

Hjulopphengs rig for virtuell og fysisk dynamisk testing

Fredrik Larsen

Master i produktutvikling og produksjon

Innlevert: mars 2016

Hovedveileder: Terje Rølvåg, IPM

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for produktutvikling og materialer

THE NORWEGIAN UNIVERSITY
OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
DEPARTMENT OF ENGINEERING DESIGN
AND MATERIALS

**MASTER THESIS AUTUMN 2015
FOR
STUD. TECHN. FREDRIK LARSEN**

SUSPENSION RIG FOR VIRTUAL AND PHYSICAL DYNAMICS TESTING

Hjuloppheings rig for virtuell og fysisk dynamisk testing

IPM professors are teaching various courses in static and dynamic analysis of mechanical systems. Different methods and cases are used and it's hard for the students to know when and where the different methods and tools are applicable. Analytical calculations are sometimes applicable while simulation tools are required for more complex analysis.

The intention with the physical test rig is to establish a common benchmark model and link between the different methods and tools used in various courses. Then the students can compare calculations with physical test results and evaluate the difference in accuracy and speed.

This master thesis will prepare the test rig for use in several IPM courses. The learning objective is to give the students a better understanding of structural dynamics and motivate them for further studies in this challenging area.

Tasks to be completed:

1. Evaluate the correlation and if required modify the CAD, FEM and physical rig. Document the final mechanical properties of the suspension rig.
2. Identify structural and mechanism key performance indicators (KPIs) to be tested
3. Instrument the virtual and physical test rig with sensors to capture the KPIs
4. Perform physical tests and document the performance (KPIs)
5. Perform analytical calculations, virtual tests and compare with physical test KPIs

If time permits:

6. Suggest test rig exercises for TMM4112 (Maskindeler), TMM4135 (Elementmetoden grunnkurs) and TMM4155 (PUMA8).

Formal requirements:

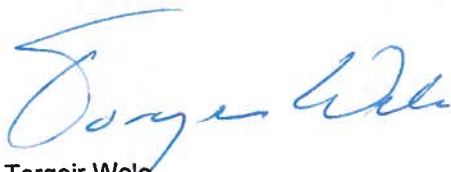
Three weeks after start of the thesis work, an A3 sheet illustrating the work is to be handed in. A template for this presentation is available on the IPM's web site under the menu "Masteroppgave" (<http://www.ntnu.no/ipm/masteroppgave>). This sheet should be updated one week before the master's thesis is submitted.

Risk assessment of experimental activities shall always be performed. Experimental work defined in the problem description shall be planned and risk assessed up-front and within 3 weeks after receiving the problem text. Any specific experimental activities which are not properly covered by the general risk assessment shall be particularly assessed before performing the experimental work. Risk assessments should be signed by the supervisor and copies shall be included in the appendix of the thesis.

The thesis should include the signed problem text, and be written as a research report with summary both in English and Norwegian, conclusion, literature references, table of contents, etc. During preparation of the text, the candidate should make efforts to create a well arranged and well written report. To ease the evaluation of the thesis, it is important to cross-reference text, tables and figures. For evaluation of the work a thorough discussion of results is appreciated.

The thesis shall be submitted electronically via DAIM, NTNU's system for Digital Archiving and Submission of Master's theses.

The contact persons at IPM are Bjørn Haugen and Torgeir Welo.



Torgeir Welo
Head of Division



Tørje Rølvåg
Professor/Supervisor

Sammendrag

Som følge av at faget *TMM4155 - Produktutvikling og materialer* skulle bli oppdatert, hadde ansvarlig for kurset, Terje Rølvåg ønske om å lage nytt undervisningsopplegg. Dette skulle inneholde mer praktiske oppgaver, og et av emnene skulle omhandle hjuloppheng.

Ved instituttet var det allerede utviklet og produsert en testtrigg av et 1/4 hjuloppheng, men denne var ikke i fungerende stand. Rølvåg ønsket å benytte denne i det nevnte faget, dermed måtte denne riggen bli satt i stand og det er dette denne oppgaven omhandler.

Grunnen til at riggen sto lagret var fordi en av bæreamene hadde røket, men ved utbedring av denne kommer det frem ytterligere feil og mangler. Dette gjør det utfordrende å få satt i gang riggen slik den var ment. Problemet lå i at motoren tilsynelatende var for svak til å drive systemet, men etter forsøk med flere motorer var problemet fortsatt tilstede. Det viser seg dog at problemet skulle ligge ved strømforsyningen, da den ikke kunne levere den strømmen motoren trengte.

Etter å ha løst utfordringene og fått i gang riggen, var neste steg å skape en korresponderende FEM-modell. For å oppnå dette, velger vi ut noen verdier som sier noe om hvordan riggen reagerer. Vi instrumenterer så riggen slik at vi kan måle disse. Disse verdiene kunne vi så sammenligne med simuleringen FEM-modellen.

Disse sammenlikningene har bydd på problemer. Det kommer av at det er knyttet usikkerhet til verdiene til demperen og fjæren. Vi ville dermed benytte simuleringer til å etablere verdiene vi manglet. Men vi har ikke klart og oppnå en korrelasjon mellom testtrigg og simuleringer god nok til å trekke konklusjoner av.

I midlertid fikk vi etablere en analytisk modell av systemet som et system med en frihetsgrads. Resultatene her ifra var positive, da de stemte godt overens med målingen vi gjorde på riggen.

Abstract

To accommodate an update of the educational program in the subject *TMM4155- Engineering Design and Materials Technology*, the professor, Terje Rølvåg wanted to make an exercise about the subject of springs and dampers. The department had already developed and produced a test rig of a 1/4 suspension, but this was not in a working state. Rølvåg wanted to use this in the exercise, and thus having this rig put in order is what this text is about.

The reason that the rig was in storage was because one of the control arms had broken, but during the repair of this further faults emerged. This makes it challenging to get the rig to run as intended. Initially it seemed obvious that the problem was in that the engine did not produce sufficient torque, but after several trial and errors with other engines, the problem was still present. It turns out that the issue was the power supply, in that it could not deliver the power the engine needed.

Having solved the challenges and successfully get the rig to run, the next step was to create a corresponding FEM model. To achieve this, we select some values, specific elements on the rig produced at a given speed. Then we added sensors to the rig to measure these. With these measurements we could compare the test rig with the simulation from the FEM model.

These comparisons have posed some problems. This is because there is uncertainty as to the values of the damper and spring. Thus we wanted to use simulations to establish these values. But we have failed to obtain a correlation between the test rig and simulations good enough to draw conclusions.

In temporarily we did establish an analytical model of the system as a system with one degree of freedom. The results of this was positive, as they coincided nicely with the measurement we made on the rig.

Forord

Jeg valgte denne oppgaven da jeg vurderte den til å dekke flere interessante felter, og det ville være en blanding av teori og praksis. I tillegg ville jeg få anledning til å få en innføring i et nytt analyseprogram, samt benytte teori fra tidligere kurs.

På grunn av uforutsette hendelser, viste det seg å være mer omfattende å sette i stand testriggen enn først antatt. Jeg fikk til slutt satt sammen riggen og testet den til den produserte konsekvente resultater. Men dette har gått på bekostning av dybden til den analytiske delen. Jeg er veldig fornøyd med valget av oppgave, da det har lært meg mye om hjuloppheng og jeg har fått nyttige erfaringer fra verksted, instrumentering og FEM-simuleringer.

Jeg ønsker å takke ansatte i verkstedet som har delt erfaring og kommet med nyttige innspill til hvordan jeg kan løse problemene på best mulig måte. Jeg ønsker også å takke Halvard Støver som har hjulpet til med instrumentering. Og til sist veilederen min, Terje Rølvåg som har vært til stor hjelp på delen som omhandler simuleringer, og ellers pekt meg i riktig retning.

Trondheim, 19. mars 2016

Fredrik Larsen

Innhold

Figurer	xi
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn for oppgave	1
1.2 Oppgave	1
1.2.1 Milepæler	2
1.3 Programvare	3
2 Bakgrunn	5
2.1 Riggens utforming	6
2.1.1 Bærearmer	6
2.1.2 Fjær og demper	7
2.1.3 Hjul, aksling og hjulspindel	7
2.1.4 Eksenter	7
2.1.5 Utveksling, motor og motorkontroller	9
2.2 Simuleringer	9
2.2.1 Kontrollsystem	11
2.3 Resultater av initielle simuleringer	12
2.4 Brudd i nedre bærearmer	13
3 Teori	15
3.1 Statikk og dynamikk	15
3.1.1 Energi	15
3.1.2 Roterende legemer	16
3.1.3 Fjær og demper	17
3.2 Svingninger	17
3.3 Materialeegenskaper	19
3.3.1 Spenning og tøyning	19
3.4 Strekkklapper	19
4 Utbedre eksisterende rigg	21
4.1 Vurdering av eksentrisitet	21
4.2 Evaluering av nedre bærearmer	23
4.3 Riggens tilstand etter utbedring	25
4.4 Etablere indikatorer til vurdering av modell	25
4.5 Instrumentering av testrigg	26
4.6 Logge avlesninger	27
4.7 Resultater (avlesninger)	27

5	Analyse og diskusjon	29
5.1	Etablere fjær-og dempningsegenskaper	29
5.2	Etablere systemet som en analytisk model	30
5.3	Vertikal eksitasjon	30
5.4	Etablere et system med en frihetsgrad	31
5.5	Kontrollstykker	32
5.5.1	Utregning	33
5.6	Diskusjon	33
6	Konklusjon	35
	Bibliografi	37
A	Rigg- og delbeskrivelse	39
A.1	Delene	39
A.1.1	Motor/Kontroller	40
A.1.2	Gir 2)	41
A.1.3	Eksenter 3)	41
A.1.4	Hjul 4)	41
A.1.5	Ledd 5)	41
A.1.6	Øvre Bærearm 6)	42
A.1.7	Nedre Bærearm 7)	42
A.1.8	Fjær/demper 8)	42
A.1.9	Bilmasse 9)	42
A.1.10	Støttestruktur 10)	42
B	Data fra simuleringer	43
C	Eksentrisiteter	47
C.1	30 mm	47
C.2	20 mm	48
C.3	10 mm	49
C.4	5 mm	50
D	Alternative design - Nedre bærearm	53
E	Målinger på testrigg	61
F	Fjærstivhet	63
G	Utregninger	71
H	Oppgaver og instruksjon til oppstart av rigg	75

Figurer

2.1	MacParson oppsett (venstre) og dobbel a-arm (høyre).	5
2.2	Den initielle riggen	6
2.3	Nedre bærearm til venstre og øvre bærearm til høyre	7
2.4	Venstre: Ekseteren Høyere: Illustrasjon av forskjellen vi kan måle mellom topp- og bunnpunkt som følge av translasjonen forårsaket av eksenteren	8
2.5	Illustrasjon av hvordan vi kan se på energioverføringen	8
2.6	Sammenkoblingene i FEDEM	10
2.7	Det er fjærene som sørger for eksitasjonen i FEDEM	11
2.8	Kontrollsystemet	12
2.9	Motorhastighet	13
2.10	Utslag av hjulet og bilmassen	13
2.11	Bruddet i den nedre bærearmen (undersiden av armen)	14
3.1	System med fjær, demper og masse	18
4.1	Spenningsfordelingen i det tidspunktet maks oppsto	22
4.2	Viser øvre og nedre grense av amplituden som viser effekt	23
4.3	Opplagring under analysene i NX. Rotasjon: fri. Translasjon: fast	24
4.4	Friksjon i dekket, samt svingningene medfører at det oppstår krefter i horisontal retning	26
4.5	Sensorer på testriggen	27
4.6	Respons på bilmassen fra FEM-modell, $f = [1,10]$	28
4.7	Respons på bilmassen fra testrigg, $f = [1,10]$	28
5.1	<i>Stivhet: 10000, Damping: 1700, Forforsyving: 0</i>	30
5.2	Systemet med vinkler i likevektsposisjon	31
5.3	Caption	32
5.4	Caption	32
A.1	Overblikk av deler	39
A.2	Datakort - Kontrolleren	40
B.1	Motorhastighet	43
B.2	Posisjon til hjulet (startposisjon = 0 m)	44
B.3	Translatorisk hastighet (loddrett retning)	44
B.4	Akselerasjon (loddrett retning)	44
B.5	Posisjon til bilmassen (startposisjon = 0 m)	45
B.6	Translatorisk hastighet (loddrett retning)	45
B.7	Akselerasjon (loddrett retning)	45

B.8	Den totale kraften fra demperen som virker inn på bærearmen	46
B.9	Den dekomponerte kraften i x-retning	46
B.10	Den dekomponerte kraften i y-retning	46
C.1	Hastighet	47
C.2	Translasjon ved 30 mm eksentrisitet	47
C.3	Spenning	48
C.4	Spenning (strekkklapp)	48
C.5	effekt	48
C.6	20 translasjon	48
C.7	20 stress	49
C.8	20 rosette	49
C.9	20 effekt	49
C.10	Translasjon	49
C.11	Spenning	50
C.12	Spenning(strekkklapp)	50
C.13	Effekt	50
C.14	5cvertikal	50
C.15	Stress	51
C.16	5 rosette	51
C.17	5 mm effekt	51
E.1	Hastighet testrigg (motor [RPM])	61
F.1	<i>Stivhet: 17540, Demping: 300, Forforsyving: 0</i>	63
F.2	<i>Stivhet: 17540, Demping: 500, Forforsyving: 0</i>	63
F.3	<i>Modell fra oppgave: Stivhet: 17540, Demping: 700, Forforsyving: 0</i>	64
F.4	<i>Stivhet: 17540, Demping: 900, Forforsyving: 0</i>	64
F.5	<i>Stivhet: 17540, Demping: 1100, Forforsyving: 0</i>	64
F.6	<i>Stivhet: 17540, Demping: 1300, Forforsyving: 0</i>	65
F.7	<i>Stivhet: 17540, Demping: 1500, Forforsyving: 0</i>	65
F.8	<i>Stivhet: 17540, Demping: 1700, Forforsyving: 0</i>	65
F.9	<i>Stivhet: 17860, Demping: 700, Forforsyving: 0</i>	66
F.10	<i>Stivhet: 13000, Demping: 700, Forforsyving: -0.05</i>	66
F.11	<i>Stivhet: 9000, Demping: 700, Forforsyving: -0.07</i>	66
F.12	<i>Stivhet: 7000, Demping: 700, Forforsyving: -0.08</i>	66
F.13	<i>Stivhet: 3000, Demping: 700, Forforsyving: -0.2</i>	67
F.14	<i>Stivhet: 17860, Demping: 500, Forforsyving: -0.04</i>	67
F.15	<i>Stivhet: 13000, Demping: 500, Forforsyving: -0.04</i>	67
F.16	<i>Stivhet: 9000, Demping: 500, Forforsyving: -0.05</i>	67
F.17	<i>Stivhet: 7000, Demping: 500, Forforsyving: -0.06</i>	68
F.18	<i>Stivhet: 3000, Demping: 500, Forforsyving: -0.2</i>	68
F.19	<i>Stivhet: 17860, Demping: 300, Forforsyving: -0.05</i>	68
F.20	<i>Stivhet: 13000, Demping: 300, Forforsyving: -0.06</i>	68
F.21	<i>Stivhet: 9000, Demping: 300, Forforsyving: -0.06</i>	69
F.22	<i>Stivhet: 7000, Demping: 300, Forforsyving: -0.08</i>	69
F.23	<i>Stivhet: 3000, Demping: 300, Forforsyving: -0.2</i>	69
F.24	<i>Stivhet: 2860, Demping: 200, Forforsyving: -0.2</i>	69
F.25	<i>Stivhet: 5860, Demping: 200, Forforsyving: -0.05</i>	70

F.26	<i>Stivhet: 12860, Demping: 200, Forforsyving: -0.05</i>	70
F.27	<i>Stivhet: 3000, Demping: 100, Forforsyving: -0.2</i>	70
F.28	<i>Stivhet: 3000, Demping: 100, Forforsyving: -0.2</i>	Denne ble avbrutt pga. for store svingninger	70

Symbol- og definisjonsliste

Forkortelser

RIG	Viser til den fysiske riggen
Systmet	Den delen av riggen som er av interesse her
KPI	(ENG: <i>Key performace indicators</i>)
Ytelsesindikatorer	Norsk for KPI
Translasjon	Bevegelse uten rotasjon
NX	Simens NX. Programvare for CAD
FEM	Numerisk analyse av elementer (<i>ENG: Finite element method</i>)
FEDEM	Programvare som utfører FEM analyse
Mesh	Dele opp element for å kunne utføre FEM
Inrush	Strømmen motor trekker ved start er større enn den som står på datablad

Symbolliste

ω	Vinkelhastigheten
θ	Vinkelen
F	Kraft gitt i newton [N]
K	Kinetisk energi
V	Potensiell energi
D	Demping-/ sprednings energi
T	Periodetiden [sek]
Y	Amplitude [m]

Kapittel 1

Introduksjon

1.1 Bakgrunn for oppgave

Våren 2016 skulle emnet *TMM4155 - Produktutvikling og materialer* bli fornyet, da i form av ny læreplan og nytt undervisningsopplegg. Emnet skulle ikke lenger være dominert av et produktutviklingsprosjekt, men bli bygd opp av mer tradisjonelle forelesninger underbygd av øvinger. Et av de nye temaene var *dempesystem*, nærmere bestemt optimalisering og valg av verdier på fjær og demper. I den forbindelse ville faglærer lage en praktisk øvelse hvor studenten skal kunne se hvilken effekt fjærstivhet og dempingskoeffisient har på et system.

Tema for denne oppgaven kom på bakgrunn av at det i 2010 ved *Institutt for produktutvikling og materialer* ble utviklet en testrigg av et hjuloppheng som skulle simulere hvordan det reagerer på et bestemt underlag. Uheldigvis røk en kritisk del allerede under første test og siden da har riggen stått på lager. I forbindelse med det nye undervisningsopplegget, hadde faglærer lyst til å sette i stand denne riggen så det kunne brukes i undervisningen. Terje Rølvåg (faglærer som også har vært veileder) mente at dette ville være passende oppgave. Og det er denne prosessen teksten tar for seg.

1.2 Oppgave

Oppgaven deles opp i tre ulike deler, hvor den første vil være å utbedre og sette i stand riggen slik at vi kan foreta tester og målinger. Den andre vil være å instrumentere riggen utifra hensiktsmessige målepunkter. Til sist skal vi sammenligne verdiene fra fysisk testing og simuleringer med intensjon om å se minst mulig forskjell mellom.

I korte trekk hadde en kritisk del blitt ødelagt, antageligvis som følge av store spenninger. Utifra hvor bruddet skjedde og hvordan det ser ut til å ha skjedd, virket det rimelig å si at designet på riggen ikke var optimalt. Det er to deler som utmerket seg. Den første var eksenteren og det andre var den nedre bærearman. Siden riggen skal benyttes i undervisning, i potensielt flere år, er et ønskelig at riggen leverer stabile og konsekvente data. Man kan lese mer om testriggen i kapittel 2.

I kapittel 4 har vi foretatt analyser og simuleringer av disse delene, resultatene derifra ligger også til grunn for de designvalgene vi gjør.

Når riggen var i en tilstand vi anså som tilstrekkelig god, skulle vi vurdere hvilke målinger som vil være nyttige og interessante å se videre på. Avgjørelsen er tatt på bakgrunn at hva som er fysisk mulig og hva som er hensiktsmessig. Da disse sensorene skal benyttes i undervisningen er det også begrenset hvor mye av målingen som kan bli bearbeidet innen en fornuftig tidsramme (her: en øvingsoppgave). I kapittel 4.4 er det argumentert hvilke verdier som vi har vurdert til interessante å instrumentere opp. Likvel ser vi at det er mye som kan måles, men ikke alt vil være like hensiktsmessig, da mange av verdiene kun vi si noe om hvor godt eller dårlig FEDEM simulerer testriggeren.

Som vi senere skal se manglet det en del dokumentasjon over egenskapene til demperen, det lyktes oss heller ikke å få analysert den ved hjelp av tester. I kapittel ?? prøver vi å komme fram til egenskaper ved å sammenligne verdier fra testing med verdiene vi får fra FEDEM. Tanken er å teste ulike dempningskoeffisienter i FEDEM, helt til vi har en respons som passer med den vi ser på testriggeren.

Om vi finner en koeffisient som gir god overensstemmelse mellom testriggeren og simuleringer, vil vi også kunne sammenlikne øvrige egenskaper mellom de to. Muligens vil vi foreta endringer i FEM-modellen for å oppnå bedre korrelasjon. Til sist vil det være interessant å se om man ved hjelp av håndberegninger kan beregne seg fram til verdien vi nå plukker ut fra testriggeren. Og om det er tilfelle, vil det være en god øvelse for studenter som skal se nærmere på systemet.

1.2.1 Milepæler

Her følger en liste av milepæler som det har blitt jobbet opp i mot, i den oppgitte rekkefølgen:

1. Sette riggen i stand
 - (a) Nedre bæream
 - (b) Motor og kontroller
2. Evaluere behov for å erstatte enkelte deler
3. Identifisere egenskaper til demper
4. Etablere ytelsesindikatorer (KPI)
5. Instrumentere
6. Etablere korresponderende kritiske verdier (Endre FEM modell)
7. Hente og sammenligne resultater
8. Sammenligne disse resultatene med håndberegninger.

1.3 Programvare

Til FEM- og de dynamiske analysene har jeg benyttet et program som heter FEDEM. Programmet egner seg godt til denne typen simuleringer, hvor det er relativt store bevegelser. Det har vært interessant å bruke, og spesielt nyttig å kunne se responsen i systemet, samt til å finne egenskapene til demperen.

For å lage de ulike delene og til å utføre de enkle statiske analysene av ulike bæreamdesignene ble Simens NX benyttet.

Til å hente ut dataene fra instrumenteringen benyttet jeg *Catman*, da det hadde en god interface og var lett og sette seg inn i. Til å analysere og sammenlikne datasettene fra riggen og FEDEM benyttet jeg hovedsakelig *Matlab*. Sammenliknet med *Excel* er *Matlab* bedre til å prosesserer større datamengder.

