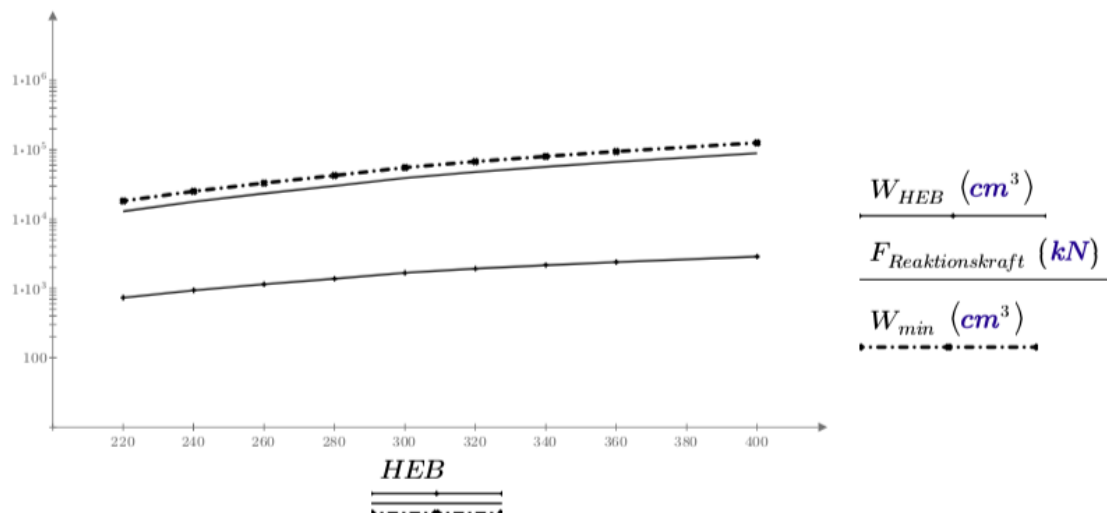
$$F_{Reaktionskraft} := M \cdot ''x + C \cdot 'x + K_e \cdot x_{max} = \begin{bmatrix} 12931 \\ 17793 \\ 23408 \\ 30082 \\ 39134 \\ 47804 \\ 56766 \\ 66786 \\ 89023 \end{bmatrix} \text{ kN Reaktionskraft}$$

## Erforderlig böjmotstånd

$$W_{min} := \frac{F_{Reaktionskraft} \cdot b}{4 \cdot \sigma} = \begin{bmatrix} 18212 \\ 25061 \\ 32969 \\ 42369 \\ 55119 \\ 67329 \\ 79951 \\ 94065 \\ 125385 \end{bmatrix} \text{ cm}^3$$

## Balkens böjmotstånd

$$W_{HEB} = \begin{bmatrix} 736 \\ 938 \\ 1150 \\ 1380 \\ 1680 \\ 1930 \\ 2160 \\ 2400 \\ 2880 \end{bmatrix} \text{ cm}^3$$





## Bilaga 3

$$F_{stock} := 800 \text{ kg} \cdot g$$

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

$$b := 2 \text{ m}$$

$$h_3 := 3 \text{ m}$$

$$H := 600 \text{ mm}$$

$$t := 20 \text{ mm}$$

$$b_1(B) := B - 2 \cdot t$$

$$h := H - 2 \cdot t = 560 \text{ mm}$$

$$I(B) := \frac{B \cdot H^3 - b_1(B) \cdot h^3}{12}$$

$$m_1(B) := \frac{(H \cdot B - b_1(B) \cdot h) \cdot b \cdot 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot g}{b}$$

$$\xi := 2\%$$

$$W_e(B) := F_{stock} + \frac{17}{35} \cdot m_1(B) \cdot b$$

$$M(B) := \frac{W_e(B)}{g}$$

$$K_e(B) := \frac{6144 \cdot E \cdot I(B)}{125 \cdot b^3}$$

$$C(B) := 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{\frac{K_e(B) \cdot W_e(B)}{g}}$$

$$v_x(B) := \sqrt{\frac{2 \cdot F_{stock} \cdot g \cdot h_3}{W_e(B)}}$$

Timmerstockens vikt

Elasticitetsmodul

Balkens längd

Fallhöjd

Balkens höjd

Vägg tjocklek

Innermått

Innermått

Yttröghetsmoment

Balkens massa/meter

Konstruktionens egen dämpning

Ekvivalent totalmassa

Utryckt som massa

Ekvivalent elastisk fjäderstyvhet

Total dämpning

Hastighet vid sammanstötning

## Bilaga 3

$$x_{st}(B) := \frac{F_{stock}}{K_e(B)}$$

Maximal nedböjning

$$x_{max}(B) := x_{st}(B) \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h_3}{x_{st}(B)}}\right)$$

$$''x := g$$

$$F(B) := M(B) \cdot ''x + C(B) \cdot 'x(B) + K_e(B) \cdot x_{max}(B)$$

Reaktionskraft

$$M_{max}(B) := \frac{F(B) \cdot b}{4}$$

Max moment, balk

$$W_{ber}(B) := \frac{B \cdot H^3 - b_1(B) \cdot h^3}{6 \cdot H}$$

Balkens böjmotstånd

$$\sigma_{800} := 800 \text{ MPa}$$

Sträckgräns

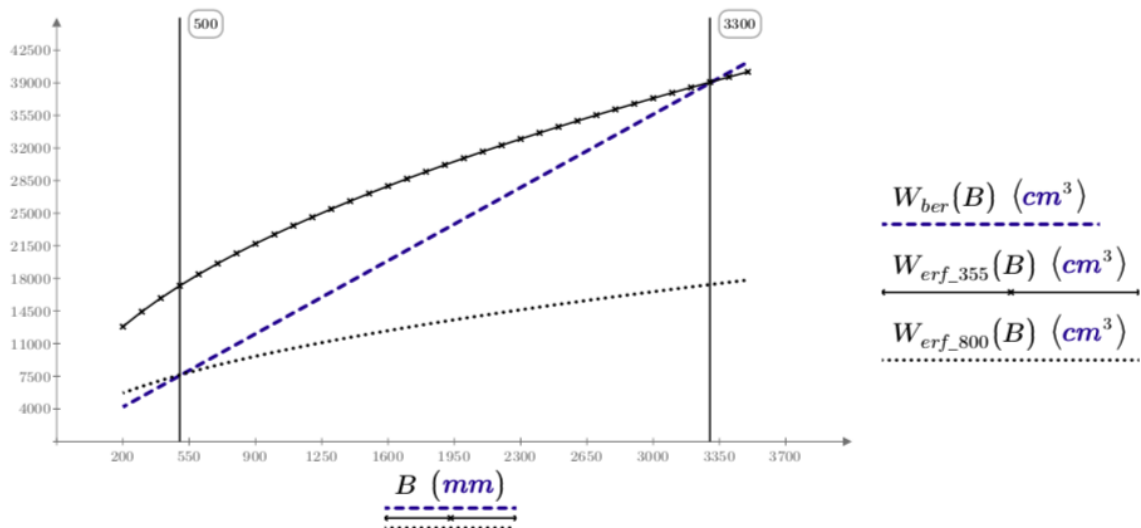
$$\sigma_{355} := 355 \text{ MPa}$$

$$W_{erf\_800}(B) := \frac{M_{max}(B)}{\sigma_{800}}$$

Erforderlig böjmotstånd

$$W_{erf\_355}(B) := \frac{M_{max}(B)}{\sigma_{355}}$$

$$B := 200 \text{ mm}, 300 \text{ mm} \dots 3500 \text{ mm}$$



## Bilaga 4



## Verifiering, prototyp ett

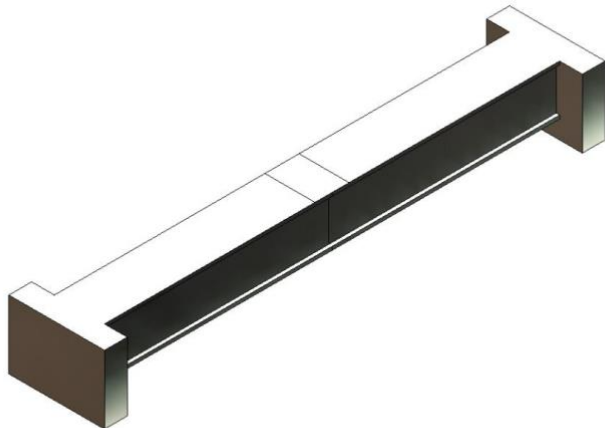
**Date:** torstai 4. huhtikuuta 2019  
**Designer:** Solidworks  
**Study name:** Drop Test 1  
**Analysis type:** Drop Test

### Table of Contents



Description .....	1
Assumptions .....	2
Model Information .....	2
Study Properties .....	3
Units.....	3
Material Properties.....	4
Contact Information.....	5
Mesh information .....	6
Study Results.....	7
Conclusion .....	10

## Assumptions

## Model Information



Model name: assem med vikt  
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line2 	Solid Body	Mass:441.163 kg Volume:0.0560562 m <sup>3</sup> Density:7870 kg/m <sup>3</sup> Weight:4323.39 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\st�ende stock h�gh�alfast st�al\balk.SLDPRT Mar 19 11:49:21 2019
Boss-Extrude1 	Solid Body	Mass:800 kg Volume:0.010648 m <sup>3</sup> Density:75131.5 kg/m <sup>3</sup> Weight:7840 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\st�ende stock h�gh�alfast st�al\vikt.SLDPRT Mar 16 14:01:28 2019



### Study Properties

Study name	Drop Test 1
Analysis type	Drop Test
Mesh type	Solid Mesh
Large displacement	On
Result folder	SOLIDWORKS document (C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\stående stock höghålfast stål)

### Setup Information

Type	Drop height
Drop Height from Centroid	3000 mm
Gravity	9.81 m/s <sup>2</sup>
Gravity Reference	Top Plane
Friction Coefficient	0
Target Stiffness	Rigid target
Critical Damping Ratio	0