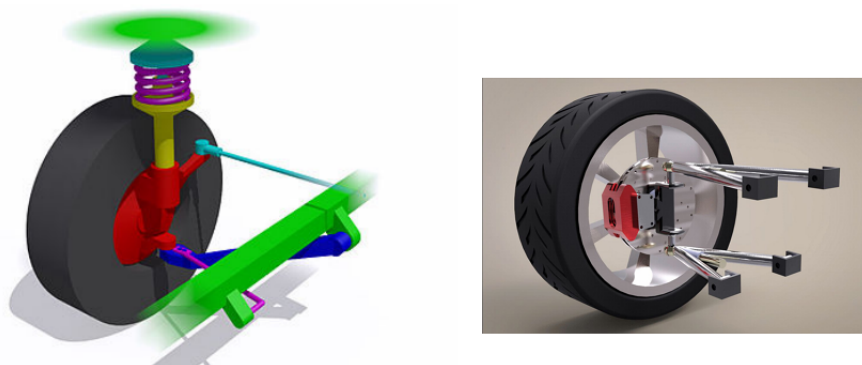
Kapittel 2

Bakgrunn

Det finnes mange ulike typer fjæringssystemer, historisk kan vi dele de opp i to hovedkategorier [1]; *avhengig* og *uavhengig*. De tidligste kjøretøyene hadde et system hvor to hjul (ett på hver side) var koblet sammen med hverandre, derfor var også fjæringssystemet koblet sammen (og derav også avhengig). Fordelelen med de avhengige er at disse er relativt enkle og billige å produsere, men de er også ustabile og kan oppfattes som ubehagelig for passasjerene. Etter hvert som fokuset på kjørekomfort økte og produksjonsteknikken ble bedre, har avhengige system blitt faset ut til fordel for uavhengige (i hvert fall i passasjerbiler).

Uavhengige system finnes også i mange ulike varianter [1]. Det er hovedsakelig to typer som blir brukt på dagens biler [2], *dobbel a-arm oppsett* (ENG; *double a-arm suspension*) og *MacParson oppsett*. Testriggeren er blitt utviklet med dobbel a-arm oppsett, som kjenne-tegnes ved to horisontale, liggende a-formede armer som knytter hjulet til bilens struktur (se figur 2.1). Den andre typen; *MacParson oppsett*, (se figur 2.1) er en noe enklere konstruksjon, og billigere å produsere, men av de to så er det double a-arm som har best egenskaper når det kommer til passasjerkomfort og kjøreegenskaper. Det gjør at vi ofte finner denne typen fjæringssystem i mer påkostede og sportslige kjøretøy og MacParson type i mer budsjettvennlige.

I dette tilfelle var altså riggen laget med et dobbel a-arm system, som også er hensiktsmessig da vi ønsker å se hvordan fjæren og demperen påvirker responsen til systemet når vi utsetter hjulet for en eksitasjon. På bakgrunn av dette er det heller ingen grunn til å endre riggens oppbygging.

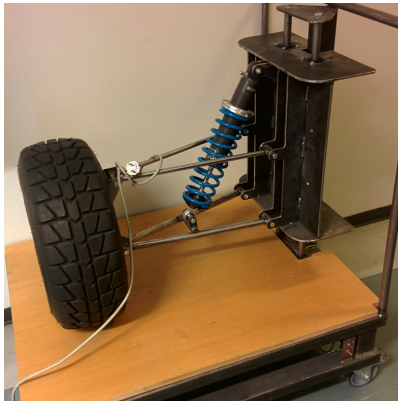


Figur 2.1: MacParson oppsett (venstre) og dobbel a-arm (høyre).

2.1 Riggens utforming

Vi deler testriggen opp i to deler, *støttestrukturen* og *systemet*, se figur A.1 i tillegg A. Det interessante i denne oppgaven er hjulopphenget (*systemet*), og det er bygd opp på støttestrukturen slik at riggen enkelt kan flyttes rundt. Men strukturen bidrar også til stabilitet til systemet, da alle bjelkene gjør den tung og gir den et lavt tyngdepunkt.

Riggen har til hensikt å simulere 1/4 av en bil, og for å simulere vekten av bilen er det blitt plassert en masse, *bilmassen*, i den ene enden av riggen. I figur 2.2 kan man se hvordan denne massen er festet til to horisontale stag fra støttestrukturen. Dermed kan massen bevege seg tilnærmet friksjonsfritt i den loddretteaksen. Denne delen er sveiset sammen av stålplater og utgjør majoriteten av vekten av systemet (omtrent 30 kg), se øvrige egenskaper til denne og øvrige deler i tillegg A. Det som hindrer systemet fra å kollapse er en fjær mellom bilmassen og nedre bærearm. Det eneste punktet hvor kreftene fra disse delene kan gå til bakken er mellom hjulet og eksenteren. Som man kan se av tabell 2.1 dreier det seg om en ganske stor kraft, spesielt når systemet er i bevegelse, noe som vi skal se nærmere på senere.



Figur 2.2: Den initielle riggen

Del:	Vekt [kg]
Bilmasse	29.68
Øvre bærearm	0.62
Nedre bærearm	1.01
Demper og fjær	2.76
Hjulspindel	0.65
Hjul	9.85
Total masse ved eksenter	44.57

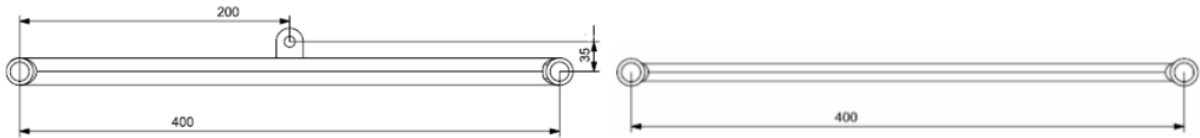
Tabell 2.1: Massen av den initielle riggen

Videre skal vi gå gjennom de ulike delene vi finner i riggen og hvordan simuleringen foregår. I kapittel 2.4 skal vi se nærmere på det nevnte bruddet i den ene bærearmen, samt se på noen mulige årsaker til bruddet.

2.1.1 Bærearmer

I forhold til bærearmene vi finner i moderne kjøretøy, er de på riggen relativt enkle, men de viser godt prinsippet og bevegelsene i denne typen hjuloppheng, samt forenkler håndberegningene. Når det i tillegg ikke på langt nær skal gå så store krefter gjennom disse som de i biler, kan vi også rettferdiggjøre den noe enkle utformingen. Men som vi skal se mer på senere (kapittel 2.4), er ulempen ved en slik enkel geometri at dem ikke er optimalisert til å stå i mot deformasjoner og spenninger, noe som kan ha resultert i et brudd.

Som man kan se på figur 2.3 så har den nedre bærearmen også en kobling hvor fjær/demperen skal festes. Innfestingen er gjort ved en mutter, som også er gjennomgående for alle koblingene i systemet.



Figur 2.3: Nedre bæream til venstre og øvre bæream til høyere

2.1.2 Fjær og demper

På riggen finner vi fjæren og demperen montert mellom den nedre bæreamen og bilmassen, der sørger dem for at bilmassen holdes oppe og demper den påsatte svingningen som følge av eksitasjon av hjulet.

For å kunne utføre analyser og beregninger er det ønskelig å ha data om fjærkonstanten og dempingskoeffisienten. Uheldigvis hadde databladet som kom med delene blitt borte mens riggen hadde stått lagret. Delene ble i sin tid også spesiallaget ut ifra ønskede verdier, noe som gjør at de ikke har noe delenummer. Dermed kan vi heller ikke søke opp delene og verdiene vi er ute etter. Heldigvis kunne leverandøren gi oss en pekepinn over hvilket område delene skulle ligge i. Se tabell 2.2. Leverandøren mente at demperen skulle ha en dempingskoeffisient på 700 Nm/sek , men denne har en justeringsmulighet og leverandøren kunne ikke si for hvilken innstilling på ventilen denne verdien svarte til. Dermed blir dette noe vi må se nærmere på, samt verifisere om de faktiske verdiene stemmer overens med de leverandøren kunne oppgi (både for demper og fjær).

Del	Benevning	Verdi
Fjær	k	17.54N pr mm
Demper	c	700Nm/sek (med justeringsmulighet)

Tabell 2.2: Fjær- og dempingskoeffisient

2.1.3 Hjul, aksling og hjulspindel

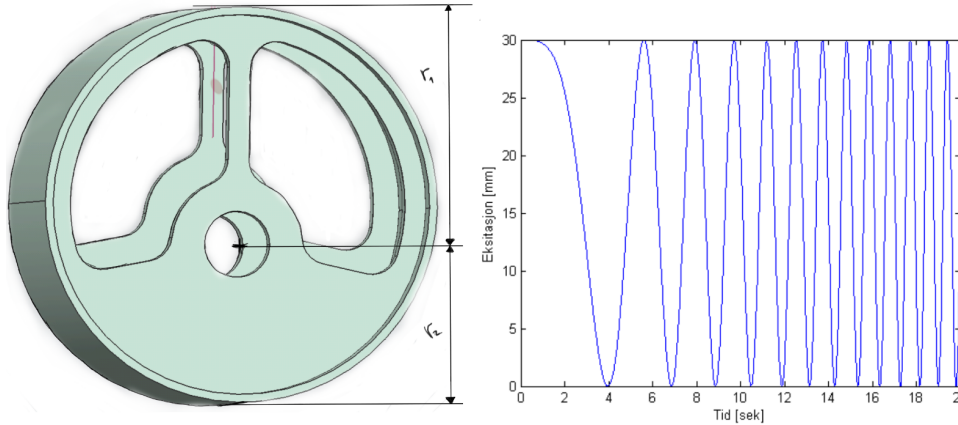
For å se deler og detaljer henvises det til tillegg A. Men det er verdt å merke seg at på grunn av dekket og den komprimerte luften inni det, fungerer dekket på samme måte om en fjær/demper, men sammenlignet med den vi finner mellom bilmasse og bæreamen, står dekket bare for omlag to prosent av dempingen [3]. Vi har derfor valgt å neglisjere denne effekten, men heller modellere kontakten mellom dekket og eksenteren som tilsvarende en veldig hard fjær*.

*) For å kunne gjennomføre simuleringen i FEDEM, ble vi nødt til å ha en viss stivhet.

2.1.4 Eksenter

Ytterkanten til eksenterne er laget av en helt sirkulær sylinder, For å danne eksentrisiteten er rotasjonscentret blitt flyttet 15 mm i forhold til senteret til eksenteren. Måler man

avstanden fra toppen (der kontakten med hjulet oppstår) til senter får vi 90 mm, spinner vi så eksenteren 180 grader måler vi 60 mm. Som en ser i figur 2.4 medfører dette at punktet der hjulet er i kontakt med eksenteren pulserer vertikalt med en amplitude på 15 mm, tiden hver periode tar er gitt av hastigheten på eksenteren. Med en amplitude på 15 mm vil vi få en *eksitasjon* på 30 mm.

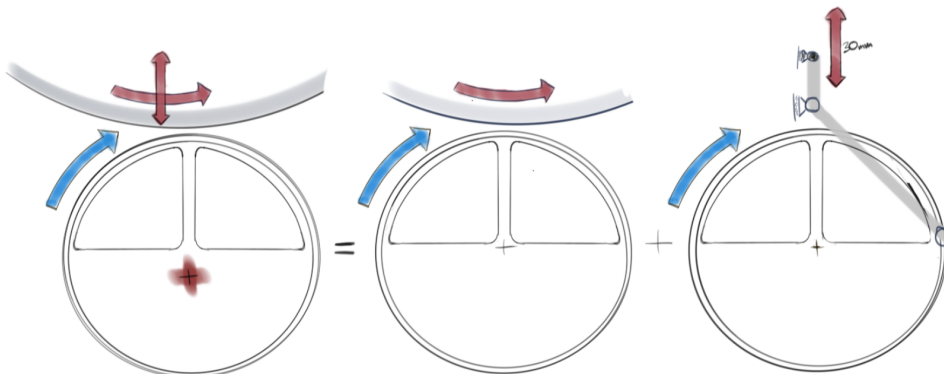


Figur 2.4: **Venstre:** Eksenteren **Høyere:** Illustrasjon av forskjellen vi kan måle mellom topp- og bunnpunkt som følge av translasjonen forårsaket av eksenteren

r_1	90 mm
r_2	60 mm
D	150 mm

Tabell 2.3: Dimensjoner på eksenteren

Vi skal senere se nærmere på hvordan denne overfører energi til hjulet, men det er verdt å merke seg at det skjer i form av både rotasjon og translasjon, noe som forenkler beregningene betraktelig (se figur 2.5).



Figur 2.5: Illustrasjon av hvordan vi kan se på energioverføringen

Gjennom rotasjonssenteret går det et stag som er opplagret i to holdere montert på støttestrukturen. Det gjør at eksenteren kan rotere tilnærmet friksjonsfritt og samtidig sitter

godt fast. For å unngå kast i eksenteren er den blitt spesialprodusert, slik at massesenteret (i rotasjonsplanet) skal ligge i rotasjonsenteret. Den er dog ikke perfekt, så ved høye hastigheter kan vi ved å isolere eksenteren, se at den medfører vibrering i støttestrukturen. Da dette er ganske marginalt i forhold til det systemet medfører, velger vi å se vekk i fra denne effekten.

2.1.5 Utveksling, motor og motorkontroller

Eksenteren er koblet til motoren via to tannhjul og et belte, overgangen medfører utveksling av vinkelfart og kraft på grunn av forskjellig størrelse på tannhjulene. Utvekslingen er gitt av størrelsesforholdet mellom tannhjulene. I dette tilfellet har vi et forhold mellom eksenter og motor på 1.393. Se tillegg A for ytterligere beskrivelse. Vedlagt finner man også beskrivelse av forholdet mellom eksentere og hjulet, som blir nyttig når vi senere skal se på rotasjonsenergien.

Motoren på riggen er relativt enkel, da den kun har innganger for strøm. Det er dermed behov for en motorkontroller/strømforsyner. Da systemet er ganske tungdrevet kreves det at motoren er relativt kraftig. Etter å ha prøvd flere ulike motorer, sitter det nå en motor som yter 0.75 kW (omlag en hestekraft) og som kan oppnå en hastighet på 1380 RPM*.

Motoren styres via en *SEW* 3-fase, 400 V strømforsyner og kontroller (detaljer finnes i tillegg A), som leverer ønsket spenning til motoren utfra et gitt turtall. Denne enheten har et omfattende brukergrensesnitt, og har blant annet muligheten for ekstern styring og til å bremse motoren (begge krever ekstrautstyr). Til testene vi utfører benytter vi oss av enklere funksjoner, som for eksempel turtallskalibrering. Vi kan da lese av turtallet motoren yter og har muligheten til å angi akselerasjon. Tester er gjort ved å stille inn ønsket maks turtall, og tilhørende akselerasjon, dermed kan vi se responsen over et vidt spekter av hastigheter, og vi kan enkelt sammenlikne resultater herfra med resultater fra simuleringer.

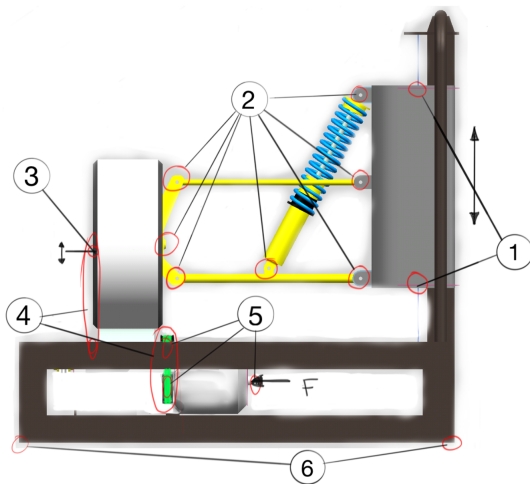
**) Når vi testet motorer økte vi effekten gradvis på motoren fra en på 0.5 kW, og prøvde tre ulike før vi monterte på den som står på i dag. Innledningsvis benyttet også en annen motorkontroller/strømforsyner (inn: 220V 2-fase, ut: 220V 3-fase) som leverte lavere effekt. For den siste motoren derimot, var vi nødt til å bytte ut kontrolleren da motoren krevde høyere spenning. Men vi kunne ha benyttet den på de motorene vi prøvde først, og da ville de ytt mer, muligens hadde de vært tilstrekkelige til å drive riggen. Da vi ikke hadde tilgang på den nye kontrolleren før vi trengte den, har den ikke blitt testet på de motorene med lavere effekt. Da det ble gjort permanente inngrep på riggen i forbindelse med motoring av de nye motorene, var det dermed vanskelig å teste de gamle motorene igjen. Motoren som er montert på riggen er derfor muligens noe overdimensjonert.*

2.2 Simuleringer

Til å utføre simuleringer og dynamiske analyser ble programmet *FEDEM* benyttet. Det egner seg godt til slike simuleringer hvor bevegelsene er store, og deformasjonene relativt

små. For å bygge opp modellen kan man benytte seg av FEDEMs kunstige deler, men det er ikke helt egnet med tanke på visualiseringen da deler blir representert med streker. Isteden kan man modellere delene i et CAD program (vi benyttet Simens NX), da *mesher* man og angir materialdata til den aktuelle delen før man importerer delen til FEDEM. Der bygger man opp modellen fra delene og setter på krefter samt øvrige egenskaper som friksjon og grensebetingelser.

Verdt å merke seg er at FEDEM ikke simulerer kontakt mellom deler. Det gjør at muttere og andre kontaktpunkter må bli erstattet. Til det benytter vi oss av ulike leddfunksjoner som er innebygd i FEDEM (eng:*joints*). For eksempel erstatter vi mutterene på bærear-mene med roterende ledd. Ved å gjøre det, setter vi på betingelser i forhold til hvordan leddet kan bevege seg. For to deler festet sammen via en mutter betyr det at de kun kan rotere om en akse, mens de andre translasjonene og rotasjonene holdes faste. Fordelen ved dette er at vi enkelt kan endre friksjonen mellom de to (samt andre parametre man finner igjen fra mekanikken) vi kan da kan simulere effekten mutteren har ned til minste detalj. For ytteligere informasjon om disse henvisens det til dokumentasjonen til FEDEM, der kan man se egenskapene til de ulike leddene man ser i figur 2.6 og som er blitt benyttet i simuleringen.



Figur 2.6: Sammenkoblingene i FEDEM

Nummer	type
1	Prismatisk ledd
2	Roterende ledd
3	Fritt ledd(m/fjæregenskaper)
4	Gir/utveksling
5	Roterende
6	Fritt (rigid)

Tabell 2.4: Leddtype eller gir

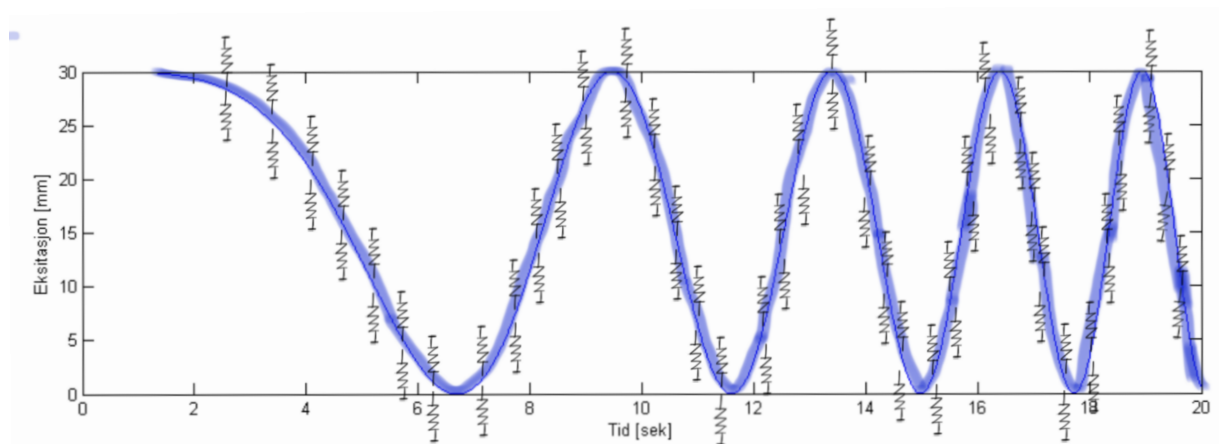
Selv om man kan endre mange parametre i disse leddene, er det vanskelig å isolere effekten en liten endring kan ha på systemet. For denne testen er det friksjonen som er mest aktuell å se på, men det vil være vanskelig å si med sikkerhet hva friksjonen mellom ledd vil være uten å foreta grundig testing. I tillegg kan vi anta at friksjonen i ledd (hvert fall de roterende) vil ha liten effekt på systemet. Dette på bakgrunn av den ellers høye vekten. Vi setter derfor friksjonen i samtlige ledd til null, og kan heller se nærmere på det dersom resultatene fra testtriggen avviker fra simuleringen.

FEDEM har en egen funksjon for å simulere fjær og dempere, og i likhet med leddene nevnt over kan vi også endre parameterene til disse. Andre egenskaper enn dempingskoeffisient og fjærstivhet kan også testes, men de vil ikke bli berørt i denne oppgaven. I utgangspunktet angir vi egenskaper til demper og fjær i henhold til de verdiene leverandøren kunne gi oss og som er listet i kapittel 2.1.2. Det er noe usikkerhet knyttet til verdiene, og vi håper å kunne verifisere verdiene ved at det er korrespondanse mellom testtrigg og simuleringer.

Skulle det ikke være det, kan vi benytte simuleringer til å finne verdiene.

Mellom eksenterne og hjulet blir det overført både rotasjon og translasjon, og for å simulere det, benyttes to funksjoner. Til rotasjonen benyttes et *gir*, dvs at rotasjonen på hjulet er gitt som følge av vinkelhastigheten til eksenteren. På grunn av forskjellige størrelser er ikke rotasjonshastighetene det samme. For å kompensere for dette har vi mulighet til å legge inn dette forholdet under girets parametere. Translasjonen er derimot noe mer komplisert.