### Result Options



Solution Time After Impact	6000 microsec
Save Results Starting From	0 microsec
No. of Plots	25
No. of Graph Steps Per Plot	20
Number of vertex	0

### Units

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m <sup>2</sup>

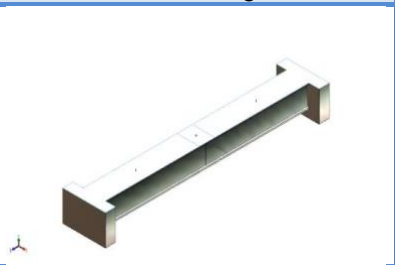


### Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<b>Name:</b> 1.0570 (S355J2G3) <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2.75e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 4.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.28 <b>Mass density:</b> 7870 kg/m <sup>3</sup> <b>Shear modulus:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Thermal expansion coefficient:</b> 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Split Line2)(balk-1)
Curve Data:N/A		
	<b>Name:</b> MLa <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2.75e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 4.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.28 <b>Mass density:</b> 75131.5 kg/m <sup>3</sup> <b>Shear modulus:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Thermal expansion coefficient:</b> 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Boss-Extrude1)(vikt-1)
Curve Data:N/A		



**Contact Information**

Contact	Contact Image	Contact Properties		
Contact Set-1		<b>Type:</b> No Penetration contact pair <b>Entites:</b> 4 face(s) <b>Advanced:</b> Node to surface		
Contact/Friction force				
Components	X	Y	Z	Resultant
Contact Force(N)	1.5632E-013	1.5425E-009	1.3642E-012	1.5425E-009

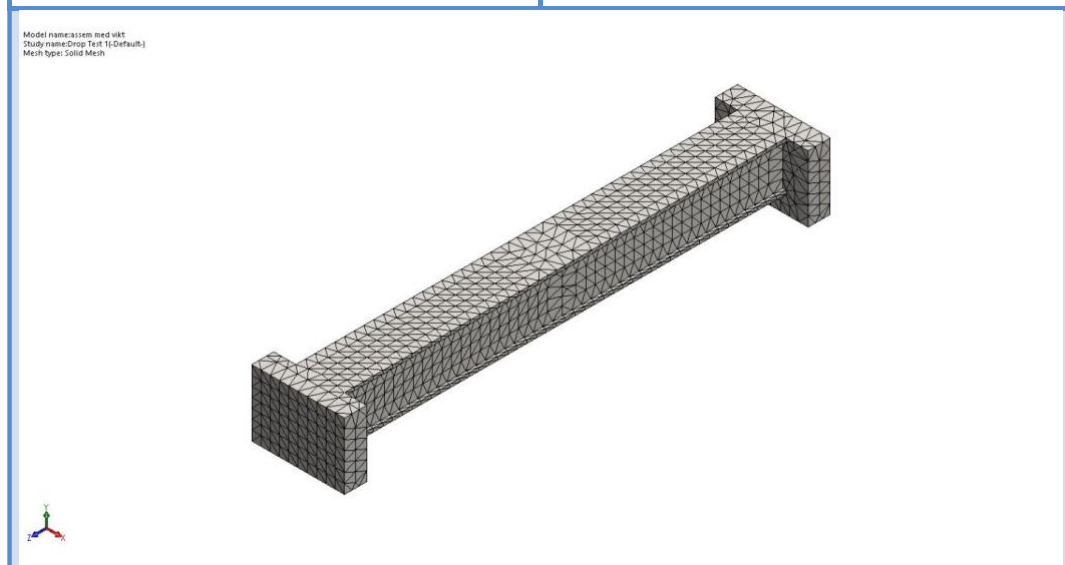


### Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	44.5858 mm
Tolerance	2.22929 mm
Mesh Quality Plot	High
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off

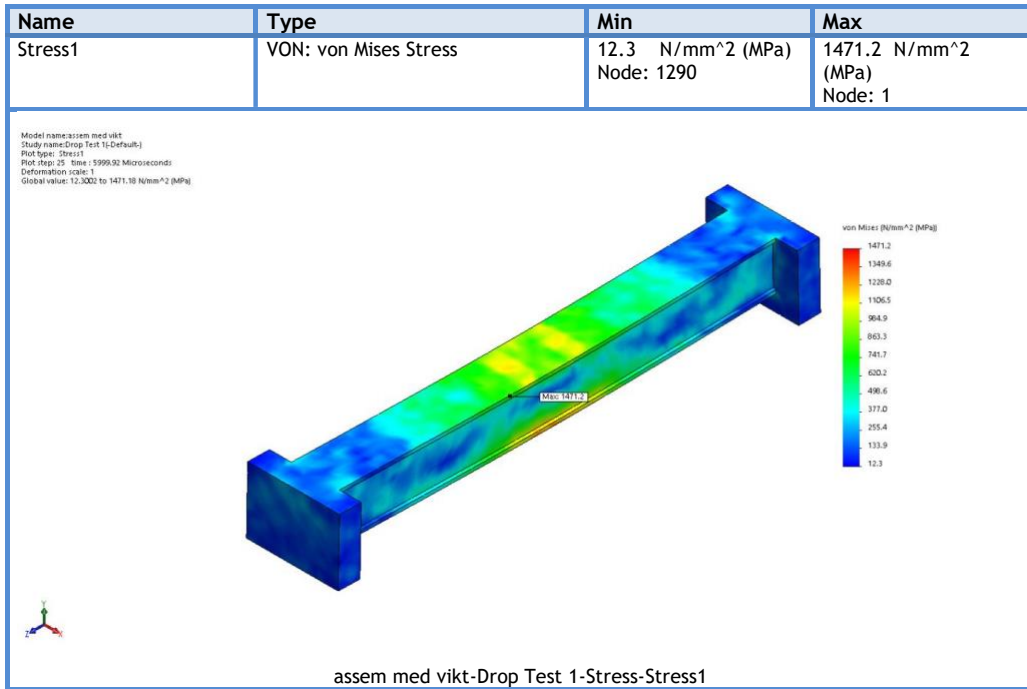
### Mesh information - Details

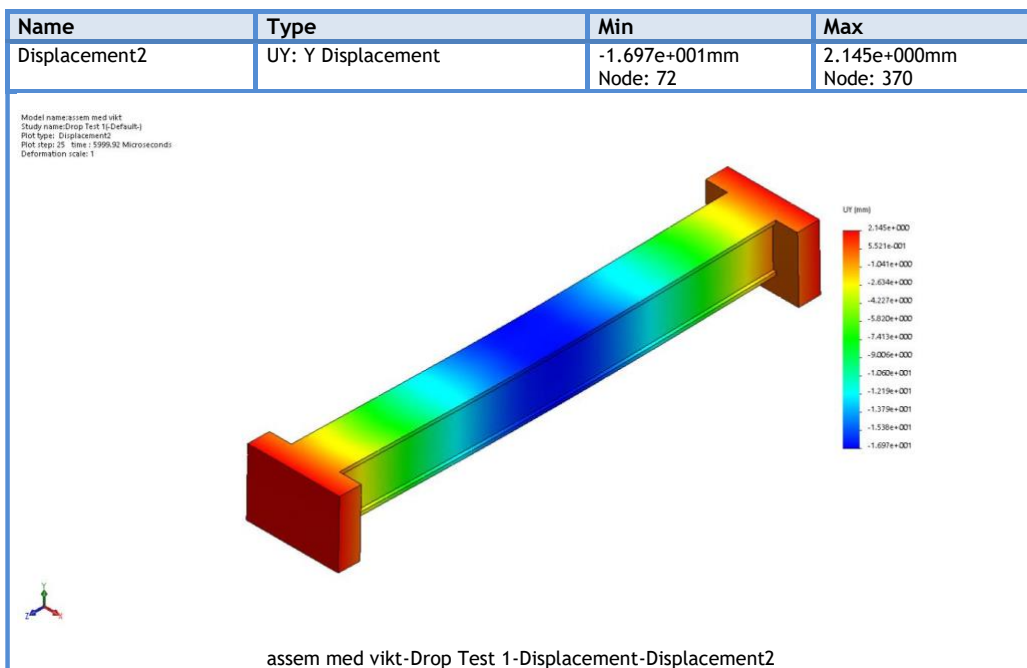
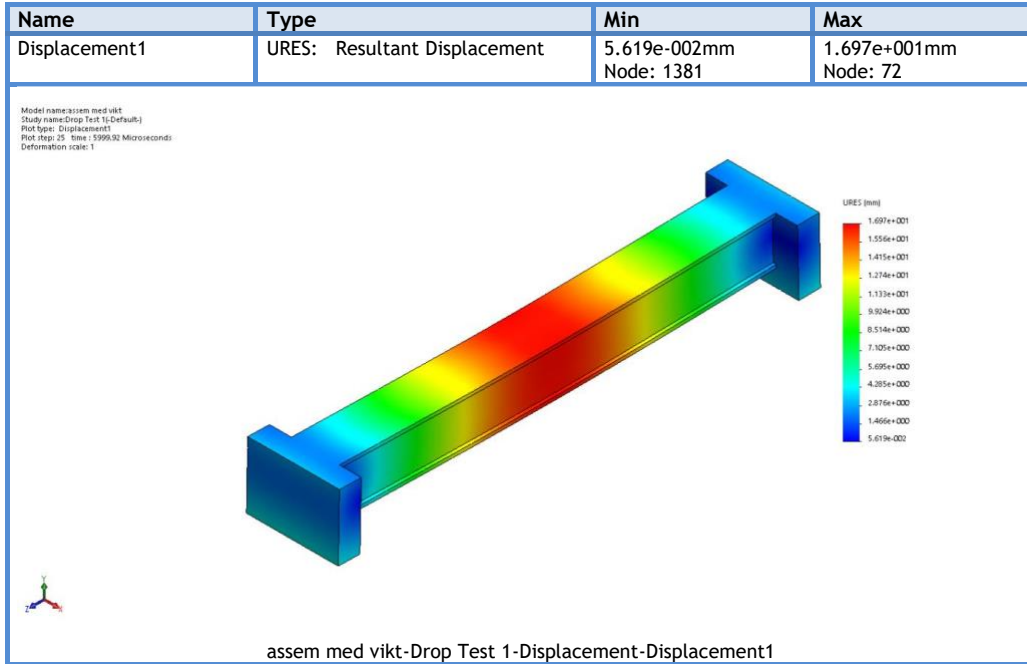
Total Nodes	19229
Total Elements	21261
Maximum Aspect Ratio	12.284
% of elements with Aspect Ratio < 3	49.4
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0578
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:01
Computer name:	HPZ240S