Vi benytter oss av leddfunksjonen innebygd i FEDEM, men denne gangen legger vi til en fjæregenskap. Dette leddet holder ikke to deler sammen, men er plassert i senter på hjulet. Ser man på figur 2.7 kan man se hvordan den nevnte fjæregenskapene fungerer. Kraften påtrykt leddet fra fjæren er gitt som funksjon av vinkelposisjon til eksenteren, det er altså fjæren som forårsaker translasjonen til hjulet.



Figur 2.7: Det er fjærene som sørger for eksitasjonen i FEDEM

Til sist må vi overføre energi fra motoren til eksenteren. Dette også gjort ved hjelp av gir, slik som det var gjort mellom eksenteren og hjulet.

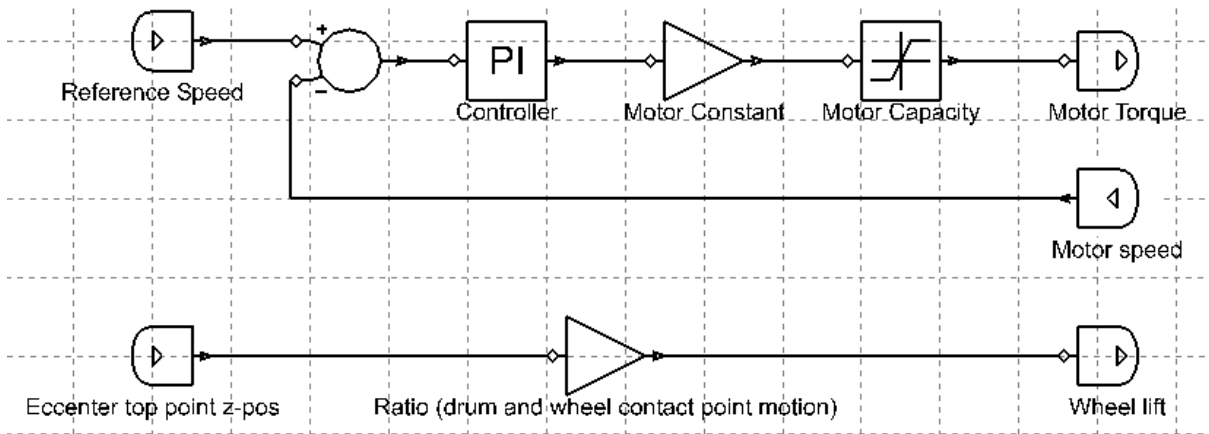
Motoren i modellen er kun representert ved sin geometri. Det er fordi FEDEM ikke har noen funksjonen for å simulere motorer. For å simulere dekket er det plassert en aksling gjennom det som representerer motoren, denne er så påsatt en kraft i den ene enden, og koblet til eksenterne i den andre. Kraften er gitt av den farten vi ønsker og forklares nærmere i kapittel 2.2.1.

Utover dette bør det nevnes at hjulene på støttestrukturen i FEDEM- modellen blitt erstattet med rigide ledd. Det gjør at støttestrukturen holdes helt fast, noe som ikke er tilfelle på testriggen, men igjen er det vanskelig å måle. Dermed avventer vi å se i hvilken grad det er overensstemmelse før vi gjør eventuelle endringer på opplagringen til støttestrukturene.

2.2.1 Kontrollsystem

I FEDEM har vi et eget vindu hvor vi kan utføre sanntids regneoperasjoner og kontroll-/reguleringssystem. I denne simuleringen benytter vi oss av to regne-/kontrolloperasjoner, hvor det ene kontrollerer og angir pådraget til systemet (motoreffekten) og det andre gir

oss posisjonen til senter av hjulet. I figur 2.8 kan man se de to operasjonene bli fremstilt som to horisontale blokkdiagram.



Figur 2.8: Kontrollsystemet

I det øvre systemet bestemmes pådraget akslingen skal ha ved å sammenligne differansen mellom målt effekt (her: hastighet [Hz]) og referansen (ønsket hastighet). Det er et vanlig reguleringsystem for hastighet, men det er ikke så godt til å holde stabil hastighet. På grunn av er det også satt på en PI-kontroller, som sikrer at hastigheten holdes stabil, samt raskere retter opp i avvik [4].

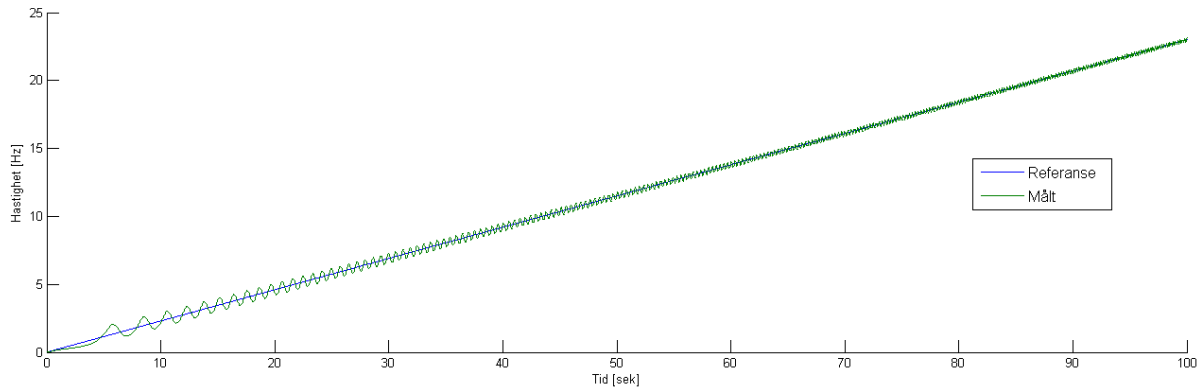
For å forenkle sammenlikningen mellom testriggeren og simuleringer er det ønskelig at hastigheten mellom de to, på et gitt tidspunkt er så identiske som mulig. Vi angir derfor referansen i henhold til hva motoren på riggen kan levere. På grunn av kraftig vibrasjoner som oppstår i riggen viser det seg problematisk så kjøre motoren ved høyere hastigheter enn 600 RPM. Derfor setter vi 600 RPM som maks, og angir at den skal bruke 100 sekunder på å oppnå denne farten.

I det nedre systemet bestemmes *wheel lift*, som benyttes til å bestemme posisjon til senter av hjulet, som beskrevet i kapittel 2.2. Det er også en forsterkningsfaktor i denne operasjonen (*Ratio*) som gjør at vi enkelt kan endre størrelsen på eksitasjonen. Dette benytter vi i kapittel 4.1, når vi skal undersøke effekten av ulike eksentere, dermed slipper vi å modellere nye deler.

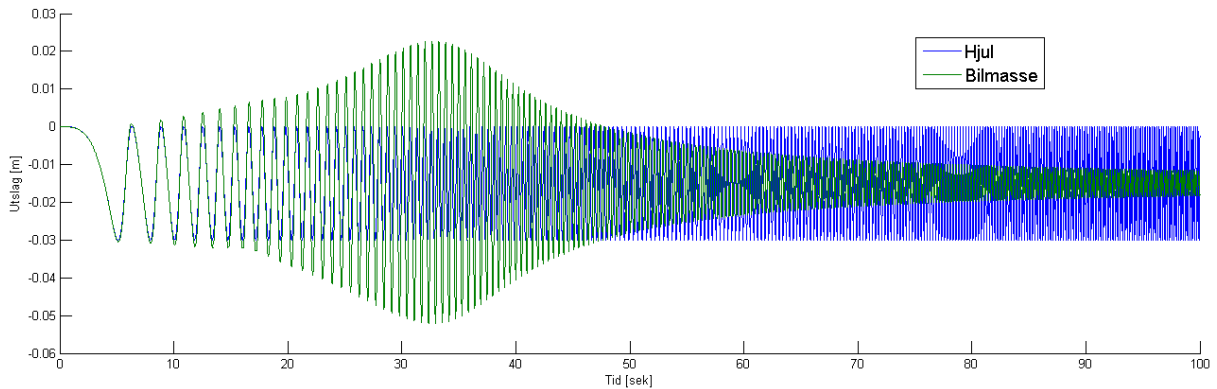
2.3 Resultater av intelle simuleringer

Utgangspunktet for testingen vil være den optimaliserte modellen. I grafene som følger ser man hvordan modellen reagerer på den økende hastigheten. I grafen i figur 2.9 ser vi hastigheten gitt som en lineært stigende funksjon på 0.23 Hz per sekund. Over en simulering på 100 sekunder, får vi da en toppfart ved 100 sekunder på 23 Hz, noe som tilsvarer motorens maks turtall på 1380 RPM

I figur 2.10 ser vi så utslagene på både hjulet og bilmassen. Utifra disse, er det tydelig at hjulet følger eksenteren posisjon, hvorvidt dette er tilfelle på testriggeren og betydningen av dette skal diskuteres senere. For øvrige data som hastighet og akselerasjon henvises det til tillegg B.



Figur 2.9: Motorhastighet



Figur 2.10: Utslag av hjulet og bilmassen

2.4 Brudd i nedre bærearm

I forbindelse med montering og oppsett av riggen var det anledning til å undersøke de ulike delene nærmere. Det førte til nye observasjoner om riggen og ga indikasjoner på hvordan testen hadde blitt gjennomført den gangen bærearmen røk. Observasjonene har ført til noe usikkerhet om hvordan testen var satt opp, spesielt vedrørende motoren. Her følger observasjoner som ble gjort og hvilke eventuelle avvik en kan forvente som følge av dette.

1:) En annen kontroller/strømforsyner har blitt brukt: Vi tok utgangspunkt i delene som er montert på riggen. På den måten regnet vi med å kunne reprodusere bruddet. Ved undersøkelse av motoren, kommer det fram at motoren som er montert på riggen er koblet i Y-konfigurasjon, noe som indikerer en spenning på 400 V (se datakort og koblingsdiagram i tillegg A). Motorkontrolleren som er montert på riggen leverer derimot 220 V. Ingenting indikerer på at motoren har blitt byttet ut, og dermed må det ha blitt brukt en annen strømforsyning.

2) Motoren er for svak til å drive systemet: Etter å ha koblet motoren tilbake til D-konfigurasjon/220V (som den originale strømforsyneren kan levere), kunne ikke motoren drive igang systemet. Motoren virket å være for svak til. Dette styrker også antagelsen i

punkt en, da en motor koblet i Y-konfigurasjon (3-fase) vil være i stand til å yte høyere effekt ved start (høyere *inrush strøm*) [5].

3) Demperen var innstilt på max hardhet: Demperen har en innstilling som gjør at man kan endre dempningskoeffisienten (gjøres ved å vri på en ventil). Når vi så tester denne, forventes en markant endring i responsen, dette får vi ikke. Etter nærmere undersøkelse, viser det seg at koblingen til ventilen er ødelagt, og at dempingen mest sannsynlig har hvert på maks, uansett hvilken verdi ventilen har stått på. Hvilken verdi maks svarer til vet vi ikke, men ved å sammenligne maks og min etter å ha reparert ventilen merker man en markant endring.

Selv om punktene over medfører noe usikkerhet rundt hvordan riggen ble testet, har vi kommet til konklusjon om at det var dårlig håndarbeid med sveisen som var hovedårsaken til bruddet. Det kommer på bakgrunn av at vi valgte å sveise sammen bruddet i håp om å kunne gjenskape bruddet, men selv ved en rask reparasjon ser vi fortsatt ingen tegn til brudd. Til sammenligning har vi kjørt riggen tett opp til hastigheter den gamle motoren var dimensjonert til (1330 RPM).



Figur 2.11: Bruddet i den nedre bæreamen (undersiden av armen)

Kapittel 3

Teori

3.1 Statikk og dynamikk

Vi tar utgangspunkt uttrykket for kraft \mathbf{F} . Det gir oss en enkel sammenheng mellom krefter gitt av massen, m [kg] og akselerasjonen, a [m/s²].

$$\mathbf{F} = m \times \mathbf{a} \quad (3.1)$$

Akselerasjon er gitt av *forandringen i hastighet per tidsenhet* og hastigheten gitt av *forandringen i posisjon per tidsenhet*. Det gjør at vi kan benytte oss av derivasjon og integrasjon til å gjøre om disse tidsavhengige uttrykkene. Sammenhengen er gitt som følger:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= a(\text{akselerasjon}) \\ \dot{x} &= v(\text{hastighet}) \\ x &= \text{posisjon} \end{aligned} \quad (3.2)$$

3.1.1 Energi

Sentralt i denne oppgaven ligger redegjørelsen for energi, og hvordan energien fra motoren fordeler seg i i systemet. Energi er gitt av likning 3.3 som *arbeid per tidsenhet* [6] og er gitt i SI-verdien: [kgm²/s²] som er det samme som [Nm].

$$\mathbf{U} = \mathbf{F} \times \mathbf{v} \quad (3.3)$$

Fra denne kan vi finne den *kinetiske energien*, K , den *potensiell energien*, V [6] og energien som forsvinner i demperen (*Rayleigh damping*, D 3.17) [2].

$$\mathbf{K} = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 \quad (3.4)$$

$$\mathbf{V} = \frac{1}{2}kx^2 \quad (3.5)$$

3.1.2 Roterende legemer

Vi har gitt hastigheten til motoren og eksenteren i RPM, men i det fleste uttrykk benytter vi vinkelhastigheten, ω . Den er gitt fra uttrykket i 3.6 hvor θ er gitt av $\theta = s/r$, der s er sirkelbuen og r er radiusen.

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (3.6)$$

Sammenhengen mellom turtall, omdreiningsfrekvens og vinkelhastigheten er gitt i 3.7 og 3.8

$$\begin{aligned} \text{Turtall} \Leftrightarrow \text{Frekvens}(f) \Leftrightarrow \text{Vinkelhastighet}(\omega) \\ 1[\text{rpm}] \Leftrightarrow \frac{1}{60}[\text{Hz}] \Leftrightarrow \frac{2\pi}{60}[\text{rad/sek}] \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (3.8)$$

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.9)$$

Deler vi et roterende legeme opp flere elementer, i kan vi benytte uttrykket for kinetiske energi (likning 3.4) til å finne energien for en gitt hastighet. Vi må erstatte hastigheten, v til et uttrykk for rotasjonbevegelse. På samme måte som i likning 3.2 kan vinkelfart og vinkelakselerasjon bli gitt ved å derivere med hensyn på tid, og slik får vi følgende relasjoner:

$$\begin{aligned} s &= r\theta \\ v &= r\omega \\ a &= r\alpha \end{aligned} \quad (3.10)$$

Det enkle, roterende elementet, i , får da kinetisk energi gitt av $E_i = \frac{1}{2}m_i r_i^2 \omega^2$. Legger vi så sammen alle elementene igjen sitter vi med uttrykket for hele legemet:

$$E = \frac{1}{2} \left(\sum m_i r_i^2 \right) \omega^2 \quad (3.11)$$

Leddet $(\sum m_i r_i^2)$ representerer tregheten elementet viser i mot å bli satt i rotasjon, og kan sammenliknes med massen, m for legemer som skal bli satt i bevegelse (translasjon). Tilbake til roterende element så avhenger denne både av massen og avstanden fra rotasjonssenteret. Tregheten legemet yter mot å bli satt i rotasjonen blir kalt *treghetsmoment* (I) og er gitt av geometrien til legemet. For å finne tregheten kan man for enkle geometrier benytte gitte uttrykk, men disse går vi ikke gjennom her da det kun vil være aktuelt å se på hjulet, og til det henvisns det til tillegg A. Ved å benytte denne verdien får vi kinetisk energi av et stivt legeme, roterende rundt en fiksert akse:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (3.12)$$

Translasjone		Rotasjon	
navn	symbol	navn	symbol
distanse	x	vinkel	θ
masse	m	treghetsmoment	I
hastighet	$v = dx/dt$	vinkelhastighet	$\omega = d\theta/dt$
akselerasjon	$a = dv/dt$	vinkelakselerasjon	$\alpha = d\omega/dt$
kraft	F	kraftmoment	$\tau = rF_{\perp}$
Newtons 2. lov	$F = ma$	Newtons 2. lov (rotasjon)	$\tau = I\alpha$
bevegelsesmengde	$p = mv$	spinn	$L = I\omega$

Tabell 3.1: Analogien mellom rotasjon og translasjon

Man kan knytte tilsvarende analogier mellom translasjonsbevegelse og rotasjonsbevegelse. Se tabell 3.1.

3.1.3 Fjær og demper

Vi har i dette tilfelle en relativt konvensjonell fjær, det vil si en lineær respons gitt av *Hookes lov*. Responsen er avhenging av fjærstivheten, k og stekk/kompression, x i forhold til ubelastet tilstand, se likning 3.13. Dette er under forutsetning om at fjæren ikke strekkes eller blir presset så mye sammen at den går over flytegrensen [7].

$$\mathbf{F} = -kx \quad (3.13)$$

For å stabilisere svingningen introdusert av eksitasjon om fjæren benytte vi en demper. Inne i demperen finner i som regel en viskøs masse (luft, vann, olje o.l.) som sammen med øvrige deler avgjør dempingsegenskapene til demperen. Tilsammen utgjør dette dempingskoeffisienten, c . Likning 3.14 viser sammenhengen mellom dempingskoeffisienten og hastighetet. Dette gir kraften/friksjonskraften som demperen motsetter seg.

$$\mathbf{F} = cv \quad (3.14)$$

Dampingskoeffisienten er gitt av likning 3.15 [6]. Korrelasjonen mellom kraft og demper er også kjent som *Newton-demping*[6].

$$[c] = \frac{\text{force} \cdot \text{time}}{\text{length}} \quad (3.15)$$

3.2 Svingninger

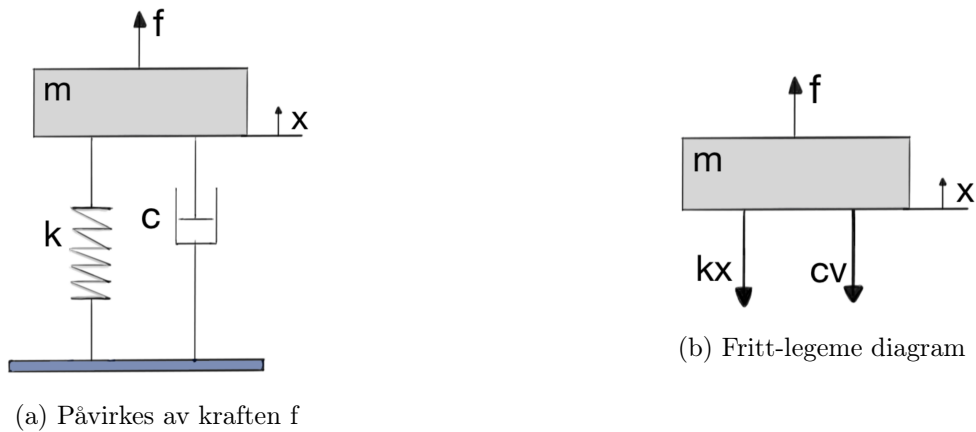
Svingningene i bilmassen oppstår som følge av at energi fra motoren blir overført til de ulike komponentene i systemet. For de ikke-roterende bevegelsene medfører svingningene overføring av energi i for av kontinuerlig veksling mellom kinetisk energi, K og potensiell energi, V . Elementet som holder på den kinetiske energien er massen, mens den potensielle blir lagret i fjæren. Den totale energien ved (mekaniske) svingninger er gitt ved 3.16, men

i alle fysiske system vil vi også se et energitap. For system med en demper, vil demperen kunne ta opp tilnærmet all energien, avhengig av dens dempningsegenskaper. Dette skjer ved at demperen overfører energien til varme ved hjelp av friksjon. Dempningsenergien, D vil være gitt av 3.17, som vi igjen kan vi legge til formelen for mekanisk energi for et system: $E_{tot} = K + V + D$.

$$E = K + V \quad (3.16)$$

$$D = \frac{1}{2}c\dot{x}^2 \quad (3.17)$$

Et system påsett svingninger kan bli modellert dersom man vet massen, dempingskoeffisientene og fjærstivheten. Har man dette kan man sette opp systemet som på vist i figur 3.1a, som kan forenkles til et fritt legeme diagram som vist i 3.1b.



Figur 3.1: System med fjær, demper og masse

Slik systemet er fremstilt her, har det en frihetsgrad, det vil si ett sett med fjær, demper og masse som kan overføres til riggen ved å se på det mellom hjulspindelen og bilmassen. Dersom vi ville inkludere fjær- og dempingeffekten til hjulet, måtte vi satt på en tilsvarende modell på 3.1a. Da hadde vi fått et system med to frihetsgrader.

$$ma = -cv - kx + f \quad (3.18)$$

Fra figur 3.1b kan vi utlede energien ved å sette opp likning 3.18. Denne kan vi så skrive om ved å bruke identitetene i fra 3.2 til følgende (3.19):

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f \quad (3.19)$$

Fra [6] kan vi trekke ytterligere sammenhenger vedrørende svingninger som vi kan benytte til kontrollregninger senere. Det første er *den kritiske dempningsfaktoren* (3.20). ω_e er egenfrekvensen dersom demping blir neglisjert, dvs $c = 0$. Men vi kan også finne denne ved hjelp av likning 3.21.

$$c_k = 2\sqrt{km} = 2m\omega_e \quad (3.20)$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.21)$$

Forholdet mellom den faktiske dempingen og den kritiske, kalles for *dempingsforholdet* og sier noe om hvor godt systemet blir dempet.

3.3 Materialelegenskaper

3.3.1 Spenning og tøyning

Spenningen i et materiale er avhengig av to faktorer; *areal*, A og *kraften*, F [8]:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.22)$$

Tøyning sier noe om hvor mye et materiale endrer seg relativt til sin initielle størrelse. Enheten er dimensjonsløs og har symbolet ϵ . Hvor mye et materiale strekkes (hvor stor tøyningen blir) avhenger av materialet, og dens *elastisitets modul*, E . Denne er forskjellig mellom materialer og sier noe om hvor mye motstand materiale yter når en kraft blir påført. På samme måte som for en fjær, kan vi her benytte *Hookes lov*:

$$\sigma = E\epsilon \quad (3.23)$$

3.4 Streklapper

For å måle tøyning i materialet benyttes det streklapper. Dette er sensitive motstander som limes på overflaten som skal analyseres. Dersom materiale blir påført en kraft, vil materiale også endre sin form. Dette medfører at også streklappen endrer form, og små ledninger inni lappen endrer da lengde, som igjen fører til endret motstand. Ut ifra denne endringen i motstanden kan vi finne tøyningen, og dersom vi har E-modulen, vet vi også spenningen.

Streklapper kommer i ulike varianter og størrelser. Avhengig av hvordan tøyninger man har, kan man måle tøyning i tre retninger i et punkt for å oppnå mest mulig nøyaktighet. Da benytter man uttrykkene gjengitt under [9]. Eller så kan man kun måle i en retning, for eksempel om man bare har strekk i en retning.

$$\begin{aligned} \epsilon_a &= \epsilon_x \cos^2 \theta_a + \epsilon_y \sin^2 \theta_a + \gamma_{xy} \sin \theta_a \cos \theta_a \\ \epsilon_b &= \epsilon_x \cos^2 \theta_b + \epsilon_y \sin^2 \theta_b + \gamma_{xy} \sin \theta_b \cos \theta_b \\ \epsilon_c &= \epsilon_x \cos^2 \theta_c + \epsilon_y \sin^2 \theta_c + \gamma_{xy} \sin \theta_c \cos \theta_c \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \epsilon_a \\ \epsilon_y &= \epsilon_c \\ \gamma_{xy} &= 2\epsilon_b - (\epsilon_a + \epsilon_c) \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned}\epsilon_x &= \epsilon_a \\ \epsilon_y &= \frac{1}{3}(2\epsilon_b + \epsilon_c - \epsilon_a) \\ \gamma_{xy} &= \frac{2}{\sqrt{3}}(\epsilon_b - \epsilon_c)\end{aligned}\tag{3.26}$$

Kapittel 4

Utbedre eksisterende rigg

Bruddet i den nedre bæreamen ble utbedret gjennom en enkel reparasjonen. Slik designet er nå vet vi også at området vil være utsatt for store krefter. For å avgjøre om reparasjonen vi gjorde vil være tilstrekkelig for fremtidig bruk er ønskelig å kartlegge spenningskonsentrasjonene i området. Vi vil derfor foreta noen analyser hvor vi undersøker om det er mulig å senke spenningen i det kritiske området.

Gitt den relativt lave hastigheten vi benytter på riggen (kapittel 2.2) er det to elementer i riggen som vi anser som avgjørende for hvordan systemet reagerer og for hvordan spenningene fordeler seg i det kritiske området.

Det første er energien vi utsetter systemet for. Da vi må opp i en viss hastighet på systemet, vil vi ikke senke hastigheten til eksenteren. Derimot kan vi redusere kreftene påført systemet i form av å minke eksentrisiteten til eksenteren.

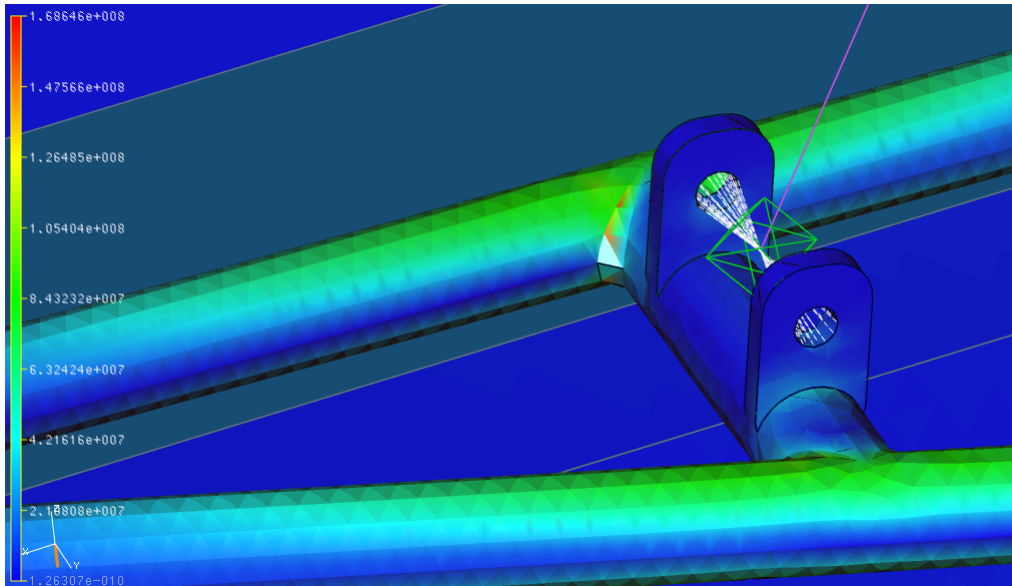
Det andre er selve designet av den nedre bæreamen. Vi ser at det vertikale leddet mellom fjæren og bæreamen ikke er optimalt med tanke på vridning påført den horisontale sylindere. Dermed er det ønskelig å se om alternative design kan senke spenningen i det kritiske området.

Ut ifra denne analysen skal vi kunne avgjøre om det er nødvendig å endre riggen, og eventuelt, hva som vil være mest hensiktsmessig.

4.1 Vurdering av eksentrisitet

Eksenteren overfører energi fra motoren til systemet i form av både rotasjon og translasjon (kapittel 2.1.4). Da rotasjonsenergien ikke har noen videre effekt utover å påføre rotasjon i hjulet, neglisjerer vi rotasjonsenergien i denne analysen. Vi sitter igjen med den vertikale translasjonen som blir påført hjulet av eksenteren.

Akselerasjonen i translasjonsretningen er for systemet gitt av to faktorer; dimensjonene til eksentrisiteten og vinkelhastigheten. I simuleringene vi har gjennomført øker vi hastigheten med konstant akselerasjon, dette medfører at kreftene som påføres, økes for hver rotasjon. Vi ønsker å kunne kjøre testriggen opp til hastigheter slik at vi får se responser ved egenfrekvensen til fjæren. Vi ønsker derfor ikke å senke hastigheten på motoren dersom det ikke viser seg nødvendig.



Figur 4.1: Spenningsfordelingen i det tidspunktet maks oppsto

Ekskenter [mm]	Maks spenning [MPa]
30	169.7
20	149.0
10	129.1
5	119.1

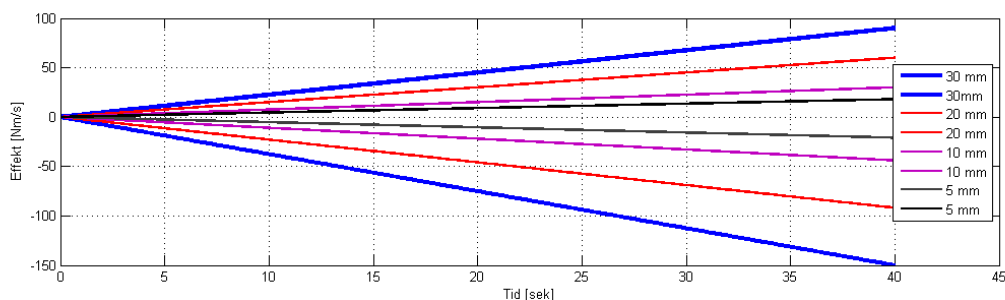
Tabell 4.1: Maks spenning (Von Mises)

Derimot kan vi endre distansen systemet skal tilbakelegge for hver periode, distansen er en funksjon av eksenteren. Rikken ble designet med en eksenter som gir en amplitude på 15 mm. For å vurdere amplitudens påvirkning på systemet og se på effekten av å senke denne, simulerer vi også tre mindre størrelser, 10, 5 og 2.5 mm (eksentrisiteten er det dobbelte). For å vurdere påvirkningen, benytter vi oss av to målbare verdier: Effekten overført til hjulet, og spenningen i det kritiske området.

Figur 4.1 gir spenningsfordelingen i det øyeblikket det oppstår størst spenninger i løpet av den tiden vi simulerer. Som antatt er de største spenningene konsentrert rundt sveisene. Analysen gir oss en maks spenning på 169 MPa, som er under kritisk spenning til stål [7], men vi kan ikke utelukke at dette fortsatt er for høyt, da det i stor grad avhenger av kvaliteten på sveisen.

I vedlegg C kan man se resultatet av analyser for de fire eksentrisitetene, og i tabell 4.1 kan man se maks *von mises* spenning i disse analysene, tilsvarende den maks man ser i figur 4.1.

Den andre påvirkningen vi ønsker å se på er den faktiske energien de ulike dimensjonene overfører til hjulopphenget. Som et mål på effekten som blir overført fra eksenteren til hjulet bruker vi *effekten* i det *kunstige* leddet mellom hjulet og eksenteren. Effekten er gitt av $kraft [N] \times hastighet [m/s]$, dermed forventer vi å se en økende påvirkning etter hvert som hastigheten øker. Vi forventer også lavere verdier for mindre eksentere, da akselerasjonen i vertikal retning vil minke. Det er vanskelig å si hvor stor effekten vil bli. En kan se en detaljert analyse i vedlegg C, mens figur 4.2 gir sammenhengen mellom de



Figur 4.2: Viser øvre og nedre grense av amplituden som viser effekt

fire eksentrisitetene.

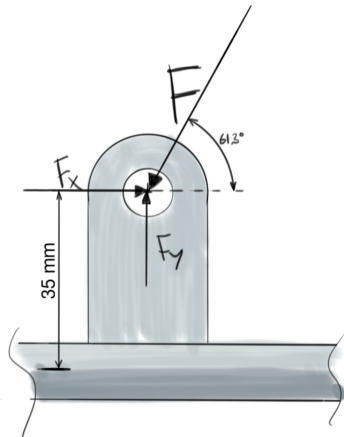
Grafen viser topp- og bunnpunkt for hver periode. Som forventet er de negative verdiene høyere som følge av at systemets egenvekt blir påvirket av gravitasjon. De positive er lavere, da noe av energien vi bli tatt opp i fjæren og demperen.

Resultatet av endringen er tydeligere i den siste analysen, selv om de er som forventet. Resultatet av spenningsanalysen er mer interessant, både på grunn av at spenningene i det initiale designet var relativt små, men også fordi påvirkningen av å endre eksentrisitet var såpass begrenset. Da vi anser spenningsanalysen for mest aktuell, med tanke på å utbedre bruddet, velger vi å legge vurderingsgrunnlaget på denne. Siden det ville være kostbart og ville medført ekstra produksjonstid (da den må spesiallages) velger vi å la eksenteren være slik den er i dag.

4.2 Evaluering av nedre bæream

Med tanke på spenningsfordeling er designet på koblingen mellom fjæren og den nedre bæreamen mindre gunstig. Men som vi så i kapittel 4.1 så er ikke området utsatt for store nok spenninger til å medføre verken brudd eller flytning, dog er det under forutsetningen om en perfekt sveis. Det er vanskelig å oppnå perfekt sveis i verkstedet, men vi kan vurdere å gjøre noen endringer som gjør at vi får spredt spenningene utover, og hvor ikke all energi overføres via sveisen. I dette kapittelet skal vi derfor se på noen alternative design, og vurdere om det er nødvendig å produsere en ny bæream.

I analysen av alternative design tar vi utgangspunkt i den originale bæreamens dimensjoner og koblingspunkter. Koblingen til demperen/fjæren er plassert på midten av bæreamen, mellom koblingen til leddet og bilmassen, 35 mm vertikalt opp. Selv om det kan være gunstig med tanke på spenningene, vil vi prøve å unngå å endre denne posisjonen. Det på bakgrunn av at det vil kunne endre hvor mye forspenning som er nødvendig, samt medføre endring av systemets likevektsposisjonen. I tillegg vil man ved å strekke ut demperen ytterligere, kunne overskride maks utslag når systemet er i bevegelse.



[H]

Vi henter ut kreftene i figuren fra FEDEM simuleringen (Tillegg B).

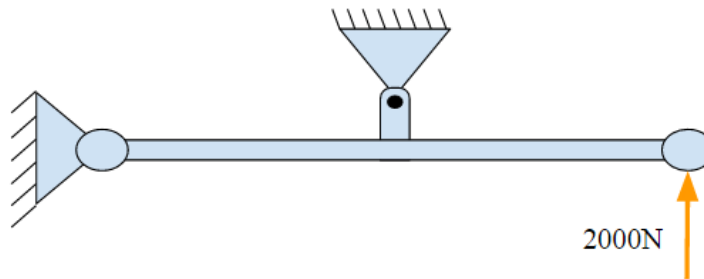
$$F_{x(maks)} = 463N \quad (4.1)$$

$$M_{LCA} = 463N \times 0.035m \quad (4.2)$$

$$M_{LCA} = 16.21Nm \quad (4.3)$$

Et godt design er gitt ved at vi får spredt ut de spenningene vi ser i figur 4.1. I tillegg vil man unngå at det er sveisen som overfører kreftene mellom bærearmen og fjær/demperen.

I vedlegg D er det blitt utført noen analyser av ulike design med relativt små endringer. Dog har det kun blitt fortatt en statisk analyse av disse. Vi har gjort dette for å ikke gjøre analysen unødvendig tidskrevende. Isteden tok vi utgangspunkt i analysen vi gjorde på det initielle designet. Der hadde vi en spenning på om lag 170 MPa, tilsvarende spenninger vi oppnådde i NX ved å opplagre bærearmen som vist i figur 4.3. Etter dette sette vi på en vertikal kraft på 2000 N vertikalt opp i leddet hvor armen er festet til hjulspindelen.



Figur 4.3: Opplagring under analysene i NX. Rotasjon: fri. Translasjon: fast

Analysene viser en mindre effekt enn forventet, Noe avhenger av at designene ikke er blitt optimalisert, men det begynner å bli tydelig at plasseringen, både i vertikal og horisontal retning ikke er optimal. På dagens hjuloppheng av denne typen (dobbel a-arm) er kontakten til bærearmen nærmere hjulet, om ikke på selve hjulspindelen. På hjulspindelen finner vi også en kraftigere oppbygging i den bærende strukturen. Dette har også en fordel med tanke på manøvrering [1].

Da de tidligere analysene ikke tilsier brudd, samt at de resultatene vi har til nå viser en relativt liten forbedring, velger vi å la temaet ligge. Det vil kreve en del arbeid å utvikle og å lage en optimal bærearm til dette formålet, og da effektene av de endringene vi har gjort til nå er såpass små, velger vi å stole på simuleringene og opprettholde det originale designet. Da antar vi også at bruddet kom som følge av dårlig sveis. Antagelsen ble ytterligere forsterket da verkstedpersonell har uttrykt at det ikke var blitt sveiset dypt nok i materialet.

Sveisingen vil denne gangen bli gjennomført av personell fra verkstedet. Sveisen vil aldri bli perfekt, og da vi vet at området vil bli påført en periodisk spenning på rundt 70 prosent

av flytegrensen, øker risikoen for utmattingsbrudd.

4.3 Riggens tilstand etter utbedring

Etter testing av riggen, avgir den nå konsekvente resultater, derfor konkluderer vi med at riggen er i en tilstand hvor vi kan begynne å foreta avlesninger. Likevel er det noen elementer ved riggen som kan vise seg å være problematisk med tanke på å stille inn FEM modellen til å representere testriggen.

For det første så får vi ikke den lineære økningen i hastighet som vi har simulert tidligere. Problemet er ikke at motoren er for svak, men at den ikke har noe form for brems. Dersom vi deler rotasjonen til eksenteren opp i to, hvor den ene halvdel skal løfte hjulet, og den andre skal gi en kontrollert nedstigning, er det ved kontrollert nedstigning at problemet oppstår. Det viser seg at hjulet og resten av hjulopphenget genererer så høy kraft på eksenteren at motoren gir etter, dermed faller hjulet tilnærmet fritt på denne halvdel.

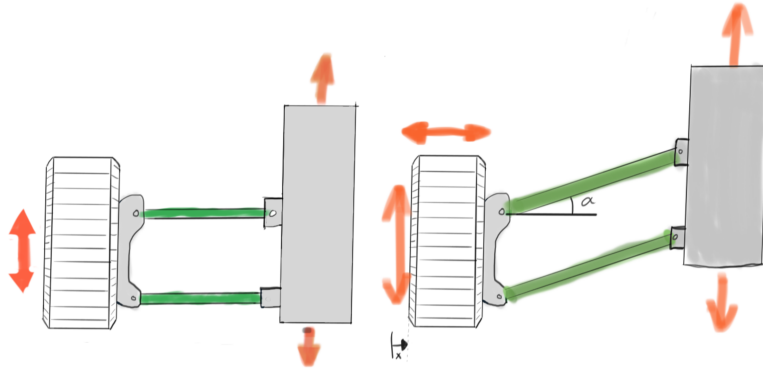
Vi har i tillegg E foretatt en serie målinger på hastigheten til motoren, og der kommer det frem at hastigheten er tilnærmet lineær (som i simuleringen). Det er dog relativt store avvik ved lave hastigheter (<100 RMP), som følge av problemet nevnt over. Forskjellen forsterkes ytterligere av at motor og motorcontrolleren ikke i stand til å yte hastigheter under 1 Hz. For å kompensere for dette er vi nødt til å gjøre endringer i hastigheten i FEM-modellen.

For det andre begynner hjulet å *hoppe* når hastigheten på eksenteren øker. Det er som forventet, men kan være problematisk, siden det ikke er tilfelle i simuleringen, og dermed kan de to ikke direkte sammenliknes. Hastigheten ved eksenteren er altså den samme mellom de to, men dersom hjulet "hopper", vil translasjonsfrekvensen på hjulet avvike fra simuleringen. Dette skal vi avgjøre ved å måle akselerasjonen ved hjulet og sammenlikne dette med hastigheten til eksenteren.

For det tredje begynner riggen å vibrere kraftig når motorhastigheten overstiger 600 RPM. Øker vi hastigheten ytterligere, vil vi se at riggen begynner å bevege seg. Men ved denne hastigheten har allerede svingningene i bilmassen minket og stabilisert seg betraktelig. Dette er det resultatet vi ønsker og dermed unngår vi denne problematikken ved å sette 600 RPM som maks hastighet, i både simuleringen og testingen. Noe av vibrasjonene skjer i det horisontale planet. Det skjer som følge av hjulets kontinuerlige posisjonsendring i horisontal retning som igjen skjer på grunn av vinkelendring på bærearmerne (se figur 4.4) Posisjonsendringen fører til at koblingen mellom bilmassen og støttestrukturen, vibrerer i takt med hastigheten. Det er problematisk at disse leddene da sliter ned stagene som de er festet på og vil før eller siden måtte byttes ut.

4.4 Etablere indikatorer til vurdering av modell

Til å sammenligne og avgjøre hvorvidt der er korrespondanse mellom FEM- og den fysiske modellen, trenger vi å etablere indikatorer for begge. På denne måten kan vi si noe om hvordan systemet reagerer på den påsatte eksitasjonen. For FEM-modellen er dette greit



Figur 4.4: Friksjon i dekket, samt svingningene medfører at det oppstår krefter i horisontal retning

siden vi kan ta ut nærmest hvilke verdier vi vil. For testriggen derimot, blir vi begrenset av hva som er mulig i forhold til tilgjengelig måleutstyr, samt hva som er praktisk mulig.

Da vi ønsker å se nærmere på resultatet av forskjellige demping er det naturlig å bruke dette som utgangspunkt. Det vil si å se hvordan bilmassen reagerer på translasjon av hjulet gitt ulike hastigheter.

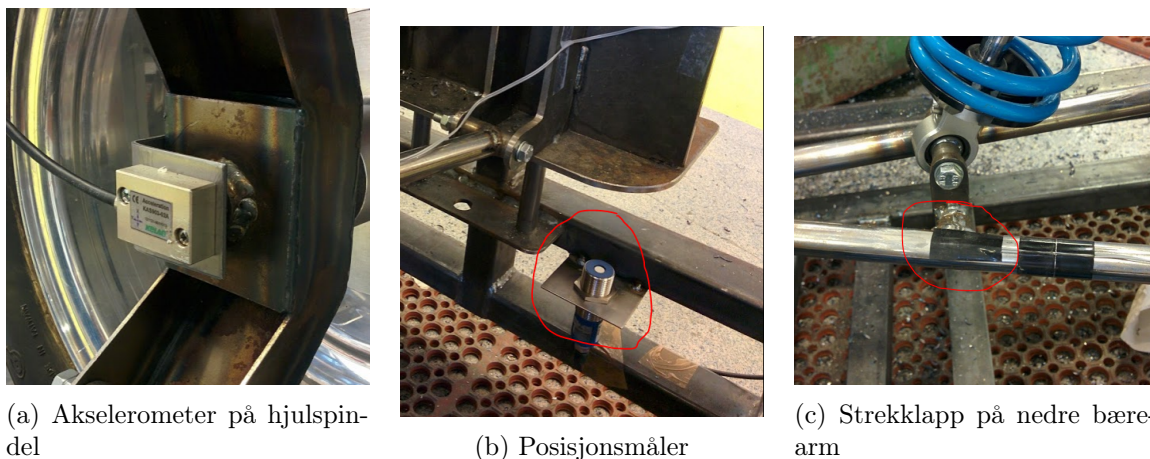
Vi kan lese av rotasjonshastigheten til motoren til enhver tid, legger vi så til utvekslingsfaktoren fra kapittel 2.1.5 så vet vi også hastigheten til eksenteren, og dermed frekvensen på eksitasjonen. Men som vi leste tidligere ser det ikke ut som at hjulet følger eksenterne til enhver tid og dermed er det mulig at frekvensen på translasjonen ikke er den samme som eksitasjonen. Det er ønskelig å se nærmere på dette forholdet.

Utslaget av translasjonen på hjulet kommer best til syne ved å se på svingningene av bilmassen. Siden svingningene i stor grad er avhengig av egenskapene til demperen og fjæren, vil det være nyttig å måle den. På denne måten vil vi kunne si om egenskapene vi buker i FEDEM, også svarer til dempingen på riggen.