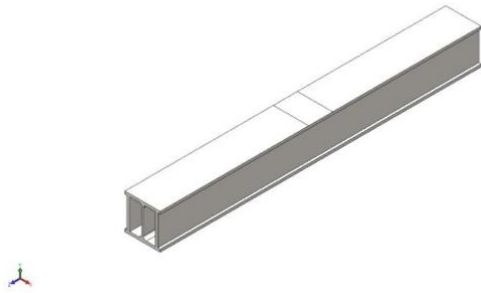


### Study Results





## Bilaga 5



## Eigenfrekvens

**Date:** maanantai 6. toukokuuta 2019

**Designer:** Solidworks

**Study name:** Frequency 1 HEB220 forsterkt

**Analysis type:** Frequency

### Table of Contents

Description .....	1
Assumptions .....	2
Model Information .....	2
Study Properties .....	3
Units.....	3
Material Properties.....	3
Loads and Fixtures .....	4
Connector Definitions.....	4
Contact Information.....	4
Mesh information .....	5
Sensor Details .....	6
Study Results.....	7
Conclusion .....	11



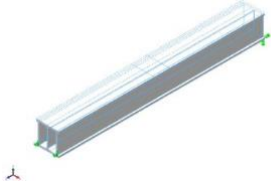
### Study Properties

Study name	Frequency 1 HEB220 forsterkt
Analysis type	Frequency
Mesh type	Solid Mesh
Number of frequencies	10
Solver type	FFEPlus
Soft Spring:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SOLIDWORKS Flow Simulation	Off
Result folder	SOLIDWORKS document (C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest)

### Units

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m <sup>2</sup>

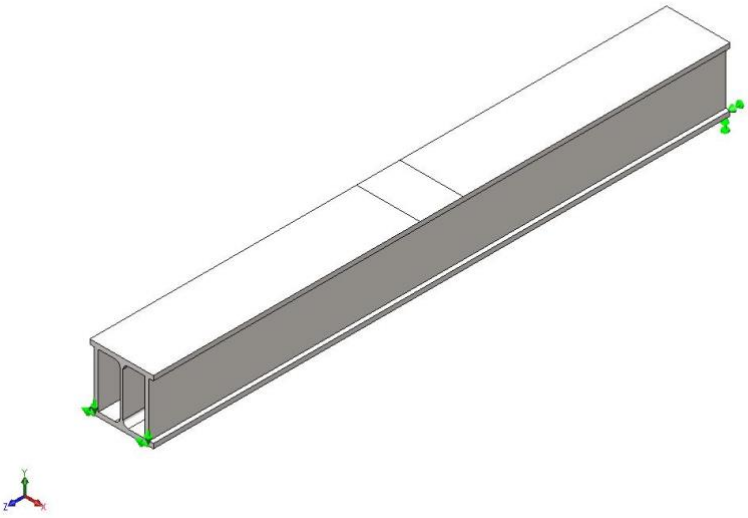
### Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<b>Name:</b> 1.0570 (S355J2G3) <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2.75e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 4.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Mass density:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Elastic modulus:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.28 <b>Thermal expansion coefficient:</b> 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1 (Split Line1)(balk 1)
Curve Data:N/A		




## Assumptions

### Model Information

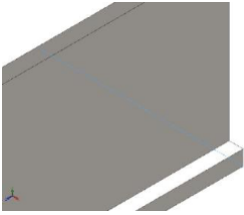
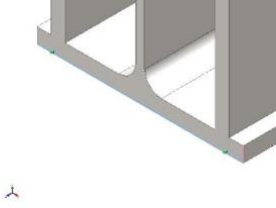
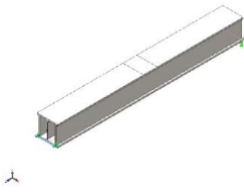


Model name: balk 1  
Current Configuration: HE 220 B S235JRG2

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line1 	Solid Body	Mass:230.008 kg Volume:0.0294882 m <sup>3</sup> Density:7800 kg/m <sup>3</sup> Weight:2254.08 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\Frekvenser kap. 4.4\balk 1.SLDPRT Mar 18 16:08:02 2019



## Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-1		<b>Entities:</b> 1 edge(s) <b>Type:</b> Fixed Geometry
Reference Geometry-1		<b>Entities:</b> 1 edge(s) <b>Reference:</b> Edge< 1 > <b>Type:</b> Use reference geometry <b>Translation:</b> ---, ---, 0 <b>Units:</b> mm
Reference Geometry-2		<b>Entities:</b> 1 edge(s) <b>Reference:</b> Edge< 1 > <b>Type:</b> Use reference geometry <b>Translation:</b> ---, ---, 0 <b>Units:</b> mm



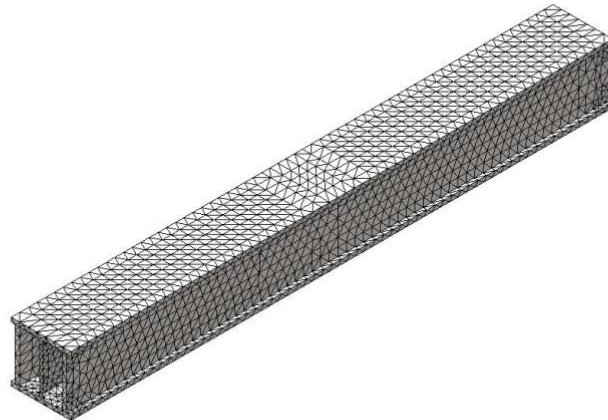
### Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	31.932 mm
Tolerance	1.5966 mm
Mesh Quality Plot	High

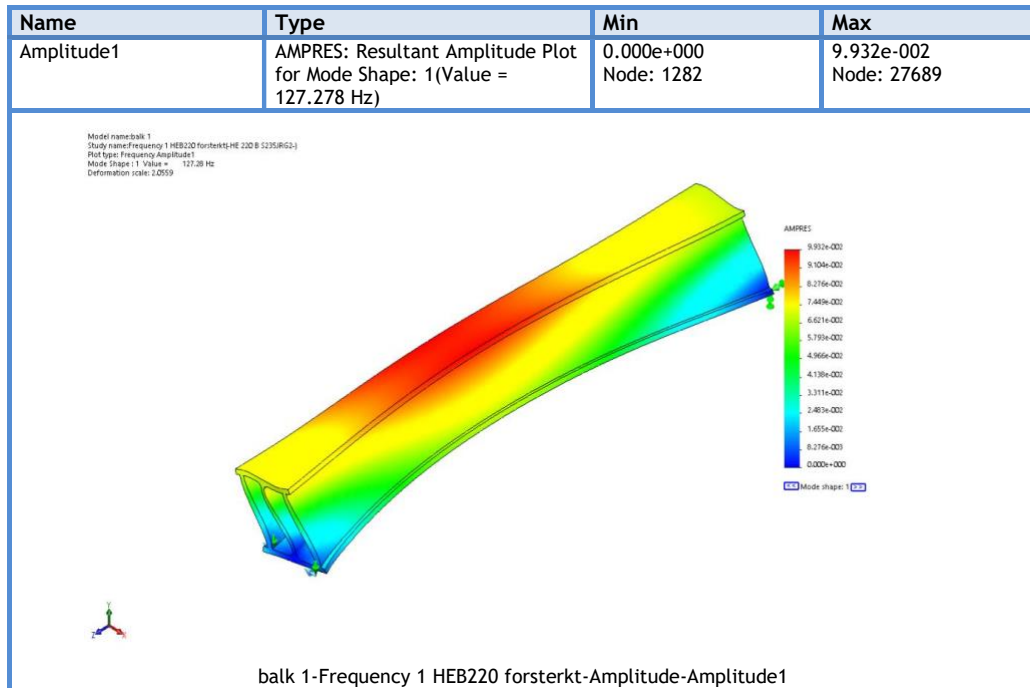
### Mesh information - Details

Total Nodes	27890
Total Elements	14081
Maximum Aspect Ratio	14.695
% of elements with Aspect Ratio < 3	79.6
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0426
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:06
Computer name:	HPZ240S