4.5 Instrumentering av testrigg

I begge modellene ser vi på responsen i systemet som følge av økende eksitasjonsfrekvens og hastighet på motoren. Dermed vil det være avgjørende for sammenlikningen at vi kan være sikre på at vi har samme hastighet ved en gitt tid. På testriggen kan vi stille inn hastigheten ut ifra akselerasjon og maks hastighet, men for å avgjøre hastighetene mellom disse, vil vi være avhengig av manuell avlesing.

Da det er mest praktisk i forhold til montering og for å redusere forstyrrelser i målingene, monterer vi et akselerometer på hjulspindelen for måle translasjon av hjulet. Vi finner da ikke posisjonen, men vi kan avgjøre hvor godt hjulet følger eksenteren. Så lenge dekket er i kontakt med eksenteren kan vi også beregne posisjon. For å måle svingningene i bilmassen, velger vi på benytte en avstandsmåler. På grunn av store og markante bevegelser er dette ekstra gunstig. Det er også praktisk med tanke på plassering og montering av sensor.



Figur 4.5: Sensorer på testriggen

4.6 Logge avlesninger

Til å logge dataene fra riggen benytter vi et program som heter *Catman*. Med dette har vi mulighet til å omgjøre signalet sensorene produserer (variabel spenning, mV) om til uttrykk for posisjon og akselerasjon. I programmet har man også mulighet til å utføre enkle regneoperasjoner som integrering og derivering. Dette gjør at vi kan danne oss et mer helhetlig bilde av responsen og styrke sammenligningen.

Da avstandsmåleren har høyest målefrekvens av de to (300 Hz) benytter vi også dette i programmet som et mål for hvor ofte dataene skal bli logget.

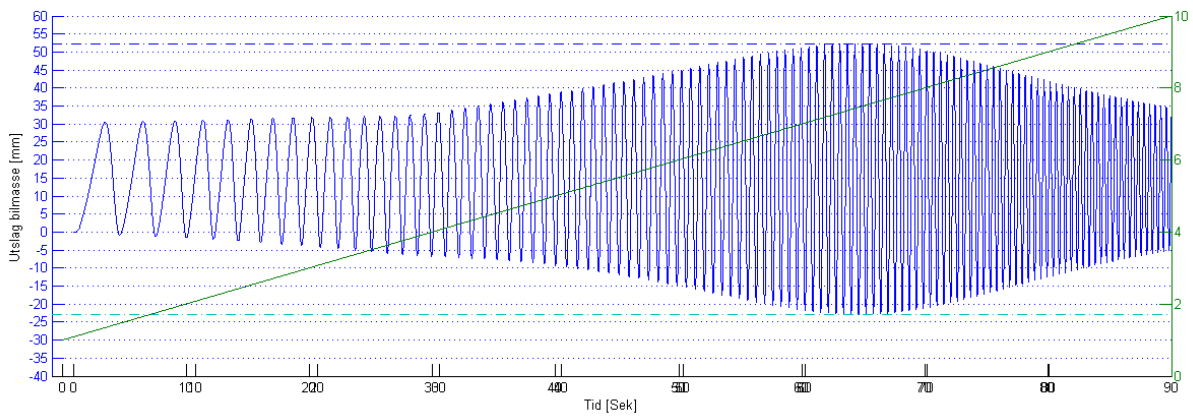
For å illustrere dataene benytter vi oss av *MATLAB*, da det kan håndtere de høye datamengdene vi får fra målingen. Det gir oss også mulighet til å filtrere vekk uønskede partier, samt gjøre endringer i datasettene.

4.7 Resultater (avlesninger)

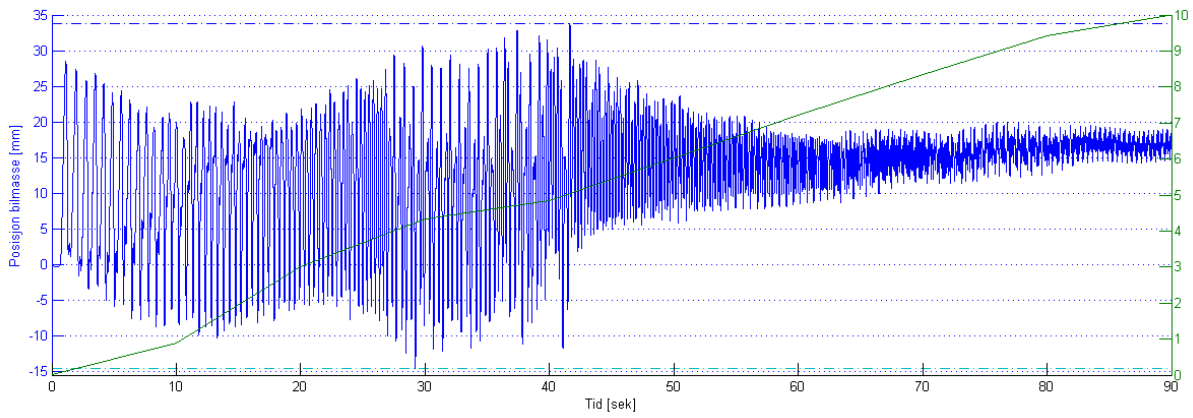
I figur 4.6 og 4.7 ser vi posisjonen (utslag fra startposisjon) på bilmassen for både simuleringen og målingen på modellen. Som referanse inkluderes også hastigheten målingen svarer til (høyre t-akse). For de fysiske målingene, er det illustrert en tilnærmet lineær økning i starten, men av grunner nevnt tidligere er ikke dette helt tilfelle. I virkeligheten veksler hastigheten her mellom omtrent 100 RPM (når motoren gir etter) og 0 (etter fallet, før stigningen begynner). Dermed er ikke grafen representativ ved disse lave verdiene (<10 sek), og vi ser vekk ifra disse.

Sammenlikner vi de to, er det tydelig at vi har den samme utvidede responsen ved den naturlige frekvensen til fjæren. Men det er et avvik mellom når de oppstår. Dette skal vi se nærmere på i kapittel ???. Amplitudestørrelsene avviker også noe, noe som kan vitne om at verdiene for fjæren og demperen i modellen avviker noe. Dette skal vi se nærmere på i neste kapittel.

I tillegg E finnes samtlige målinger fra testriggen.



Figur 4.6: Respons på bilmassen fra FEM-modell, $f = [1,10]$



Figur 4.7: Respons på bilmassen fra testtrigg, $f = [1,10]$

Kapittel 5

Analyse og diskusjon

Som det kom frem i kapittel

Av de ukjente verdier som påvirker riggen, er det rimelig å si at i dette tilfelle, er fjæren og demperen som kan størst betydning. Som vi husker var det knyttet usikkerhet til verdien av disse på grunn av manglende dokumentasjon(kapittel 2.1.2. Vi så også at de største svingningene inntraff ved markant forskjellige hastigheter, som forsterker påstanden om at det er nettopp demperen eller fjæren som er simulert ved feil verdier.

Vi skal i det kommende kapitelet se nærmere på disse delene, og se om vi kan fastsette verdiene til fjæren og demperen.

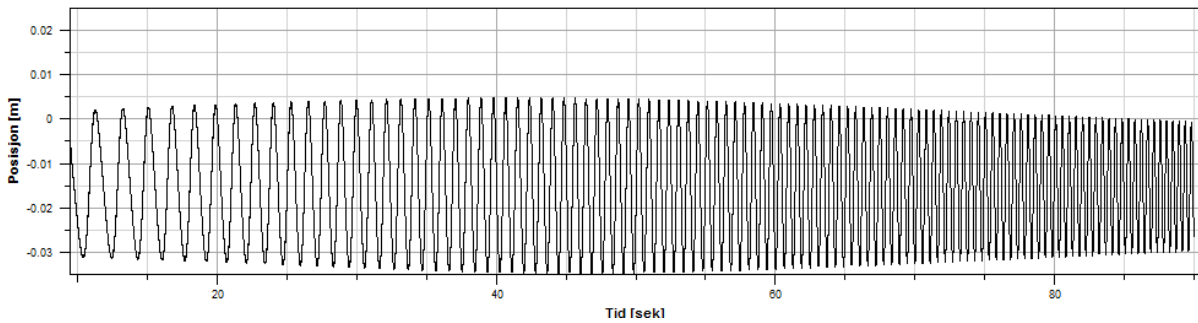
5.1 Etablere fjær-og dempningsegenskaper

For å utføre dette benytter vi oss av FEDEM og modellen vi ha brukt tidligere. Vi gjennomfører så ett sett med simuleringer hvor vi endrer verdien av fjæren eller demperen (en om gangen).

Det er knyttet mest usikkerhet til demperne, da leverandøren var relativt sikker på verdien til fjæren. Ved å måle kompresjon av fjæren i det systemet faller til likevekts posisjon, har også denne verdien blitt ytterligere bekrefte. Det gjør at vi først utfører et sett simuleringer hvor vi holder kjørkonstanten fast, og endrer dempningskoeffisienten.

Fra det første settet i tillegg F ser vi at amplituden ved egenfrekvensen reduseres tråd med økt demping, men hastigheten hvor disse forekommer stemmer ikke overens med testriggen.

Ser på figur 4.7 gir den oss en maks svingning ved $4.5 H_x$ på om lag 45 mm. Ser vi på simuleringene igjen, svarer en en tilsvarende spenning til en dempningskoeffisient på 1700 Nm/s. Vi prøver så å endre kjørkonstanten til 1000 N/m som gir oss følgende:



Figur 5.1: *Stivhet: 10000, Damping: 1700, Forforsyving: 0*

Som det kommer frem her, er det heller ingen spesielt god korrelasjon, men å endre egenskapen ytterligere fører heller ikke frem. Vi også gjennomført ytterligere simuleringer enn det som er gjengitt i denne teksten. Men vi klarer ikke å oppnå en sammenheng mellom målt og simulert svingning god nok til å trekke konklusjoner av. Vi må derfor erkjenne at vi ikke klarer gi noen sikre indikasjoner på hva fjærkonstant og dempningskoeffisient vil være.

5.2 Etablere systemet som en analytisk model

Utgangspunktet i de videre modellene vil være den vertikale eksitasjonen til hjulet, denne er gitt av hastigheten på eksenteren. Testen viste at selv om vi forventet at hjulet skulle hoppe opp fra eksenteren, gjorde den kun det ved enkelte hastigheter. Dette førte ofte til ustabilitet og ikke-ideelle forhold for beregning. For de matematiske, så må vi forutsette ideelle omstendigheter, og derfor antar vi at det er *optimal* korrelasjon mellom eksenteren og dekket, så kan vi beregne oss fram til når dekket vil *hoppe*, uavhengig av lav friksjon, men på grunn av at krefter i eksitasjonsretningen.

5.3 Vertikal eksitasjon

Tar vi utgangspunkt i translasjonen hjulet beveger seg kan vi bruke denne til å bestemme responsen til resten av systemet gitt av vinkelhastigheten til eksenteren. Vi kunne ikke definere hastigheten vi ønsker at motoren skulle yte, dermed ble vi avhengig av en form for avlesning.

Vi er interessert i vinkelhastigheten til eksenteren, og fra kapittel 2.1.4 vet vi at amplituden på grunn av eksitasjonen er 0.015 m. Setter vi inn disse verdiene i den generelle svingninglikningen 5.1, får vi en svingning som oscillerer rundt 0. For representasjonens del flytter vi hele responsen 0.015 millimeter ned. Da sitter vi igjen med uttrykket i 5.2 hvor vi setter inn eksenternens vinkelhastighet.

$$S = A \cos(\omega t) \quad (5.1)$$

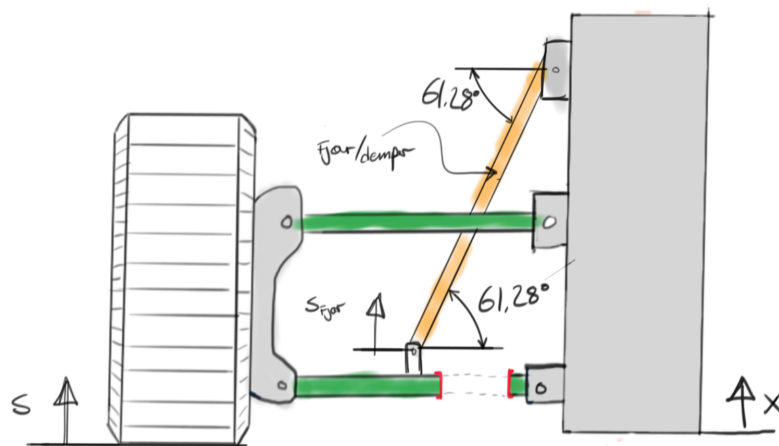
$$S = 0.015 \cos(\omega t) - 0.015 \quad (5.2)$$

5.4 Etablere et system med en frihetsgrad

For å løse systemet analytisk, ønsker vi å sette opp systemet på en tilvarende måte som vi har gjort for et system med en frihetsgrad (kapittel 3.2). For å oppnå dette må vi ta høyde for systemets oppbygning, spesielt med tanke på vinkler som gjør at sammenhengen blir like lineær.

Før vi ser nærmere på systemet, må vi først definere noen antagelser: Først ut er at alle vertikale krefter mellom bilmassen og hjulet går gjennom demper og fjæren, dette for å kunne ekskludere børearmenes påvirkning på analysen. Dette gjelder også for massen til delene. På denne måten kan vi modellere bilmassen som eneste masse.

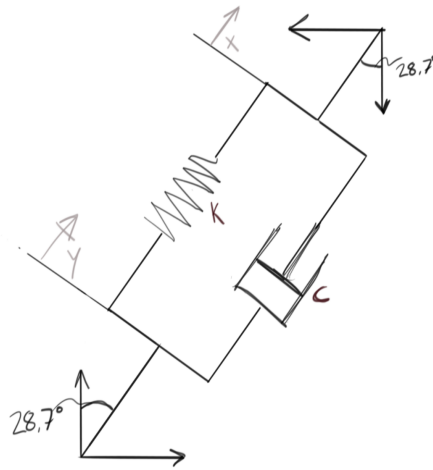
For det andre eliminerer vi koblingen mellom den nedre bærearman og bilmassen, som i figur 5.2. Dette gjør vi fordi bilmassens posisjon vil på lik linje som hjulet påvirke posisjon til $S_{Fjær}$. På denne måte får vi også et system som er lett å indentifisere med fremstillingen i kapittel 3.2.



Figur 5.2: Systemet med vinkler i likevektsposisjon

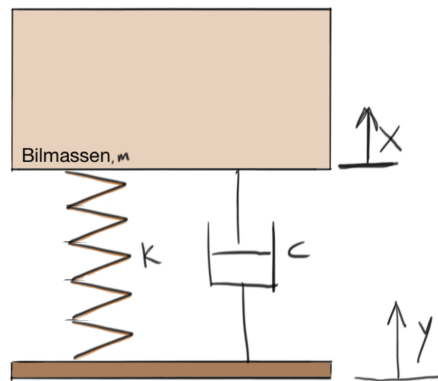
I figur 5.2 har vi definert translasjonen ved hjulet til S . Gitt antagelsen om at vi fjerner koblingen mellom bæremaren og bilmassen, kan vi også si at forskyvningen ved $S_{Fjær} = S$.

Vi ser deretter nærmere på fjæren/demperen, som på grunn av vinkelen den står i, ikke får forskyvning helt analogt til forskyvningen til hjulet. Det kunne tenkes at vi skulle dekomponere forskyvningene, men etter nærmere undersøkelser, ser vi at bevegelsene i horisontal akse i begge leddene er meget begrenset. Vi går dermed videre under forutsetningen om at lengene på demperen og fjæren er helt analogt med posisjon til bilmassen og hjulet.



Figur 5.3: Caption

Vi kan nå overføre dette til kjente oppsett, hvor vi tar høyde for disse vinkelene og dets betydning for forsyvning av fjæren og demperen.



Figur 5.4: Caption

Vi har nå en modell som representerer systemet. Dermed kan vi utføre noe regneoperasjone hvor vi setter på en eksitasjon på hjulet. Dette gjøre at vi også kan regne ut responsen til bilmassen.

5.5 Kontrollstykker

Til å utføre kontrollen, setter vi på den periodiske forsyvningen forårsaket av eksenteren. Siden vi her skal få et uttrykk for svingningen kan vi generalisere uttrykket 5.2 og også ha en middelvei på null.

$$S = Y \cos \omega t \tag{5.3}$$

Fra kapittel 3.2 vet vi det generelle uttrykket for svingninge. Kombinerer vi dette med kreftene påført massen som følge at eksitasjone, får vi 5.4 som et uttrykk for forsyvning

av x

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cY\omega \cos \omega t + kY \sin \omega t \quad (5.4)$$

Utfra dette uttrykket kan man så komme fram til uttrykk for svingning og amplitude i x . For fremgangsmåte og bevis henvises det til [2].

Svingningen for x (hvor X er amplituden):

$$x = X \sin(\omega t - \varphi_x) \quad (5.5)$$

Amplituden er gitt av:

$$\frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (5.6)$$

Og fasen φ_x er gitt av:

$$\varphi_x = \tan^{-1} \frac{2\xi r^3}{1 - r^2 + (2\xi r)^2} \quad (5.7)$$

5.5.1 Utregning

Benytter vi verdier fra leverandør kan vi teste uttrykket:

$$m = 30 \text{ kg}$$

$$k = 17540 \text{ N/m}$$

$$c = 700 \text{ Nm/s}$$

Vi velger så å påtvinge svingninger i det området hvor vi tidligere har sett at egenfrekvensene utspiller seg. Dermed settet vi hastigheten funksjonen til:

$$y = 0.015 \sin 10\pi t \quad (5.8)$$

Utregningne er lagt ved i tillegg G, det gir oss følgende resultater:

$$X = 0.0168$$

$$\varphi_x = 1.1749 \text{ rad}$$

$$x = 0.0168 \times \sin(10\pi t - 1.1749)$$

5.6 Diskusjon

Som nevnt har vi ikke fått etablert en FEM-modell som beskriver riggen godt. Vi har prøvd ulike egenskaper for det vi antar er årsaken, men det har ikke ført frem. Vi har dermed ikke fått sett på de øvrige målingen på testriggen.

Angående den analytiske modellen fikk vi et noe mer lovende resultat. Hadde det hvert anledning kunne vi undersøkt ved flere hastigheter, og sett om det er korrelasjon over et større spekter av hastigheter. Hadde det hvert det, hadde det hvert interessante å brukt uttrykket til å finne egenskapene vi manglet over. Men med bakgrunn fra resultatene vi fikk av simuleringen er det dette noe tvilson.

Kapittel 6

Konklusjon

Innledningsvis ble det opprettet tre delmål for oppgaven:

1. Sette i stand testriggen og instrumentere
2. Etablere en korresponderende FEM-modell
3. Etablere en korresponderende analytisk modell

Delmål 1 og 3 ansees oppfylt. Riggen ble satt i stand og instrumentert, slik at vi kan utføre målinger og analyser på den. Vi gjorde også forsøk med å etablere en analytisk modell. Der ble foretatt noe nødvendige antagelser, men resultatene vi har fått fra modellen samsvarer godt med målingene vi har foretatt.

For delmål 2 har vi ikke klart å etablere en modell som korresponderer tilstrekkelig godt. Vi har antatt at problemet har ligget ved verdiene til fjæren og demperen. Derfor har vi gjort utallige forsøk med ulike verdier for disse, i et forsøk på å gjenskape verdiene fra testriggen. Dette har dog ikke ført frem, og vi står i dag med en modell som er nærmest lik den vi begynte med.

Under arbeidet i verkstedet erfarte jeg at riggen, ved høyere hastigheter, produserte mye uønsket støy. For å gjøre sammenlikningene lettere bør en sørge for at riggen står stabilt. I mine målinger benyttet jeg et tykt isolasjonsteppe, men dette var ikke tilstrekkelig. For å motvirke støy og vibrasjoner vil jeg anbefale å spenne fast hele riggen.

Dersom riggen skal benyttes i undervisning og skal gjennomgå omfattende testing over lengre tid vil jeg også anbefale å gjøre noen strukturelle endringer, blant annet å forsterke stagene bilmassen er festet til og å forsterke bæreamene.

Under simuleringene erfarte jeg også at lufttrykket i dekket viser seg å ha innvirkning på vibrasjonene. Jeg endte opp med å ta litt luft ut av dekket, noe som hadde god effekt og som førte til at man kunne kjøre testen med ca 100 RPM høyere enn ved et hardt dekk.

Som følge av veldig varierende vinkelhastighet, har jeg forkastet resultater fra lave turtall. Det har blitt foreslått å redusere eksentrisiteten, men jeg vil heller foreslå en større diameter på sylindren som danner eksenteren. På denne måten vil man fortsatt se en tydelig respons på bilmassen, men det vil også være lettere å produsere da man kan tre en sylinder av ønsket tykkelse utenpå den eksisterende eksenteren.

I tillegg H finnes temaer som kunne være interessant for ytterligere vurderinger og eventuelle øvingsoppgaver. Der ligger det også ved en enkel instruksjon til hvordan man benytter seg av kontrolleren.

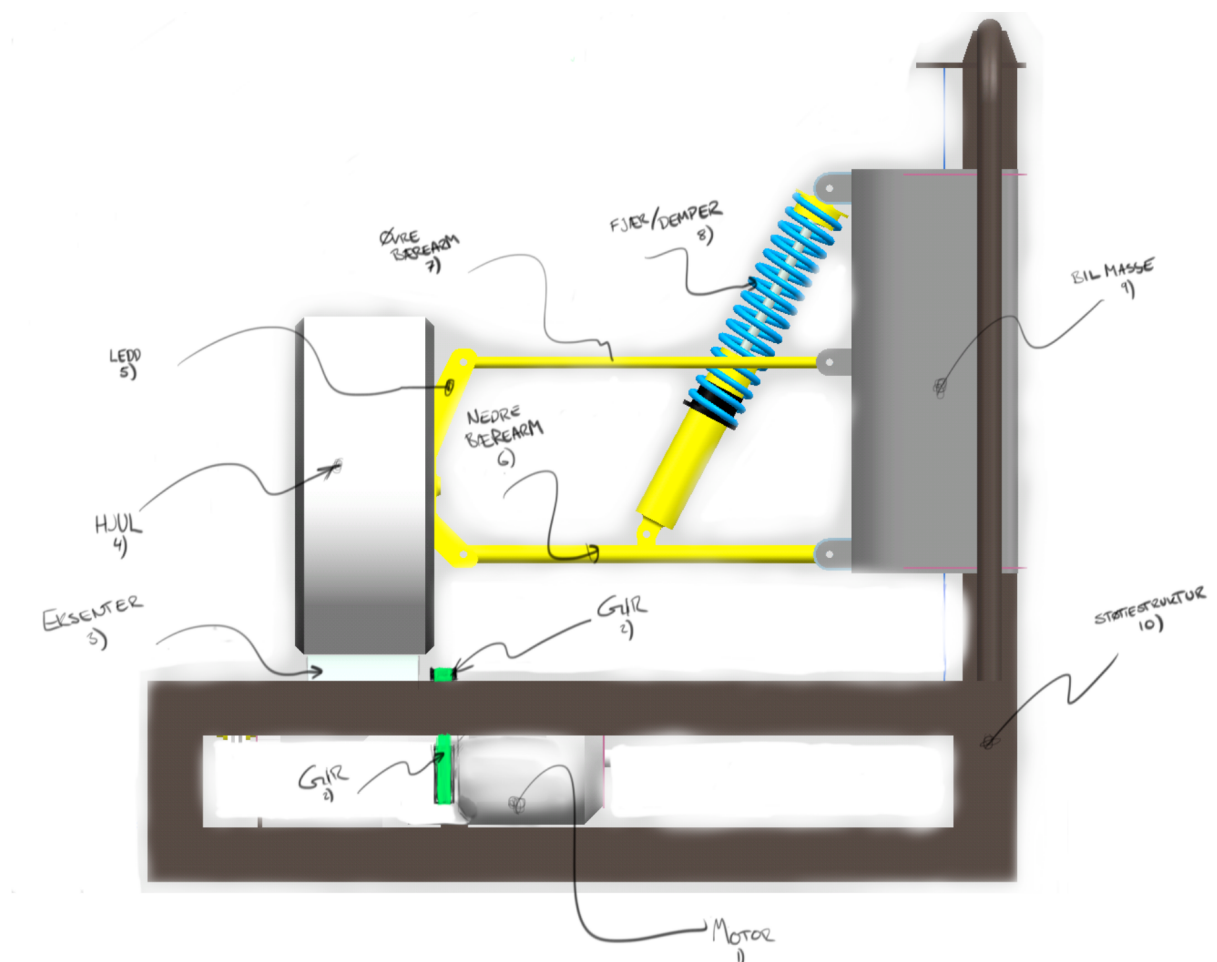
Bibliografi

- [1] John C. Dixon. *Suspension Geometry and Computation*. John Wiley & Sons Ltd, 1 edition, 2009.
- [2] Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Springer, 2008.
- [3] Jim Kasprzak. Understanding your dampers: A guide from jim kasprzak, November 2008.
- [4] Bjarne A. Foff Jens G. Balchen, Trond Andreassen. *Reguleringsteknikk*. 5 edition.
- [5] *Basics for prctical operation motor starting*.
- [6] Fridtjov Irgens. *Dynamikk*. Tapir Forlag, 3 edition, 1990.
- [7] Russell C. Hibbler. *Mechanics of Materials*. Prentice Hall Pearson Education, 7 edition, 2008.
- [8] Jacques Heyman. *Elements of stress analysis*. Cambridge University Press, 1 edition, 2008.
- [9] Bo O. Jacobsen Bernard J. Hamrock, Steven R. Schmid. *Fundamentals of machine elements*. McGraw-Hill, 2 edition, 2005.

Tillegg A

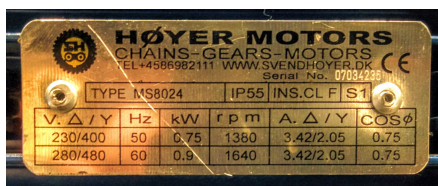
Rigg- og delbeskrivelse

A.1 Delene

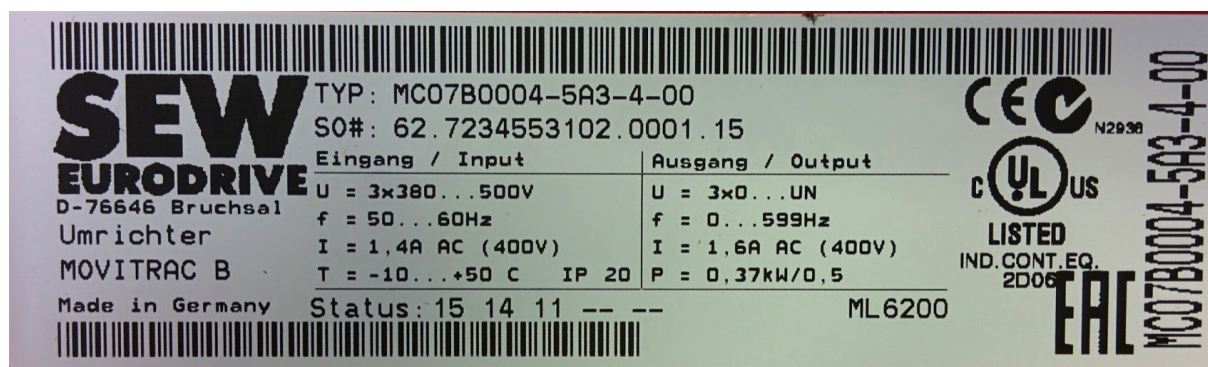


Figur A.1: Overblikk av deler

A.1.1 Motor/Kontroller



Motoren er koblet i Y-oppsett, altså 400 volt som samsvarer med kontroller/strømforsyneren

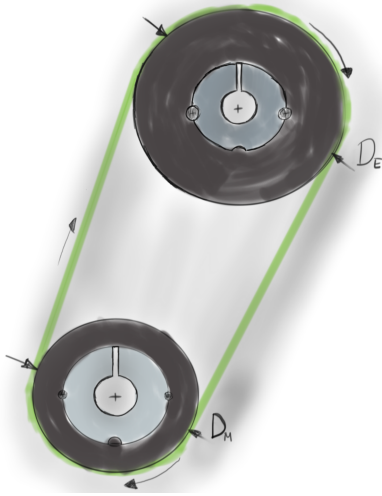


Figur A.2: Datakort - Kontrolleren



Denne kontrolleren er relativt avansert, i at den har mange muligheter for ekstern kontroll og -styring. Til dette formålet kan vi benytte enkoderen på fremsiden til å justere hastighet (som dekker behovet).

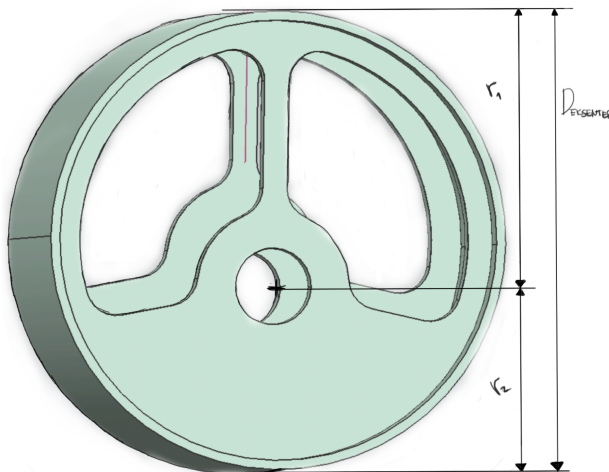
A.1.2 Gir 2)



Kraften fra motoren er overført til eksenteren ved hjelp at et belte. Forskjellig størrelse på de to tannhjulen gjør at det blir et forholdstall mellom hva angår hastighet og kraft.

$$\frac{D_E}{D_M} = \frac{78mm}{56mm} = 1.429 \quad (\text{A.1})$$

A.1.3 Eksenter 3)



Eksenterne overfører både rotasjon og eksitasjon.

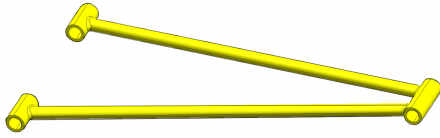
$$\frac{D_{Eksenter}}{D_{Hjul}} = \frac{150mm}{560mm} = 0.267 \quad (\text{A.2})$$

A.1.4 Hjul 4)

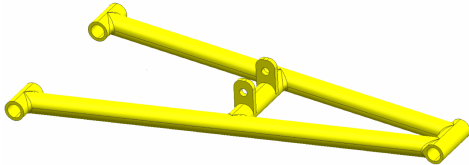
A.1.5 Ledd 5)

Denne bli i oppgaven omtalt som *hjulspindel*

A.1.6 Øvre Bæream 6)



A.1.7 Nedre Bæream 7)



A.1.8 Fjær/demper 8)



- Demping: $d = 700 \text{ N ved } 0.52 \text{ m/s}$
- Fjering: $k = 17860 \text{ N/m}$

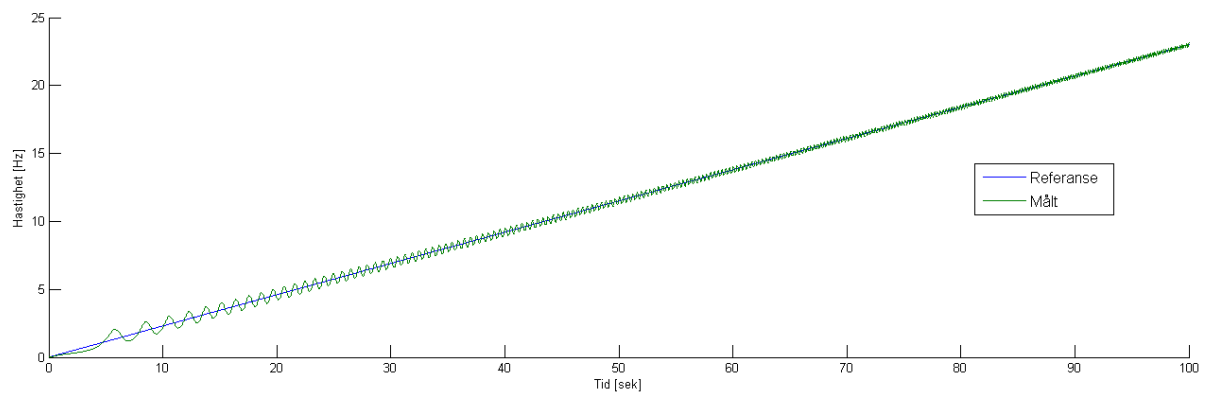
A.1.9 Bilmasse 9)

A.1.10 Støttestruktur 10)

Tillegg B

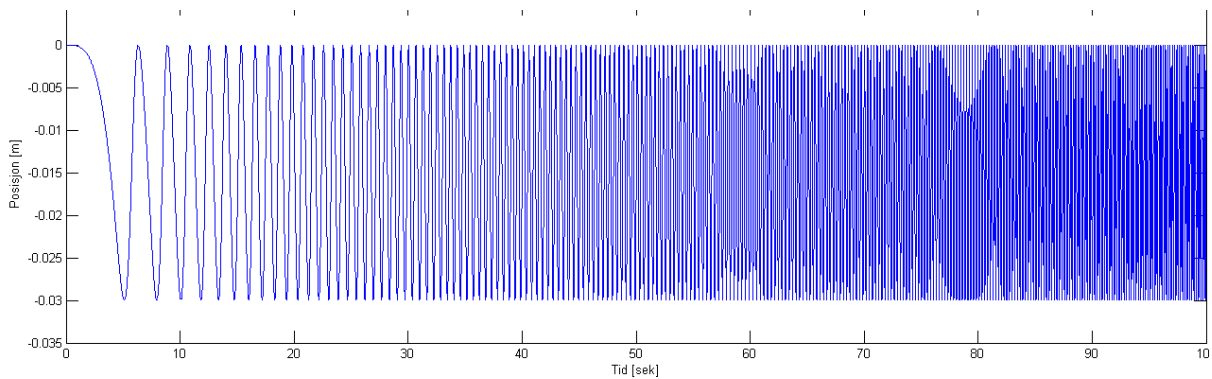
Data fra simuleringer

Hastighet

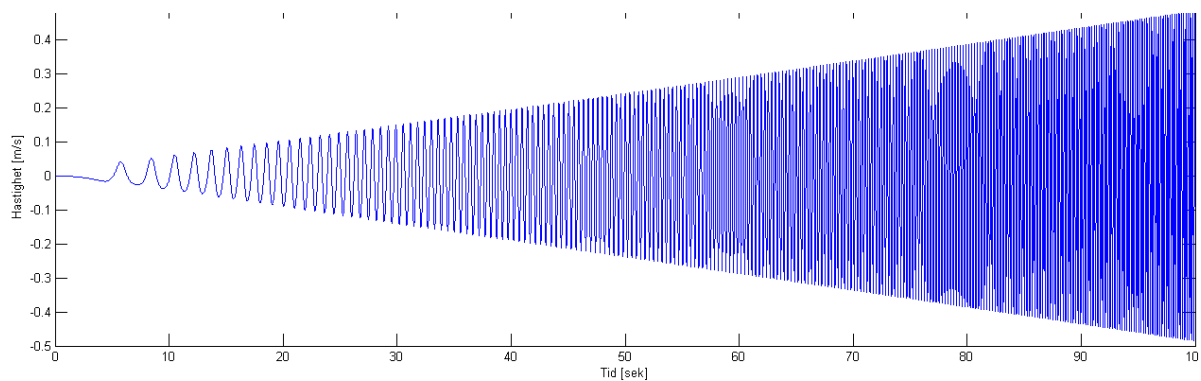


Figur B.1: Motorhastighet

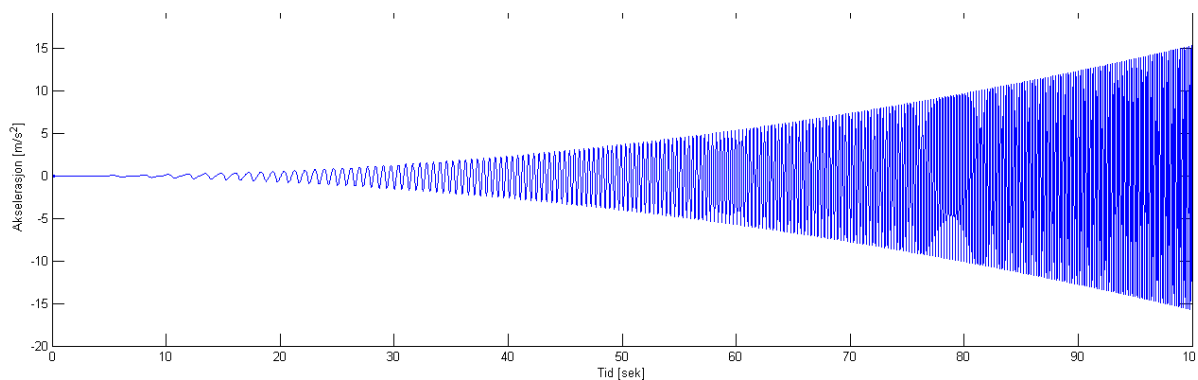
Hjulet



Figur B.2: Posisjon til hjulet (startposisjon = 0 m)

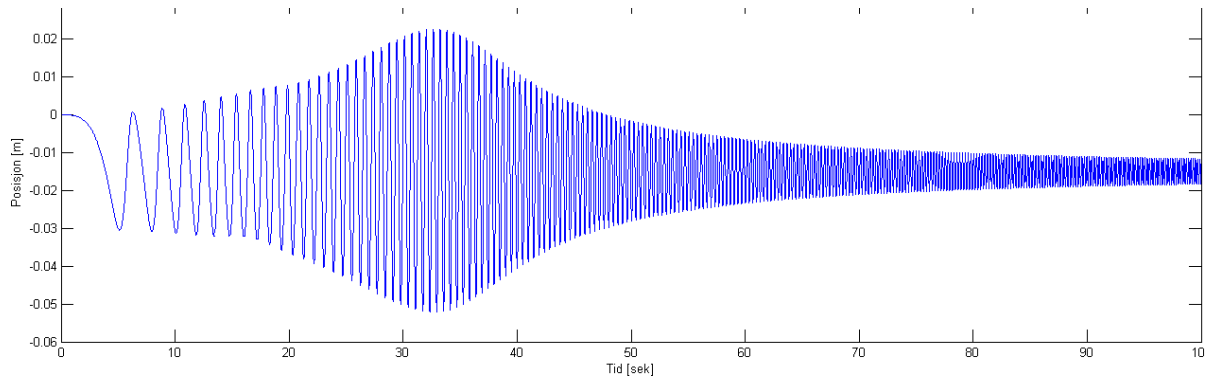


Figur B.3: Translatorisk hastighet (loddrett retning)

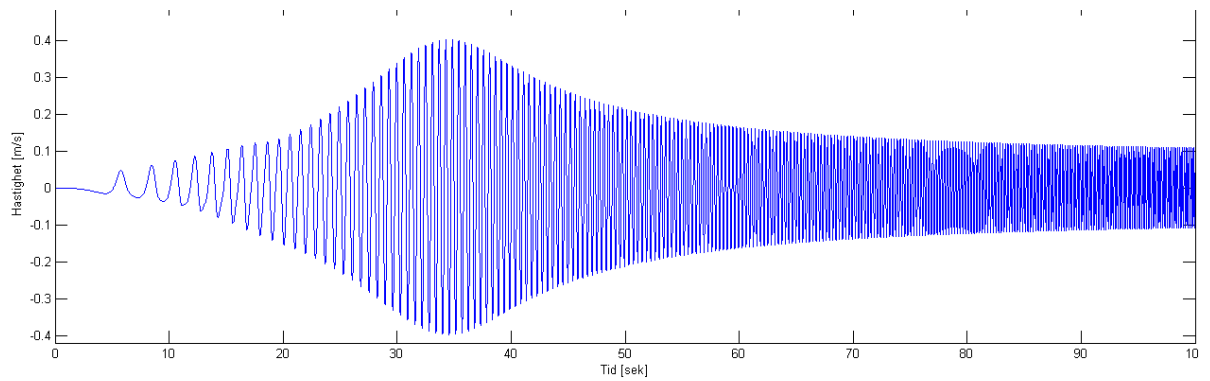


Figur B.4: Akselerasjon (loddrett retning)

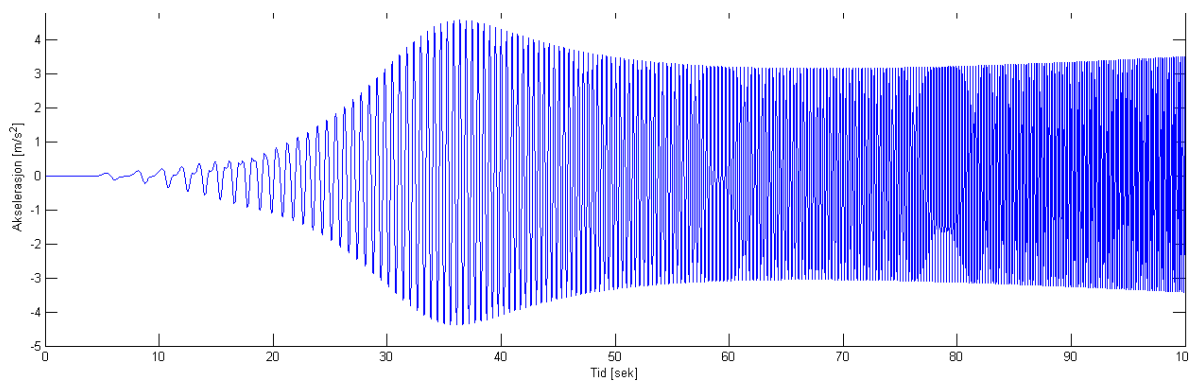
Bilmassen



Figur B.5: Posisjon til bilmassen (startposisjon = 0 m)

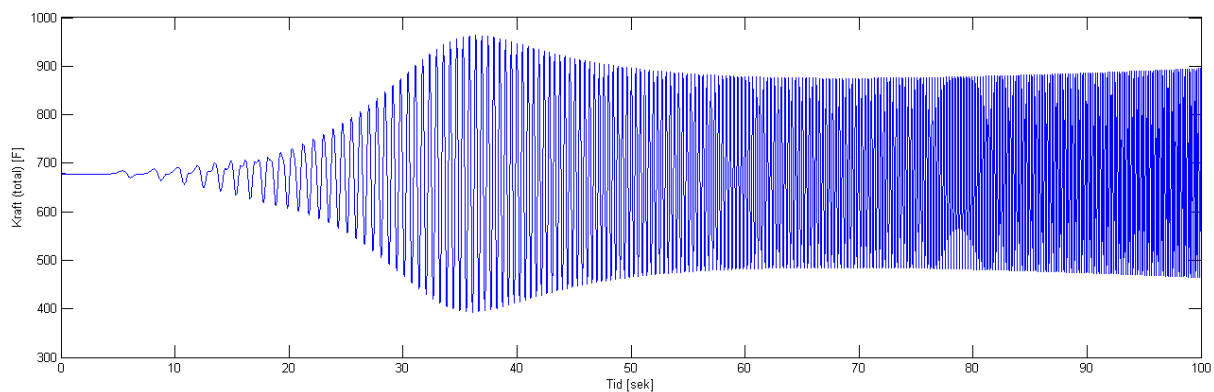


Figur B.6: Translatorisk hastighet (loddrett retning)