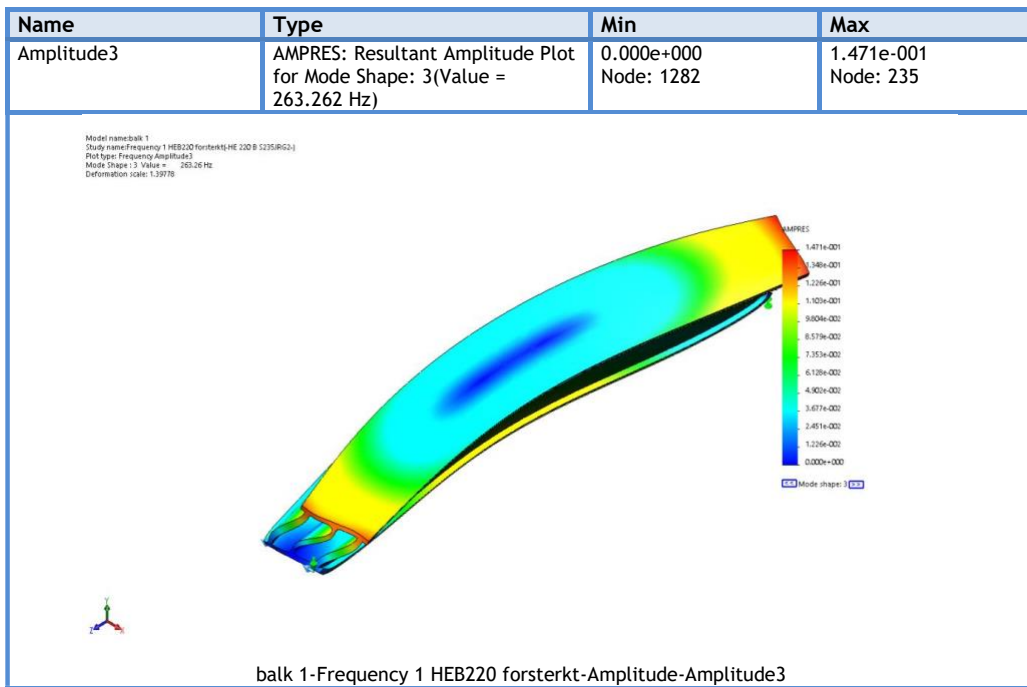
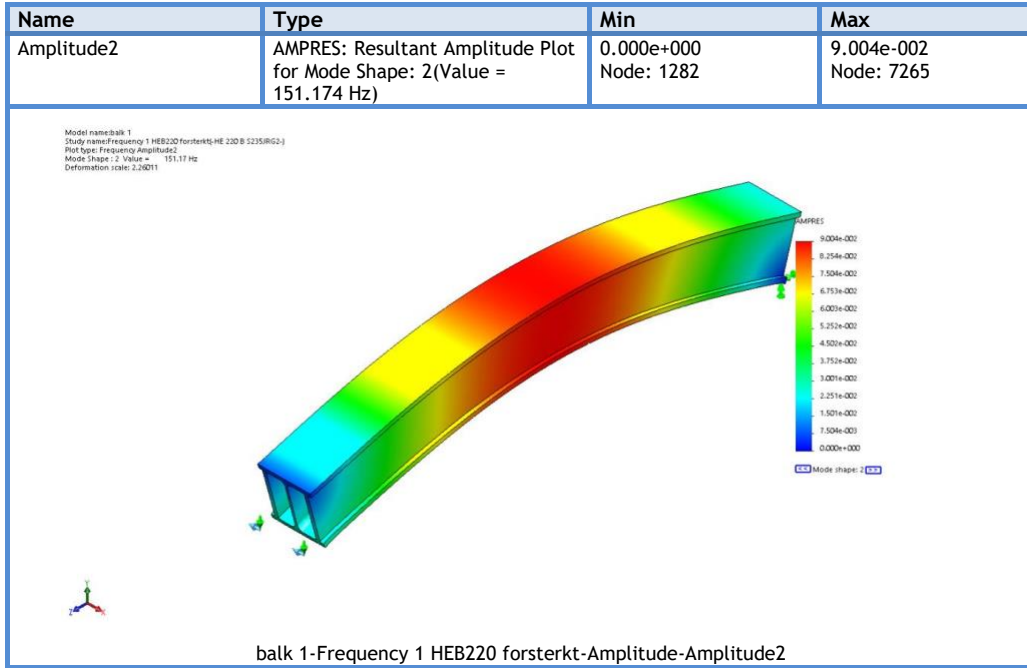
Model name:balk 1  
 Study name:Frequency 1 HEB220 forsterktj-HE 220 B 5235JRG2-1  
 Mesh type: Solid Mesh

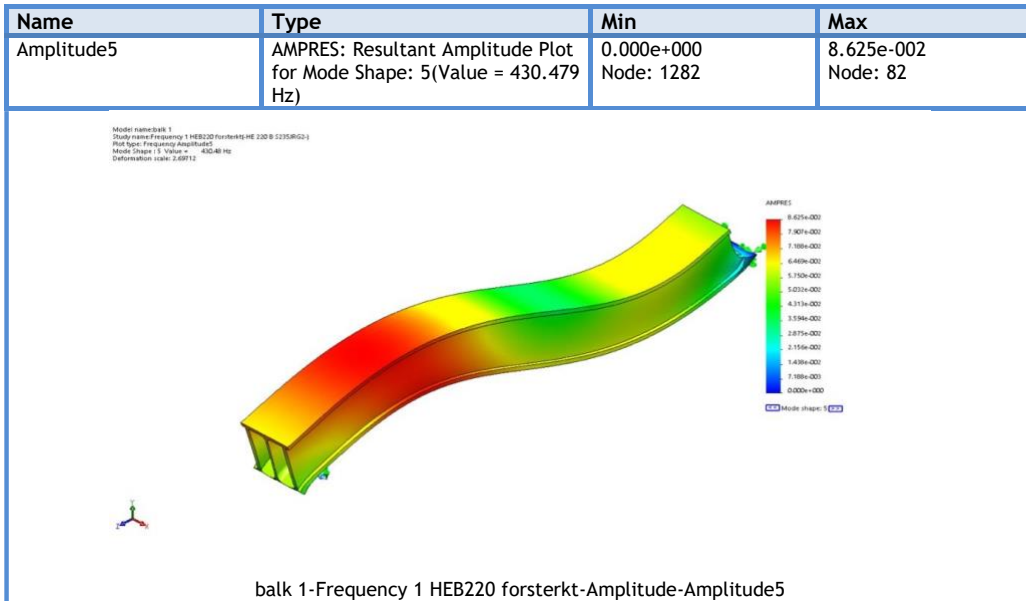
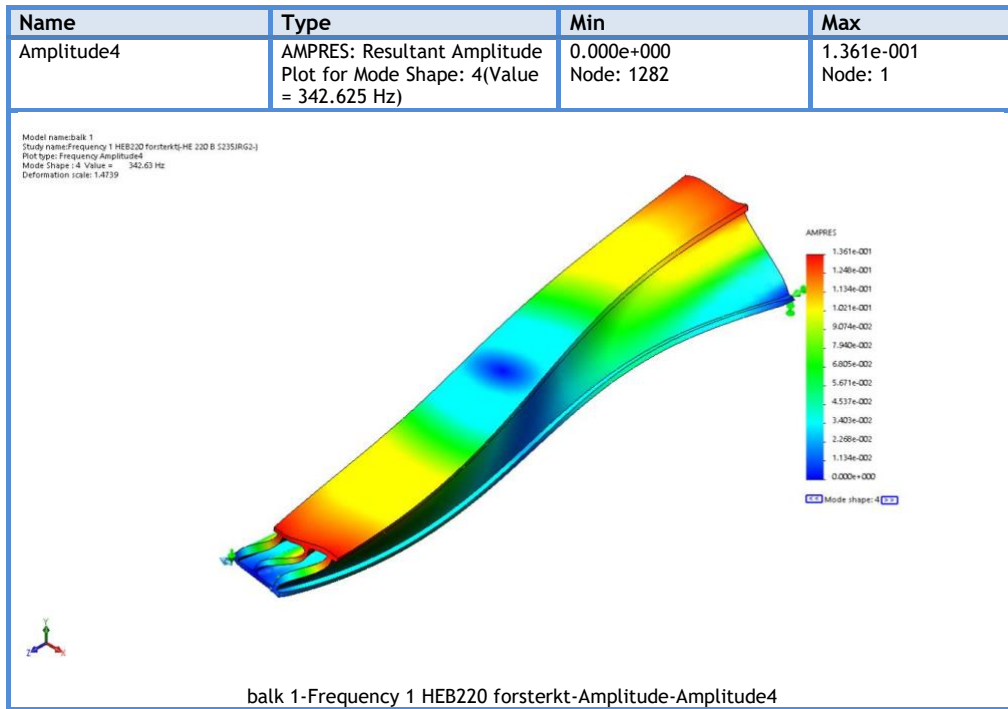


## Study Results









## Mode List

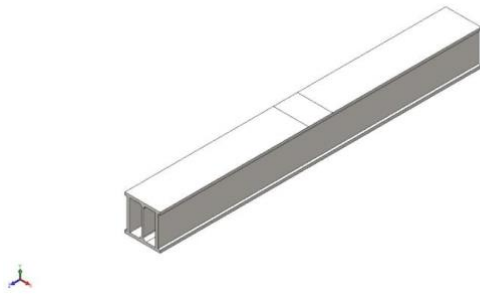
Frequency Number	Rad/sec	Hertz	Seconds
1	799.71	127.28	0.0078568
2	949.85	151.17	0.0066149
3	1654.1	263.26	0.0037985
4	2152.8	342.63	0.0029186
5	2704.8	430.48	0.002323
6	3880.7	617.63	0.0016191
7	4326.5	688.58	0.0014523
8	4420.9	703.6	0.0014213
9	4913.2	781.97	0.0012788
10	5359.9	853.05	0.0011723

## Mass Participation (Normalized)

Mode Number	Frequency(Hertz)	X direction	Y direction	Z direction
1	127.28	0.84434	5.6935e-008	3.1329e-008
2	151.17	6.6424e-008	0.76475	0.063574
3	263.26	0.015641	8.1177e-009	1.8466e-007
4	342.63	0.0030569	2.1977e-008	2.6932e-007
5	430.48	9.9207e-010	0.025127	0.60025
6	617.63	2.0153e-008	0.0037666	0.25708
7	688.58	0.0037777	2.1201e-008	2.6862e-007
8	703.6	0.043677	6.9451e-010	1.9053e-007
9	781.97	0.022952	3.3262e-009	1.3044e-008
10	853.05	4.0454e-005	1.3383e-008	1.5383e-008
		Sum X = 0.93348	Sum Y = 0.79364	Sum Z = 0.92091



## Bilaga 5



## Eigenfrekvens med vikt

**Date:** maanantai 6. toukokuuta 2019

**Designer:** Solidworks

**Study name:** Frequency 2

**Analysis type:** Frequency

### Table of Contents

Description .....	1
Assumptions .....	2
Model Information .....	2
Study Properties .....	3
Units.....	3
Material Properties.....	3
Loads and Fixtures .....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh information .....	6
Sensor Details .....	7
Study Results.....	8
Conclusion .....	12



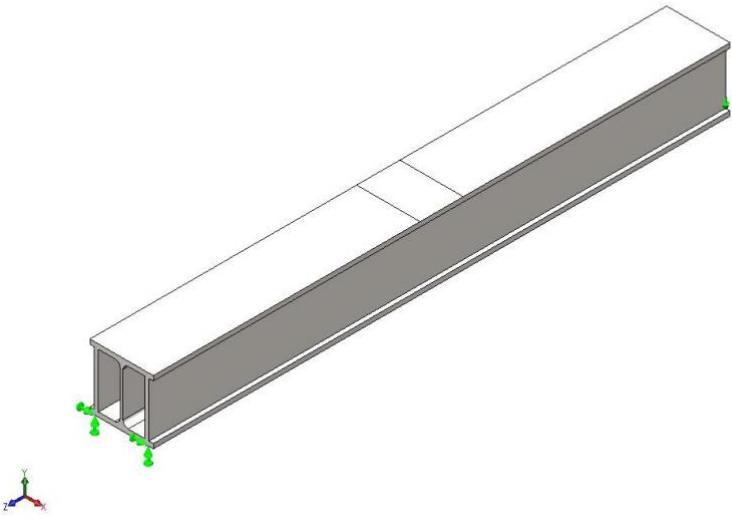
**SOLIDWORKS**

Analyzed with SOLIDWORKS Simulation


Simulation of balk 1 1

## Assumptions

### Model Information



Model name: balk 1  
Current Configuration: HE 220 B S235JRG2

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line1 	Solid Body	Mass:232.073 kg Volume:0.0294882 m <sup>3</sup> Density:7870 kg/m <sup>3</sup> Weight:2274.31 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\Frekvenser kap. 4.4\balk 1.SLDPRT Mar 18 16:08:02 2019




### Study Properties

Study name	Frequency 2
Analysis type	Frequency
Mesh type	Solid Mesh
Number of frequencies	5
Solver type	FFEPlus
Soft Spring:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SOLIDWORKS Flow Simulation	Off
Result folder	SOLIDWORKS document (C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\Frekvenser kap. 4.4)

### Units

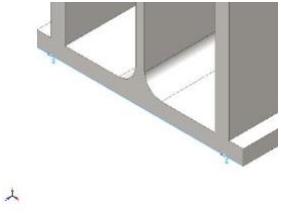
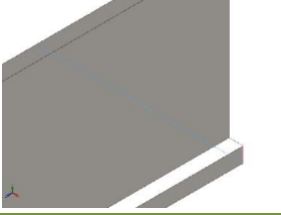
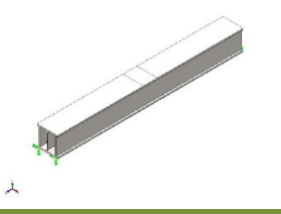
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m <sup>2</sup>

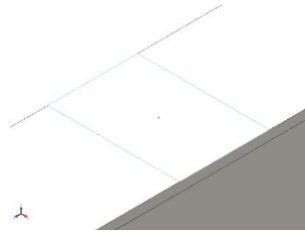
### Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<b>Name:</b> 1.0577 (S355J2) <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Max von Mises Stress <b>Yield strength:</b> 2.75e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 4.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Mass density:</b> 7870 kg/m <sup>3</sup> <b>Elastic modulus:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.28 <b>Thermal expansion coefficient:</b> 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Split Line1)(balk 1)
Curve Data:N/A		



## Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-1		<b>Entities:</b> 1 edge(s) <b>Type:</b> Fixed Geometry
Reference Geometry-1		<b>Entities:</b> 1 edge(s) <b>Reference:</b> Edge< 1 > <b>Type:</b> Use reference geometry <b>Translation:</b> ---, ---, 0 <b>Units:</b> mm
Reference Geometry-2		<b>Entities:</b> 1 edge(s) <b>Reference:</b> Edge< 1 > <b>Type:</b> Use reference geometry <b>Translation:</b> ---, ---, 0 <b>Units:</b> mm

Load name	Load Image	Load Details
Distributed Mass-1		<b>Entities:</b> 1 face(s) <b>Type:</b> Displacement (Direct transfer) <b>Coordinate System:</b> Global cartesian coordinates <b>Translation Values:</b> ---, ---, --- mm <b>Rotation Values:</b> ---, ---, --- deg <b>Reference coordinates:</b> 0 0 0 mm <b>Remote Mass:</b> 800 kg <b>Moment of Inertia:</b> 0,0,0,0,0,0 kg.m <sup>2</sup> <b>Components transferred:</b> NA



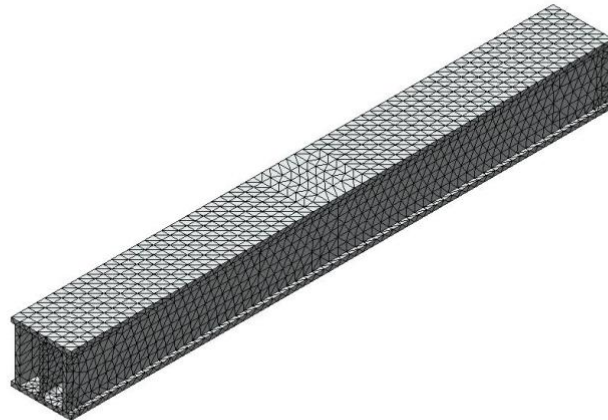
### Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	31.8142 mm
Tolerance	1.59071 mm
Mesh Quality Plot	High

### Mesh information - Details

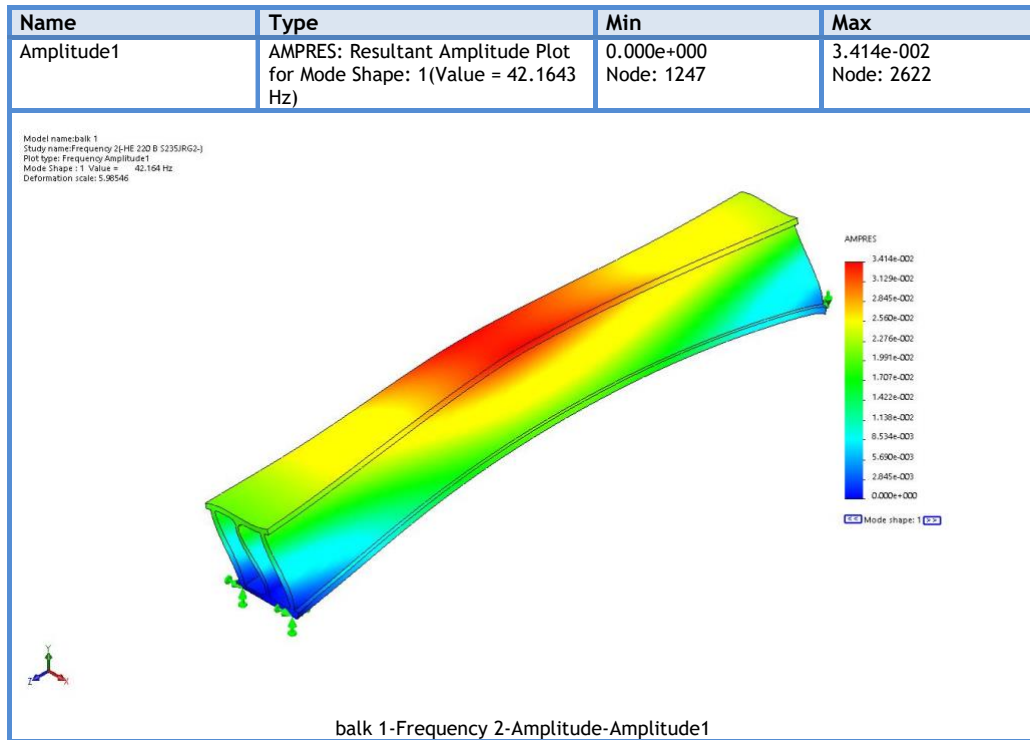
Total Nodes	28237
Total Elements	14268
Maximum Aspect Ratio	17.936
% of elements with Aspect Ratio < 3	80.7
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.014
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:05
Computer name:	HPZ240S