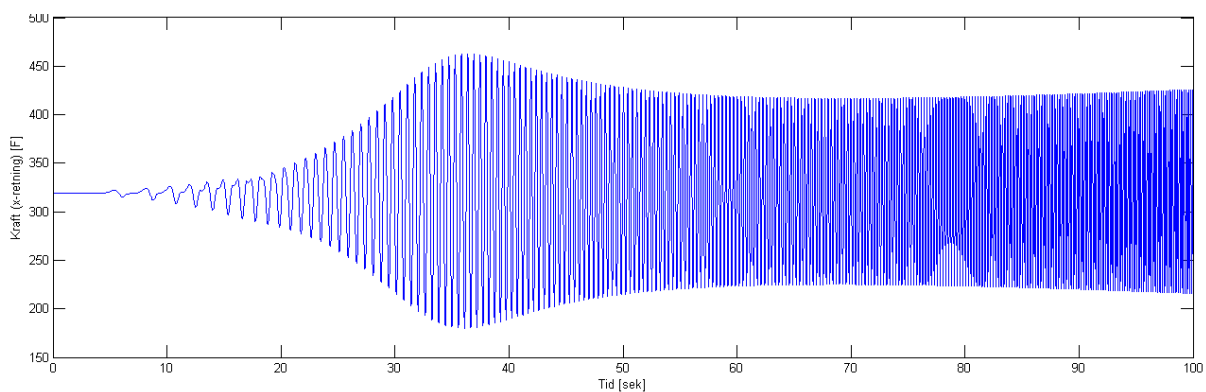


Figur B.7: Akselerasjon (loddrett retning)

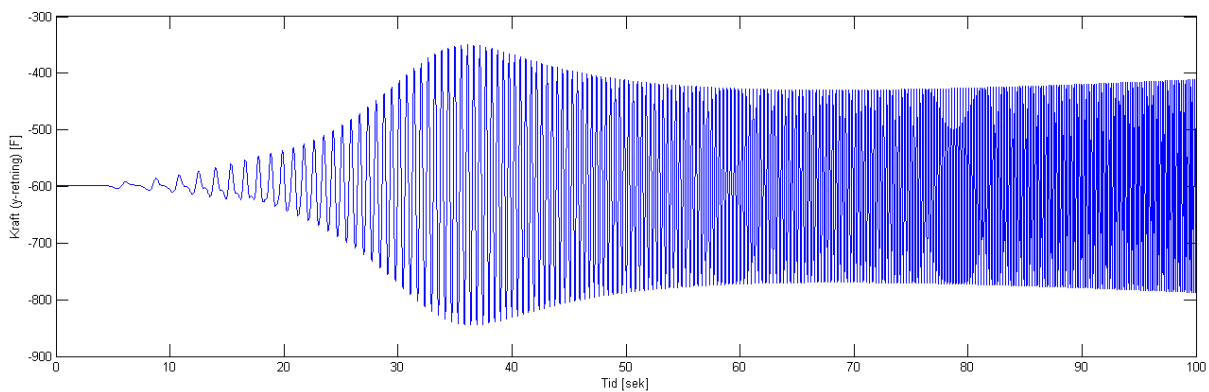
Kraft ved ledd demper/nedre bærearm



Figur B.8: Den totale kraften fra demperen som virker inn på bærearmen



Figur B.9: Den dekomponerte kraften i x-retning

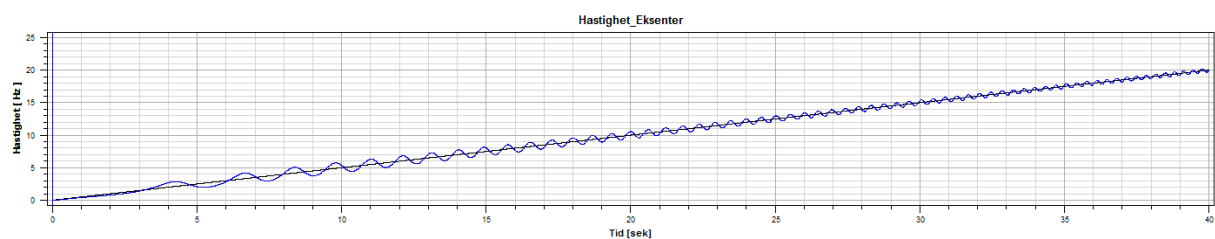


Figur B.10: Den dekomponerte kraften i y-retning

Tillegg C

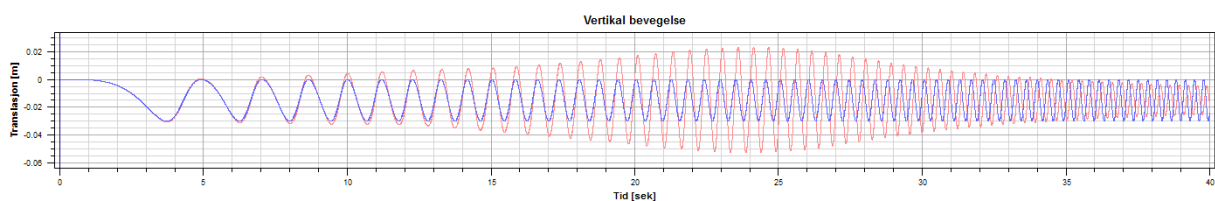
Eksentrisister

Grafen i figur C.1 brukes som referanse for kommende grafer i dette vedlegget. Den viser hastigheten/frekvensen eksenteren spinner med, som direkte kan overføres til eksitasjonen på hjulet.

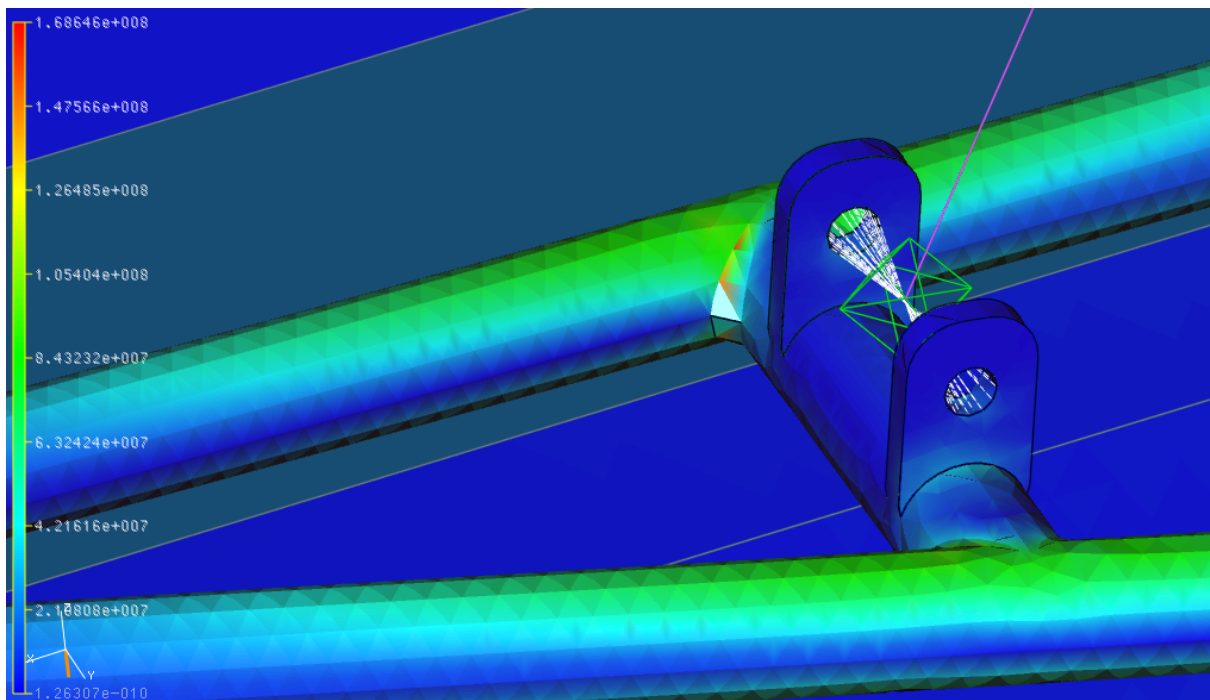


Figur C.1: Hastighet

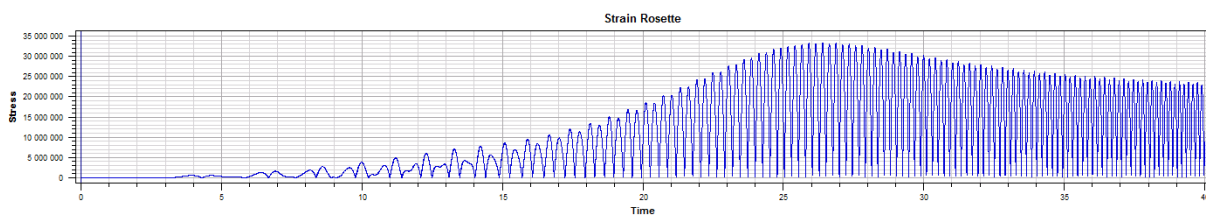
C.1 30 mm



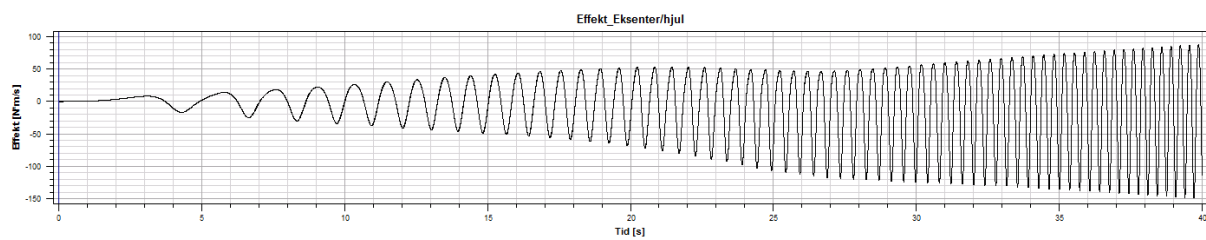
Figur C.2: Translasjon ved 30 mm eksentrisitet



Figur C.3: Spenning

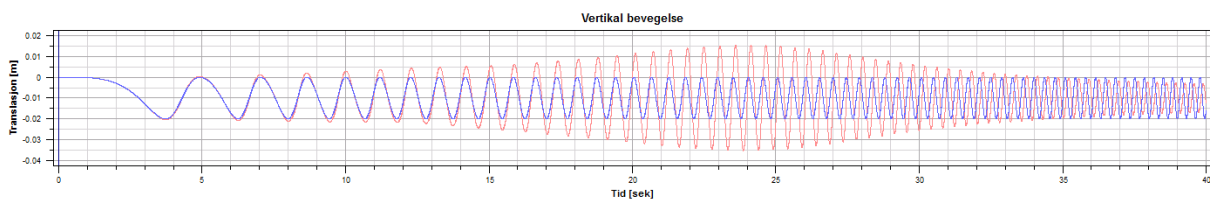


Figur C.4: Spenning (strekkklapp)

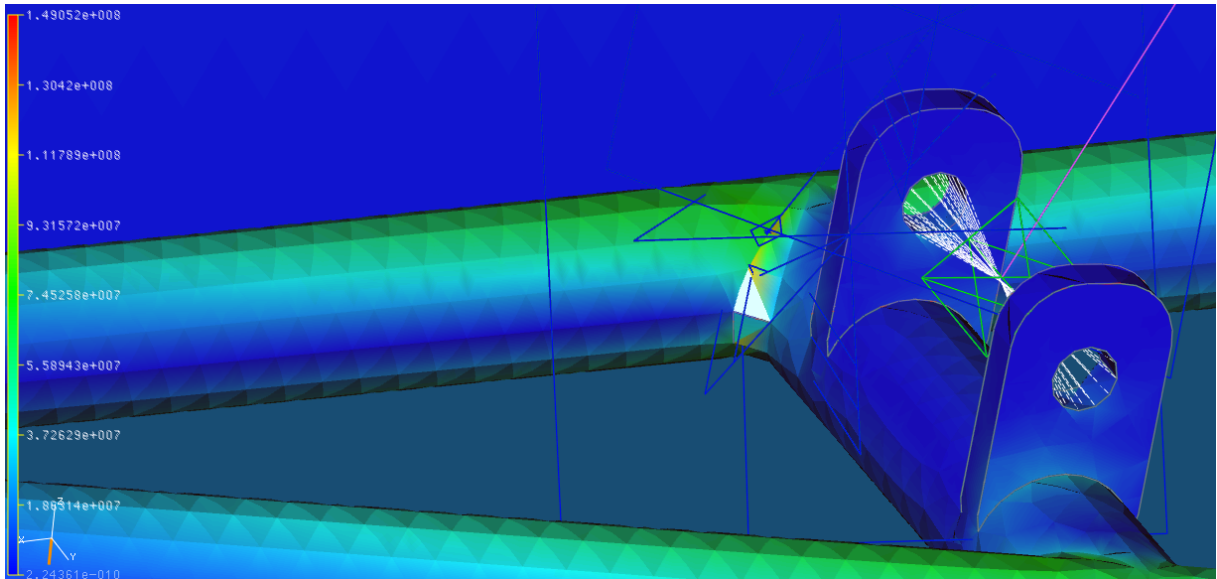


Figur C.5: effekt

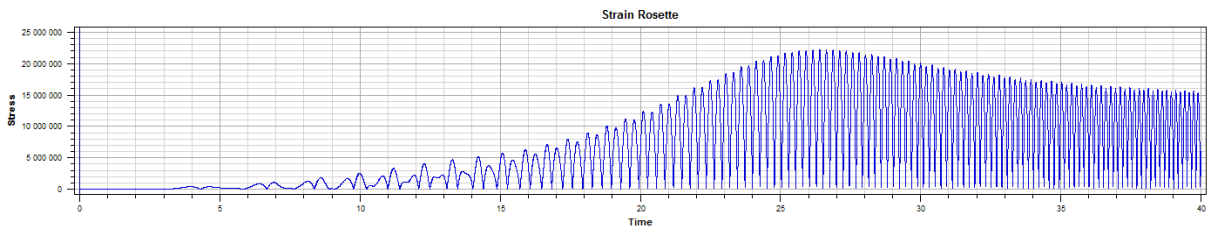
C.2 20 mm



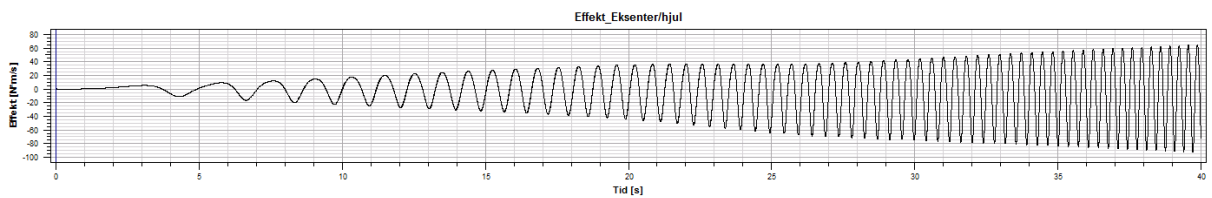
Figur C.6: 20 translasjon



Figur C.7: 20 stress

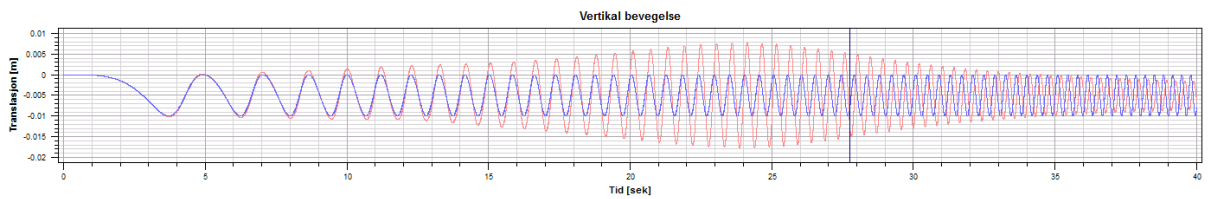


Figur C.8: 20 rosette

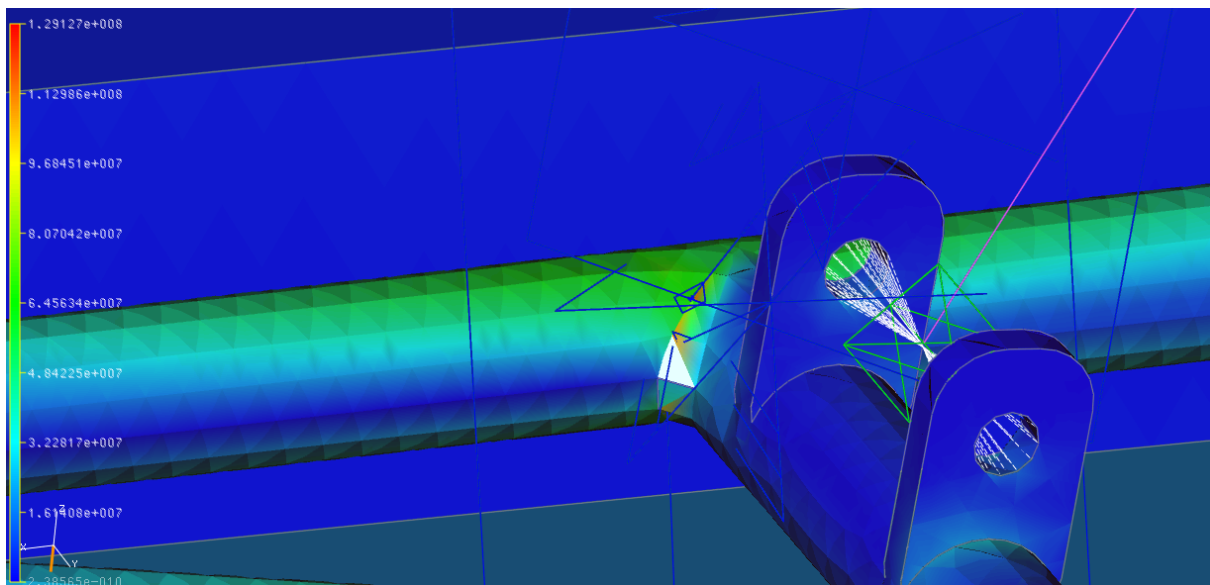


Figur C.9: 20 effekt

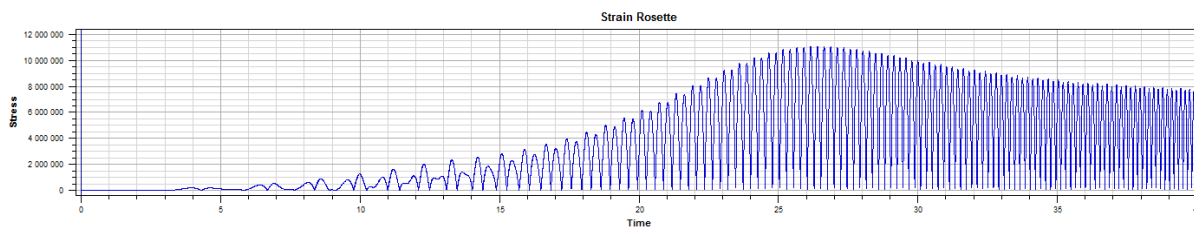
C.3 10 mm



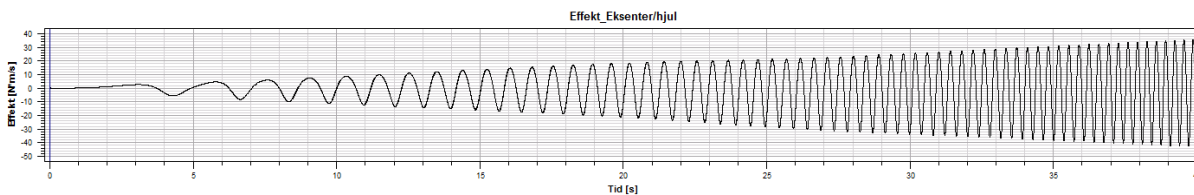
Figur C.10: Translasjon



Figur C.11: Spenning

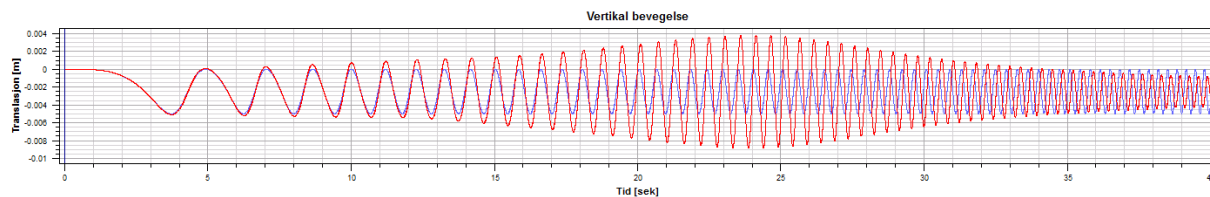


Figur C.12: Spenning(strekklapp)