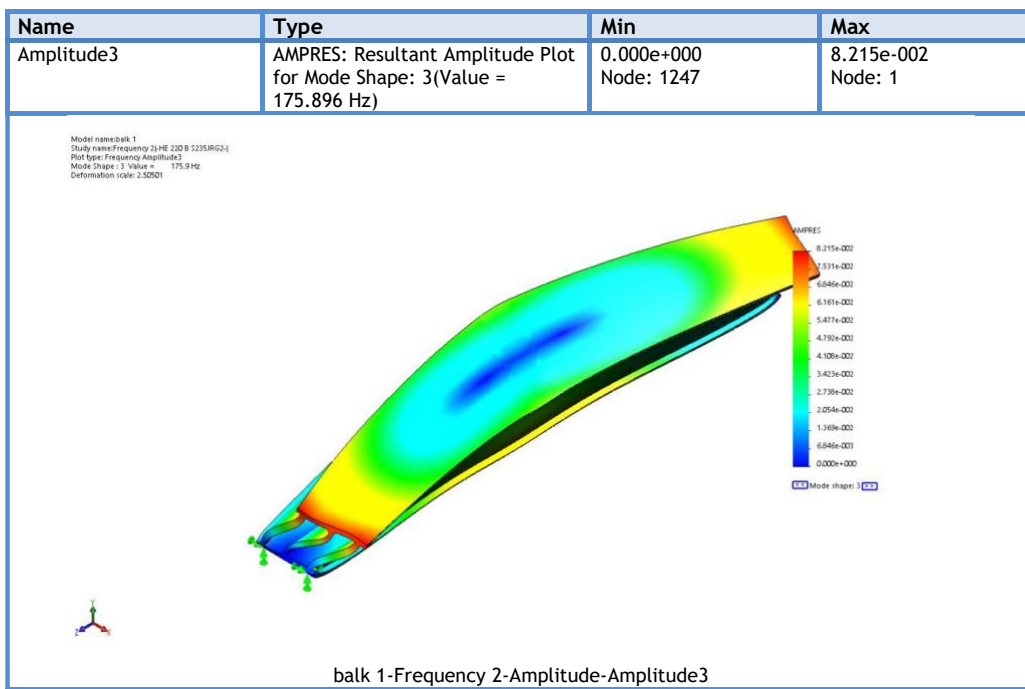
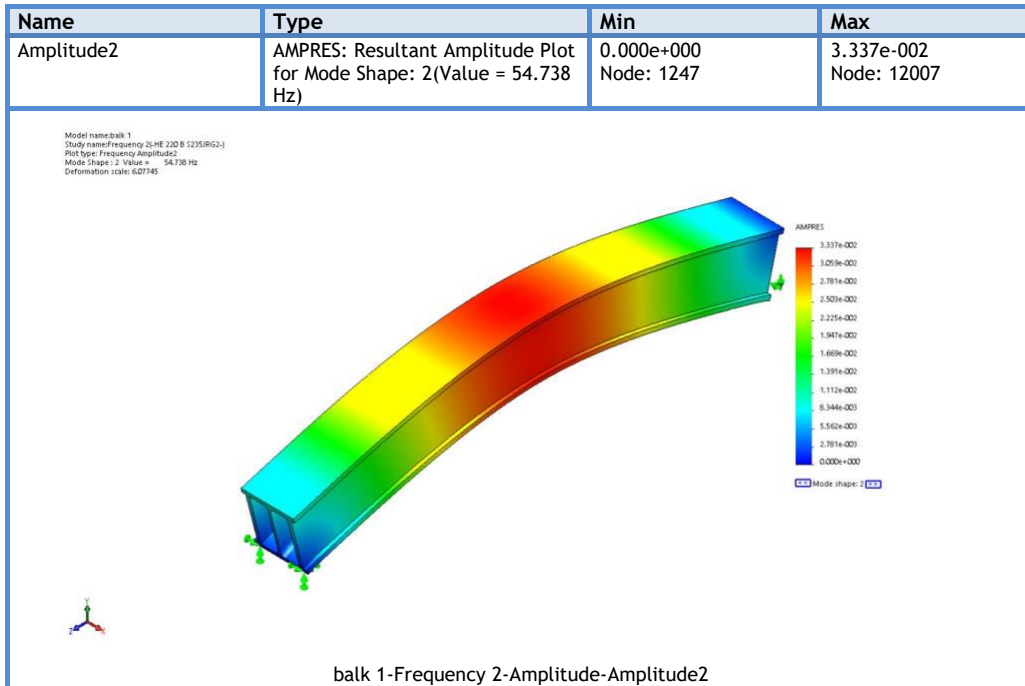
Model name:balk 1  
 Study name:Frequency 2LHE 220 B 5235(RIG2-)  
 Mesh type: Solid Mesh

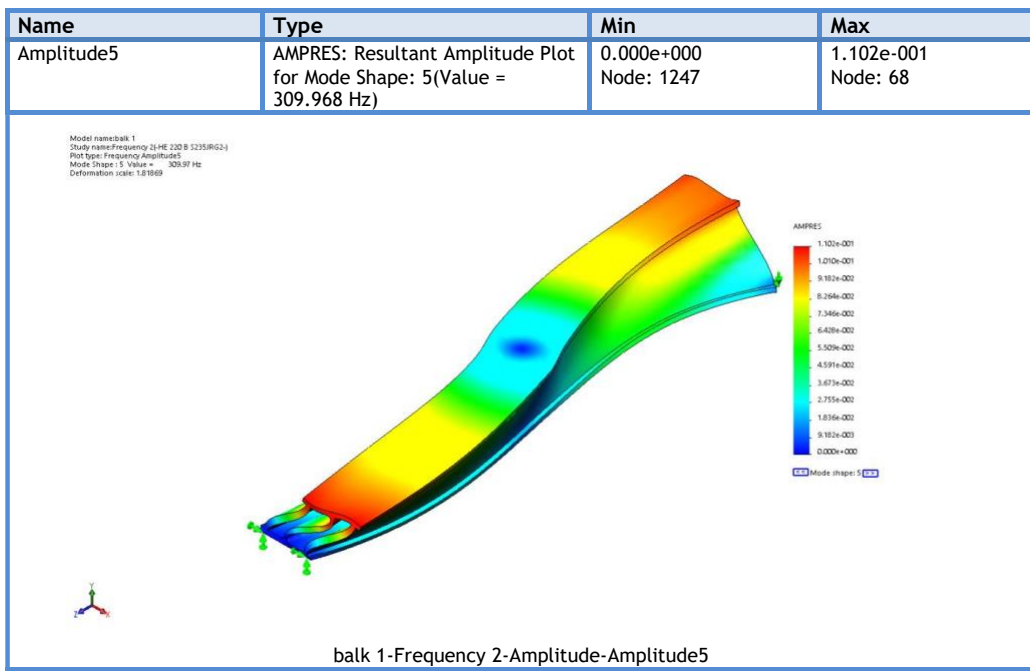
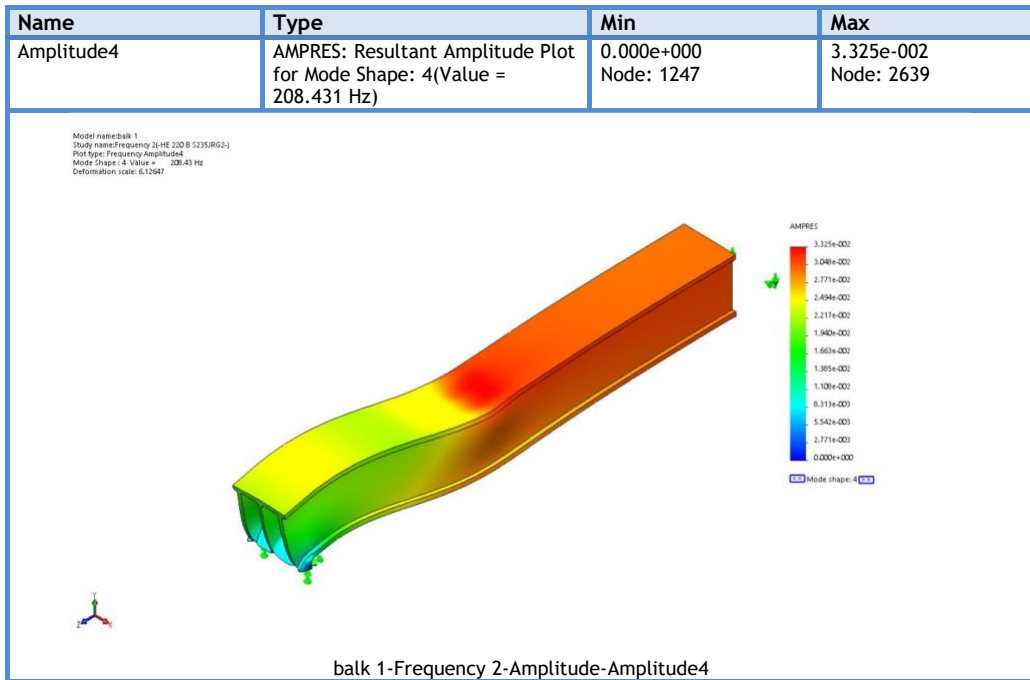




## Study Results







**Mode List**

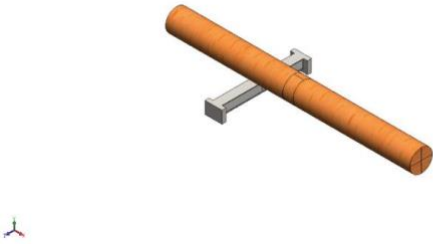
Frequency Number	Rad/sec	Hertz	Seconds
1	264.93	42.164	0.023717
2	343.93	54.738	0.018269
3	1105.2	175.9	0.0056852
4	1309.6	208.43	0.0047978
5	1947.6	309.97	0.0032261

**Mass Participation (Normalized)**

Mode Number	Frequency(Hertz)	X direction	Y direction	Z direction
1	42.164	0.934	4.2032e-008	8.8701e-008
2	54.738	5.8849e-008	0.91801	0.031733
3	175.9	0.012731	2.9638e-007	1.0005e-005
4	208.43	3.5789e-007	0.024209	0.94499
5	309.97	1.2406e-008	5.432e-008	8.29e-007
		Sum X = 0.94673	Sum Y = 0.94222	Sum Z = 0.97674



## Bilaga 6



## Simulering med liggande stock

**Date:** maanantai 6. toukokuuta 2019  
**Designer:** Solidworks  
**Study name:** Drop Test 1  
**Analysis type:** Drop Test

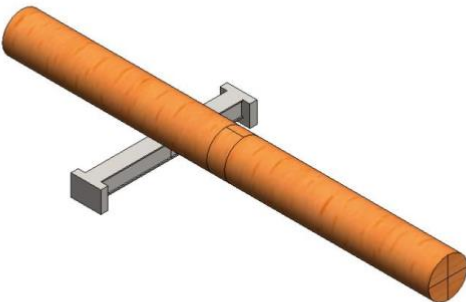
### Table of Contents

Description .....	1
Assumptions .....	2
Model Information .....	2
Study Properties .....	3
Units .....	3
Material Properties .....	4
Contact Information .....	4
Mesh information .....	5
Study Results .....	7
Conclusion .....	12





## Assumptions

## Model Information



Model name: Assem3 forsterkt staende stock  
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
 Split Line2	Solid Body	Mass: 798.279 kg Volume: 1.4255 m <sup>3</sup> Density: 560 kg/m <sup>3</sup> Weight: 7823.13 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\559224.sldprt Mar 25 17:21:44 2019
 Split Line2	Solid Body	Mass: 441.163 kg Volume: 0.0560562 m <sup>3</sup> Density: 7870 kg/m <sup>3</sup> Weight: 4323.39 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\st�ende stock h�gh�alfast st�albalk.SLDPRT Mar 19 11:49:21 2019



### Study Properties

Study name	Drop Test 1
Analysis type	Drop Test
Mesh type	Solid Mesh
Large displacement	On
Result folder	SOLIDWORKS document (C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest)

### Setup Information

Type	Drop height
Drop Height from Centroid	3000 mm
Gravity	9.81 m/s <sup>2</sup>
Gravity Reference	Top Plane
Friction Coefficient	0
Target Stiffness	Rigid target
Critical Damping Ratio	0

### Result Options



Solution Time After Impact	6000 microsec
Save Results Starting From	0 microsec
No. of Plots	25
No. of Graph Steps Per Plot	20
Number of vertex	0

### Units

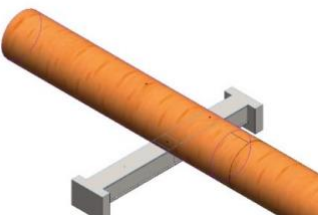
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m <sup>2</sup>



### Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<b>Name:</b> Kuusi <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2e+007 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 1.61e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.29 <b>Mass density:</b> 560 kg/m <sup>3</sup> <b>Shear modulus:</b> 1.06e+009 N/m <sup>2</sup>	SolidBody 2(Split Line2)(559224-1)
Curve Data:N/A		
	<b>Name:</b> 1.0570 (S355J2G3) <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2.75e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 4.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.28 <b>Mass density:</b> 7870 kg/m <sup>3</sup> <b>Shear modulus:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Thermal expansion coefficient:</b> 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 2(Split Line2)(balk-1)
Curve Data:N/A		

### Contact Information

Contact	Contact Image	Contact Properties		
Contact Set-3		<b>Type:</b> No Penetration contact pair <b>Entites:</b> 4 face(s) <b>Advanced:</b> Node to surface		
<b>Contact/Friction force</b>				
Components	X	Y	Z	Resultant
Contact Force(N)	-177.91	43029	84.079	43030



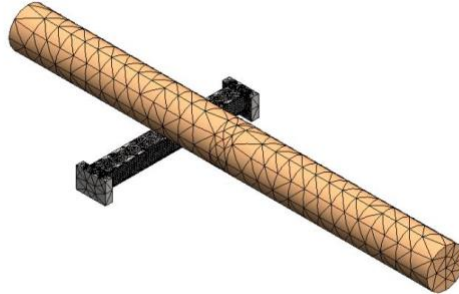
### Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	227.998 mm
Tolerance	5.69994 mm
Mesh Quality Plot	High
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off

### Mesh information - Details

Total Nodes	30396
Total Elements	33501
Maximum Aspect Ratio	110.56
% of elements with Aspect Ratio < 3	64.1
% of elements with Aspect Ratio > 10	8.54
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:16
Computer name:	HPZ240S

Model name: Assem3 forsterkt staende stock  
 Study name: Drive Test 1 (Default)  
 Mesh type: Solid Mesh

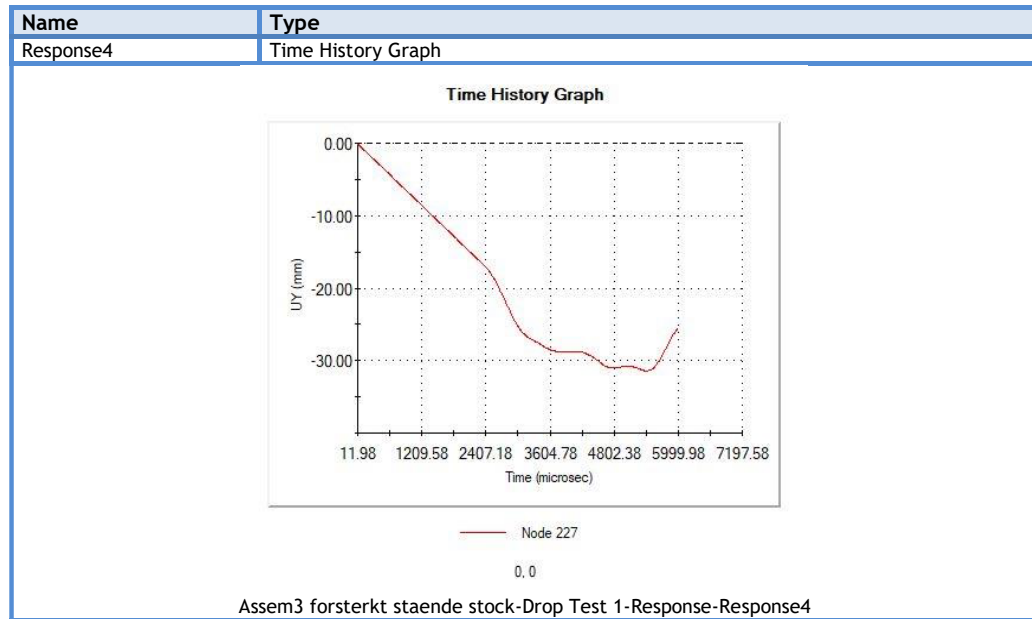
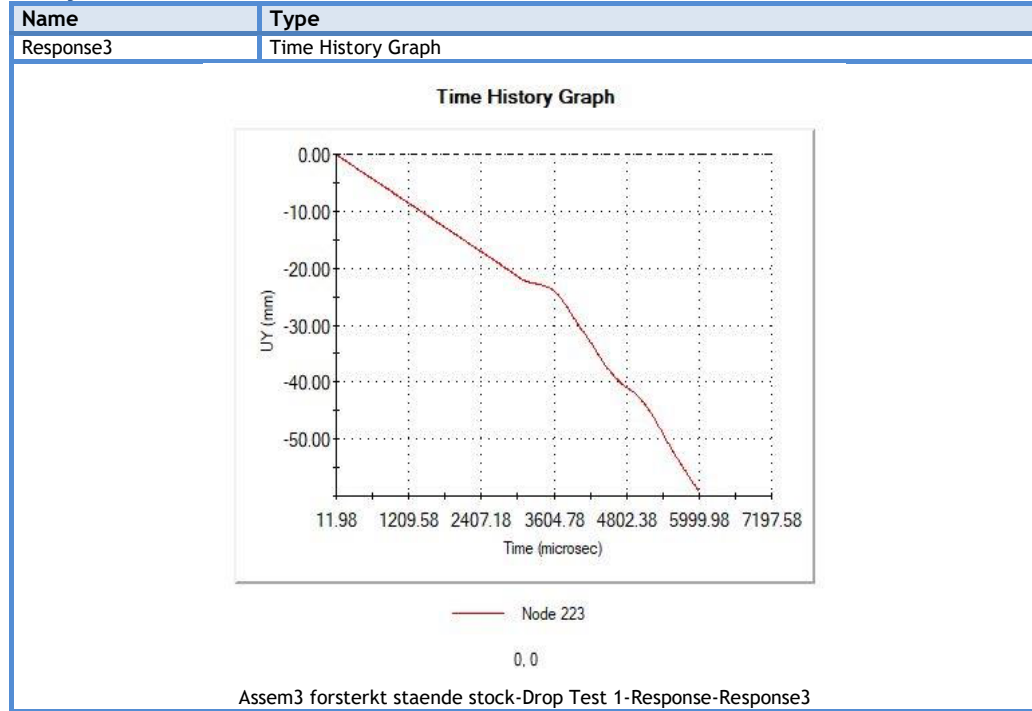


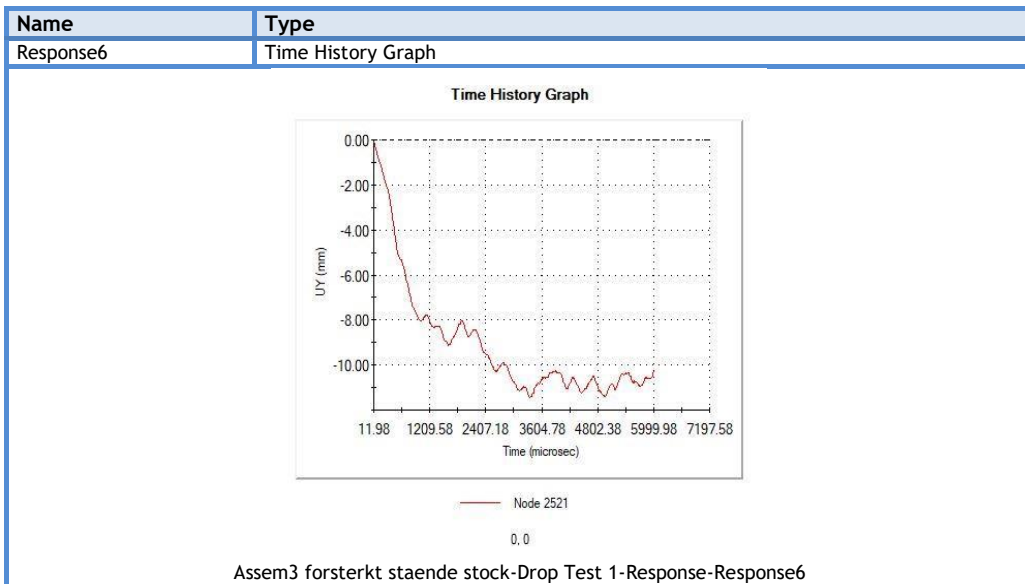
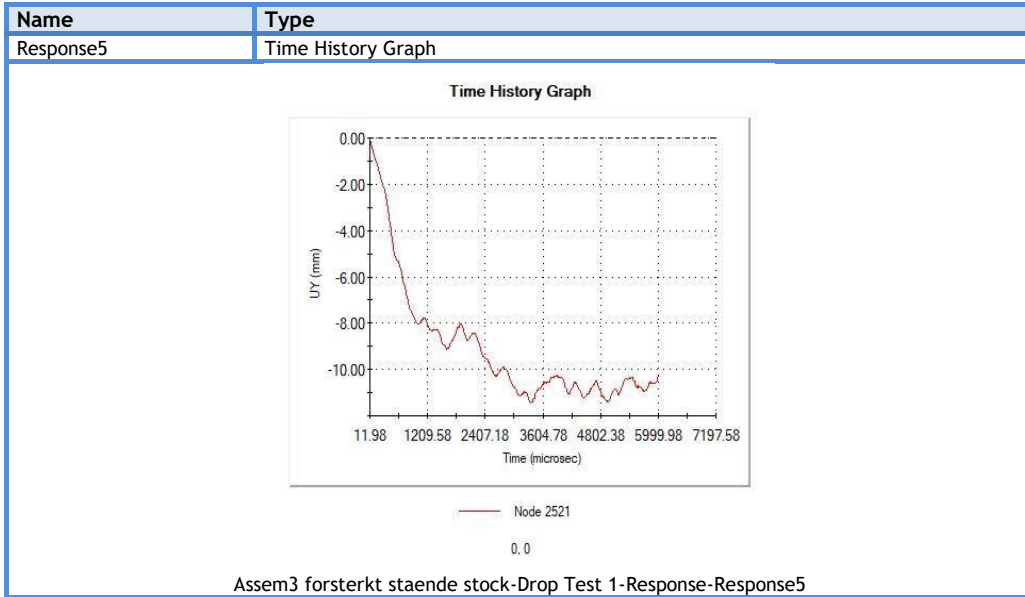
**Mesh Control Information:**

Mesh Control Name	Mesh Control Image	Mesh Control Details
Control-3		Entities: 7 face(s) Units: mm Size: 28.4997 Ratio: 1.5

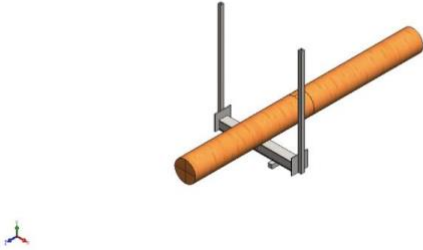


Study Results





## Bilaga 7



## Förbättrad balkmodell utgående från teorin

**Date:** maanantai 6. toukokuuta 2019  
**Designer:** Solidworks  
**Study name:** Drop Test 1  
**Analysis type:** Drop Test

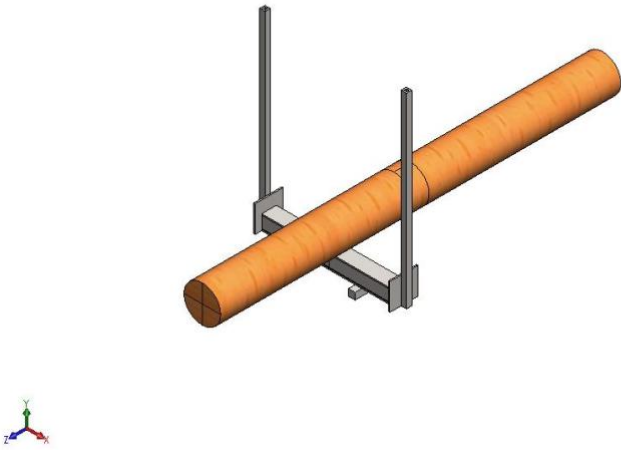
### Table of Contents

Description .....	1
Assumptions .....	2
Model Information .....	2
Study Properties .....	3
Units .....	4
Material Properties .....	4
Contact Information .....	5
Mesh information .....	6
Study Results .....	8
Conclusion .....	13




## Assumptions


## Model Information



Model name: Assem1  
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Split Line2 	Solid Body	Mass: 798.279 kg Volume: 1.4255 m <sup>3</sup> Density: 560 kg/m <sup>3</sup> Weight: 7823.13 N	C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\559224.sldprt Mar 25 17:21:44 2019



<p>Split Line1</p> 	Solid Body	<p>Mass:549.12 kg Volume:0.0704 m<sup>3</sup> Density:7800 kg/m<sup>3</sup> Weight:5381.38 N</p>	<p>C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\1m mellan stod\balk 1m.SLDPRT Mar 25 17:29:53 2019</p>
--	------------	--	---

### Study Properties

Study name	Drop Test 1
Analysis type	Drop Test
Mesh type	Solid Mesh
Large displacement	On
Result folder	SOLIDWORKS document (C:\Users\mla\Desktop\examensarbete\droptest\1m mellan stod)

### Setup Information

Type	Drop height
Drop Height from Centroid	3 m
Gravity	9.81 m/s <sup>2</sup>
Gravity Reference	Top Plane
Friction Coefficient	0
Target Stiffness	Rigid target
Critical Damping Ratio	0

### Result Options



Solution Time After Impact	5000 microsec
Save Results Starting From	0 microsec
No. of Plots	25
No. of Graph Steps Per Plot	20
Number of vertex	0



## Units

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m <sup>2</sup>

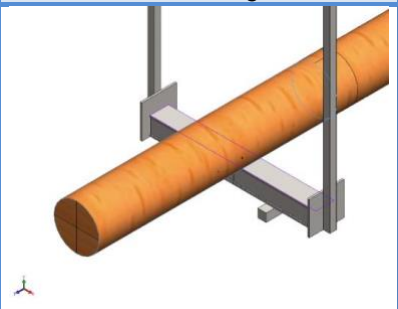
## Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	<b>Name:</b> Kuusi <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2e+007 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 1.61e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.29 <b>Mass density:</b> 560 kg/m <sup>3</sup> <b>Shear modulus:</b> 1.06e+009 N/m <sup>2</sup>	SolidBody 1(Split Line2)(559224-1)
Curve Data:N/A		
	<b>Name:</b> 1.0570 (S355J2G3) <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Unknown <b>Yield strength:</b> 2.75e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 4.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Elastic modulus:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Poisson's ratio:</b> 0.28 <b>Mass density:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Shear modulus:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup> <b>Thermal expansion coefficient:</b> 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 2(Split Line1)(balk 1m-1)
Curve Data:N/A		





**Contact Information**

Contact	Contact Image	Contact Properties		
Contact Set-1		<p><b>Type:</b> No Penetration contact pair</p> <p><b>Entites:</b> 2 face(s)</p> <p><b>Advanced:</b> Node to surface</p>		
<b>Contact/Friction force</b>				
<b>Components</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultant</b>
Contact Force(N)	0	5.8208E-011	0	5.8208E-011



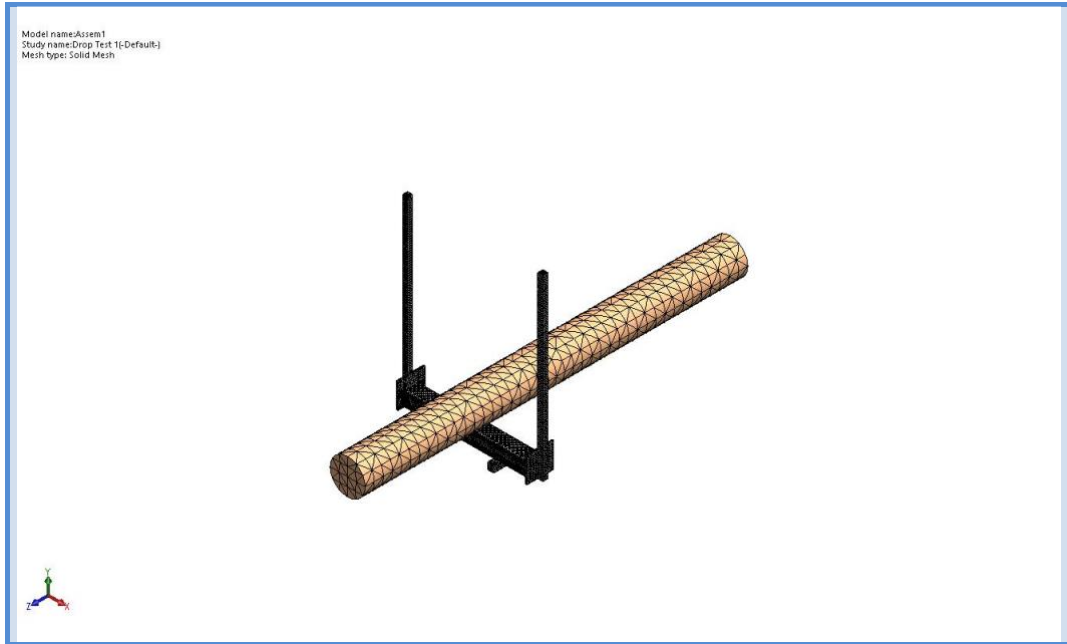
### Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	150.773 mm
Tolerance	5.68955 mm
Mesh Quality Plot	High
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off

### Mesh information - Details

Total Nodes	72662
Total Elements	82918
Maximum Aspect Ratio	18.198
% of elements with Aspect Ratio < 3	78.8
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.749
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:08
Computer name:	HPZ240S





**Mesh Control Information:**

Mesh Control Name	Mesh Control Image	Mesh Control Details
Control-1	<p>A smaller version of the 3D mesh model shown in the image above, including the same text and coordinate system icon.</p>	<p><b>Entities:</b> 1 component(s)  <b>Units:</b> mm  <b>Size:</b> 32.7149  <b>Ratio:</b> 1.5</p>

### Study Results