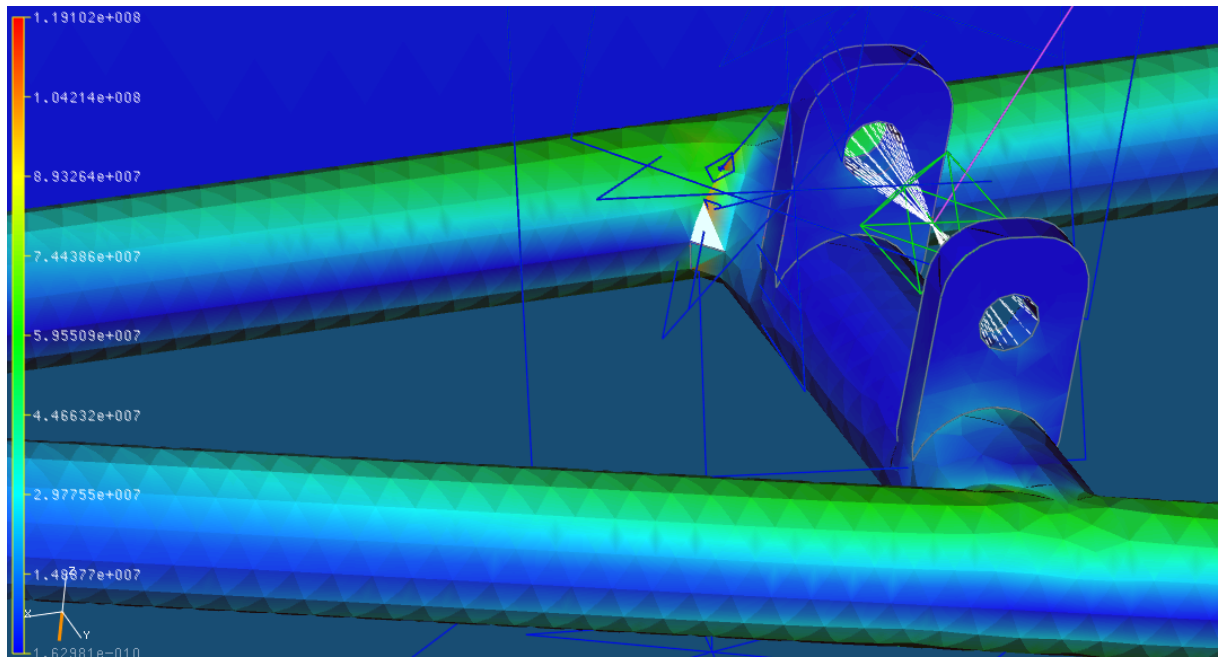


Figur C.13: Effekt

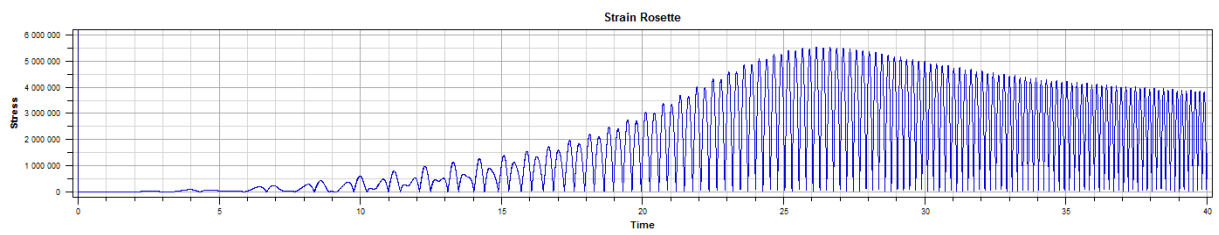
C.4 5 mm



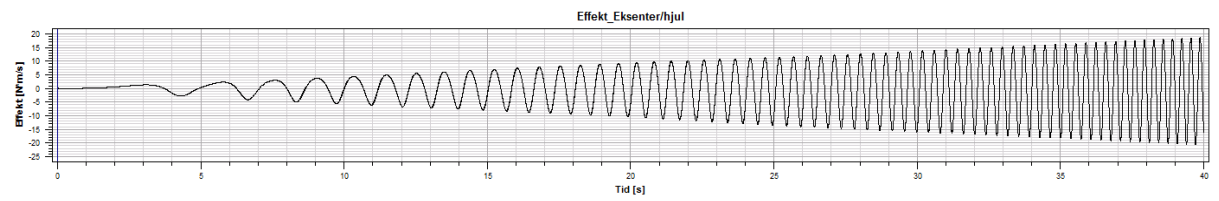
Figur C.14: 5cvertikal



Figur C.15: Stress



Figur C.16: 5 rosette



Figur C.17: 5 mm effekt

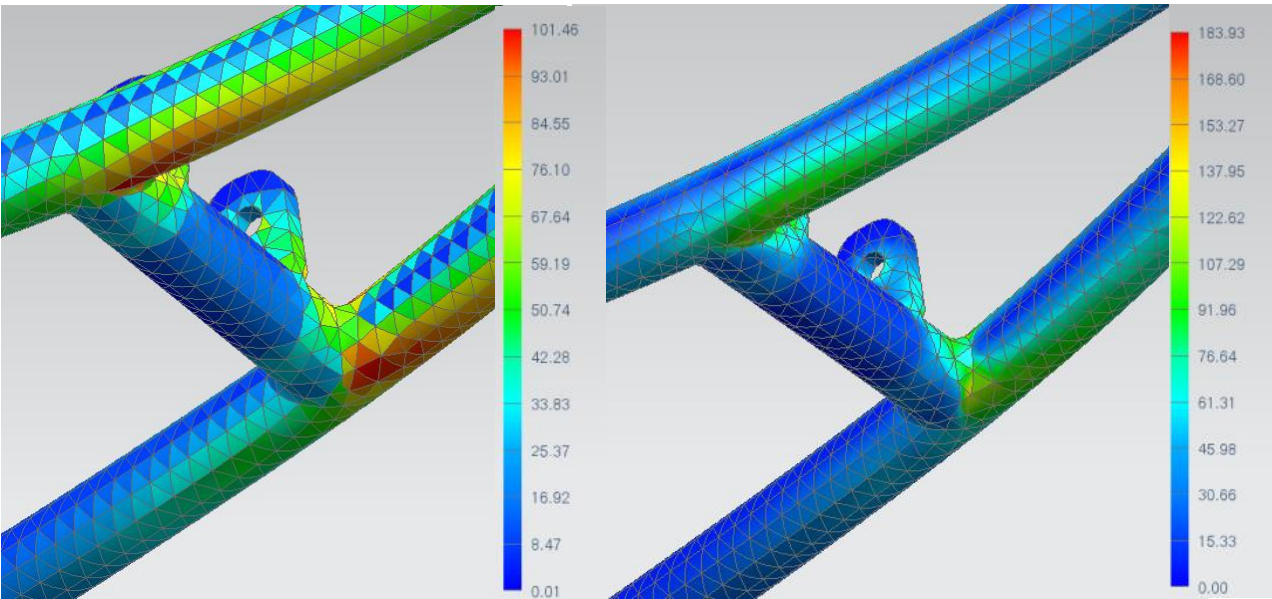
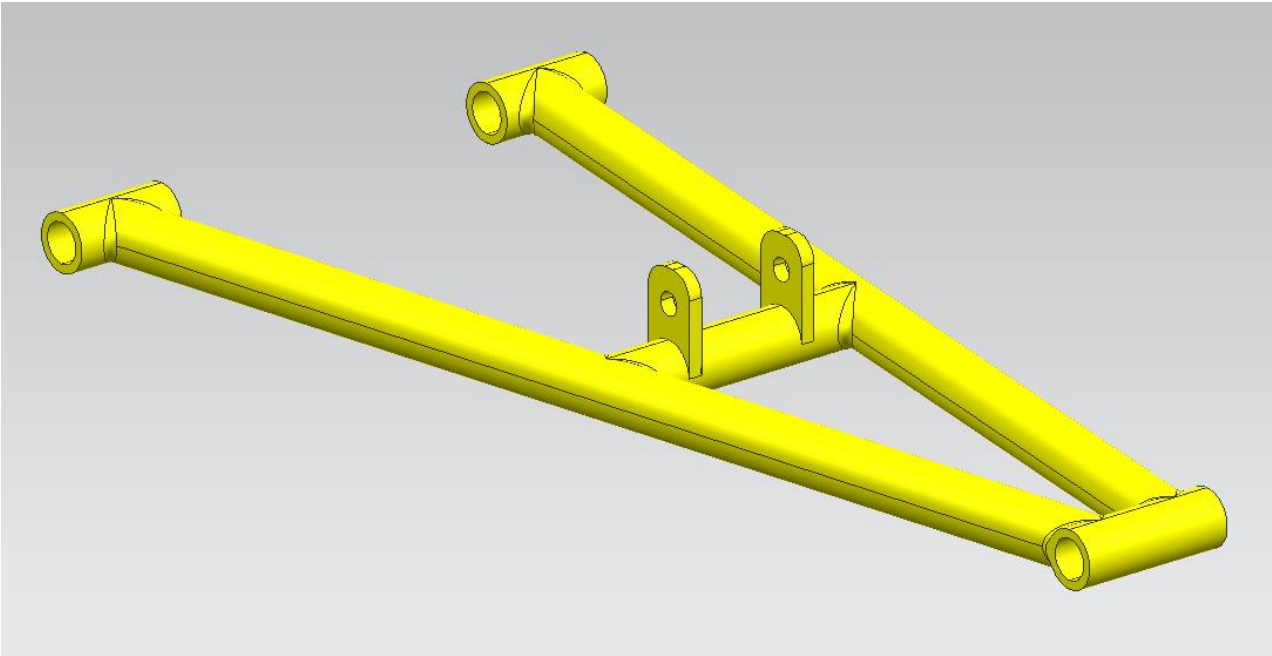
Tillegg D

Alternative design - Nedre bærearm

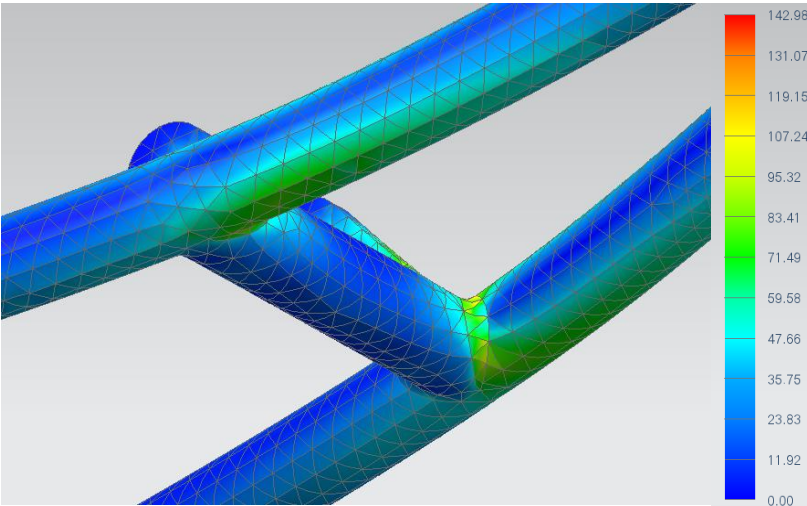
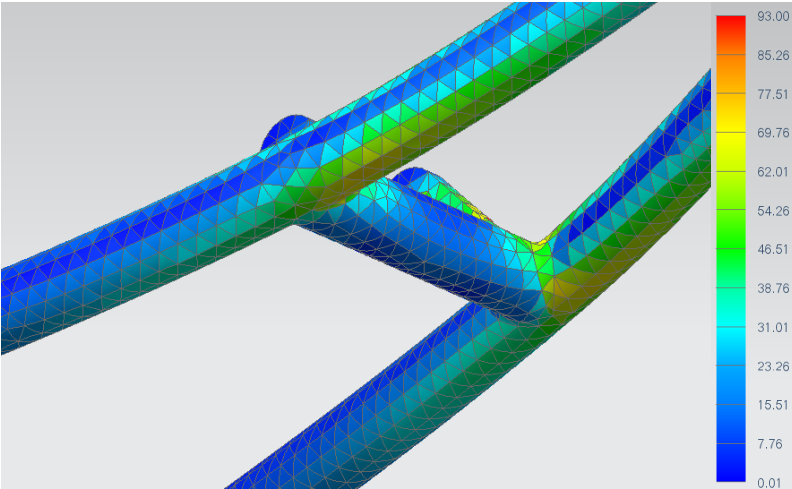
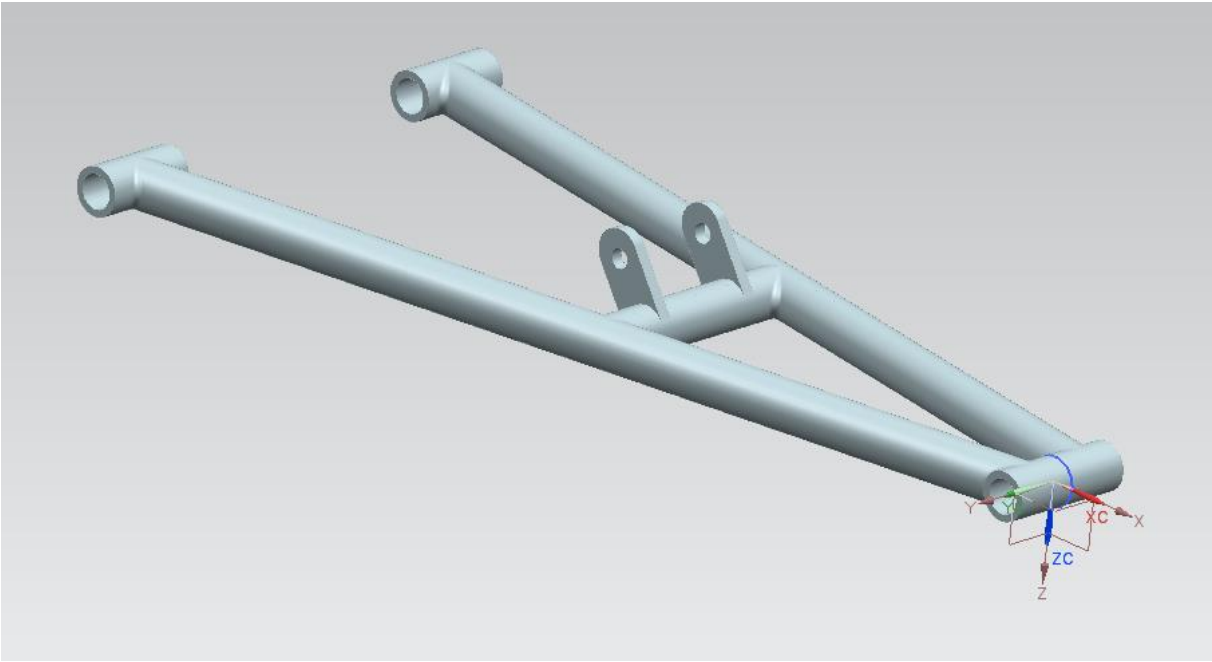
På sidene som følge er et design blitt analysert i ved hjelp av en statisk analyse i NX/Nastran. Det første designet er det originale, og er med som er referanse. Ver obs på at spenningen representert ved farger, ikke går mellom design, men man må se på verdien i de tilhøredne grafen.

Det er på både *element* og *elemental-Nodal* fremstilling for alle design.

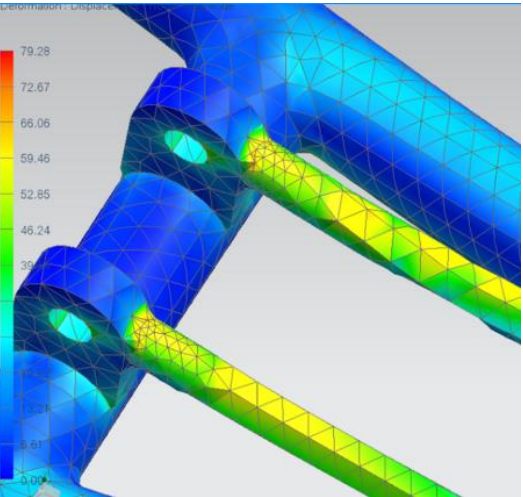
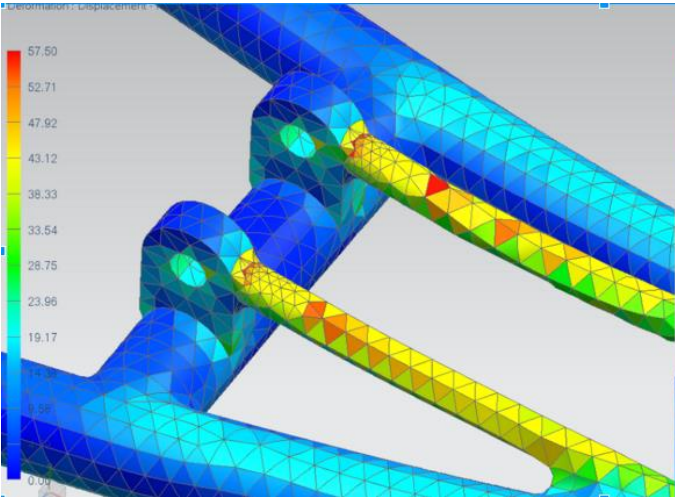
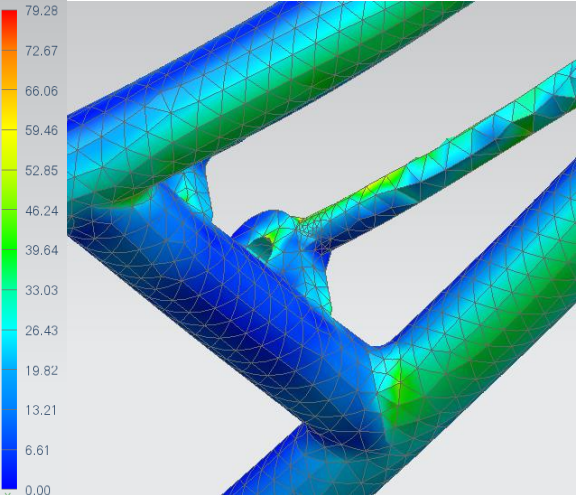
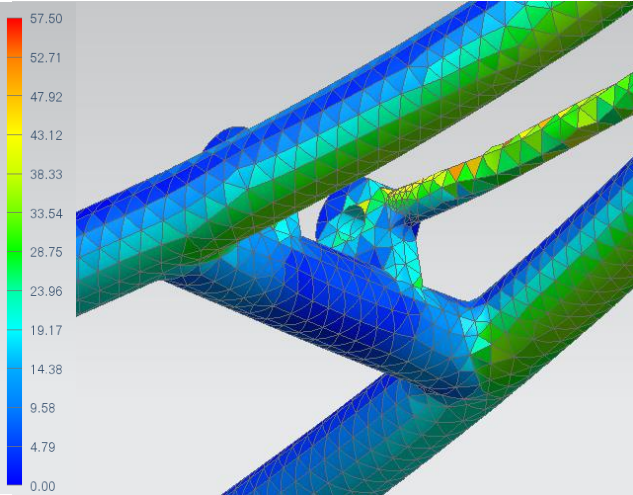
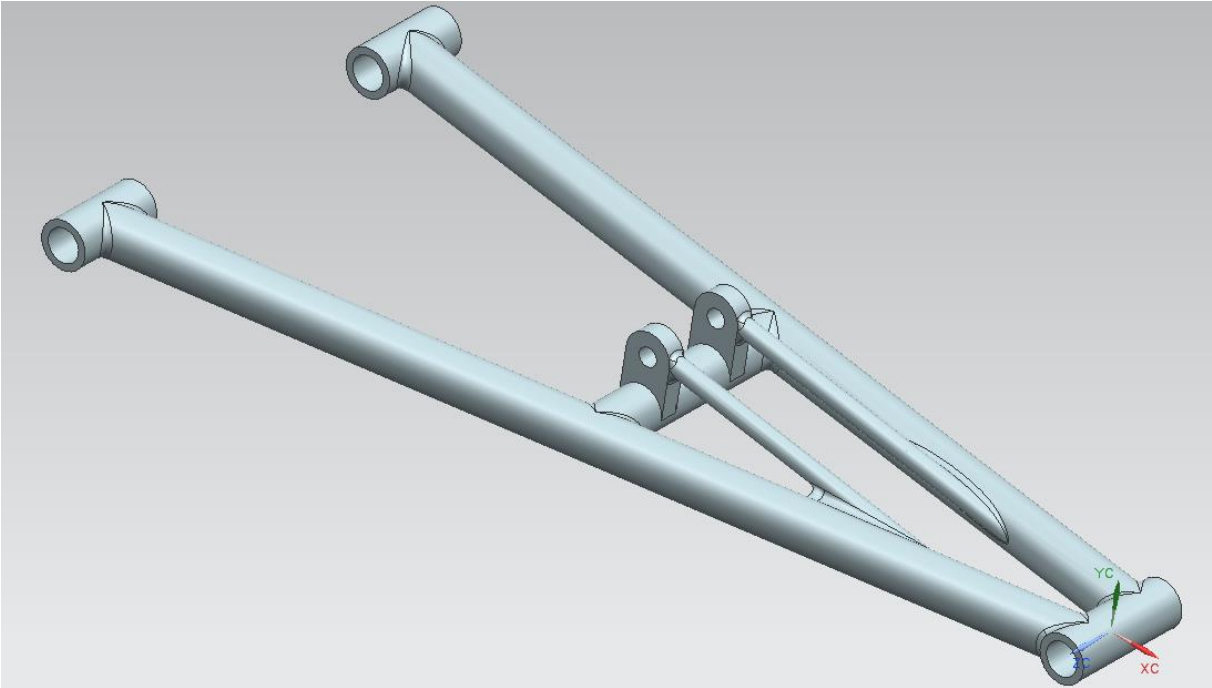
Originalt design:



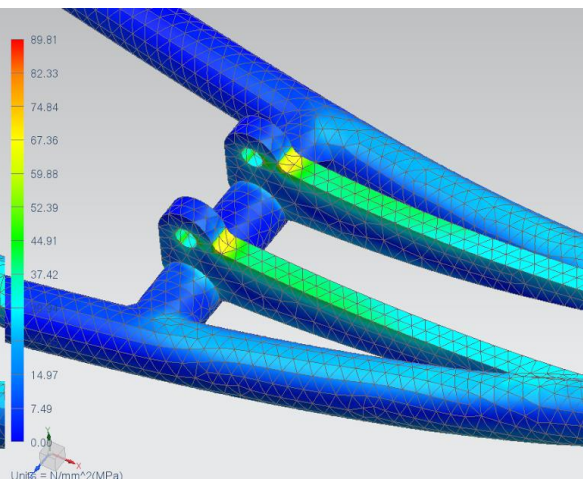
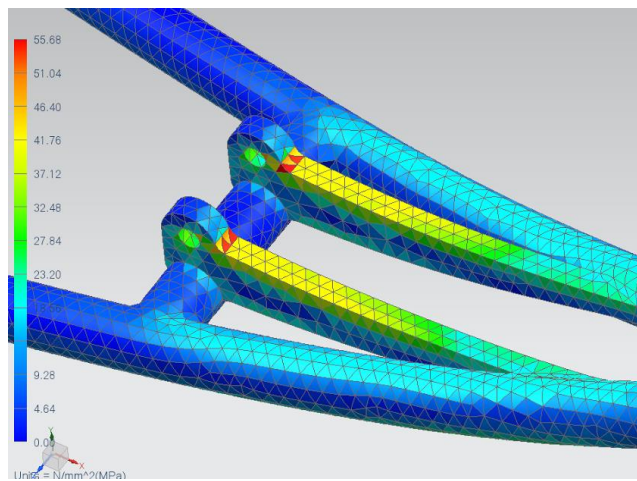
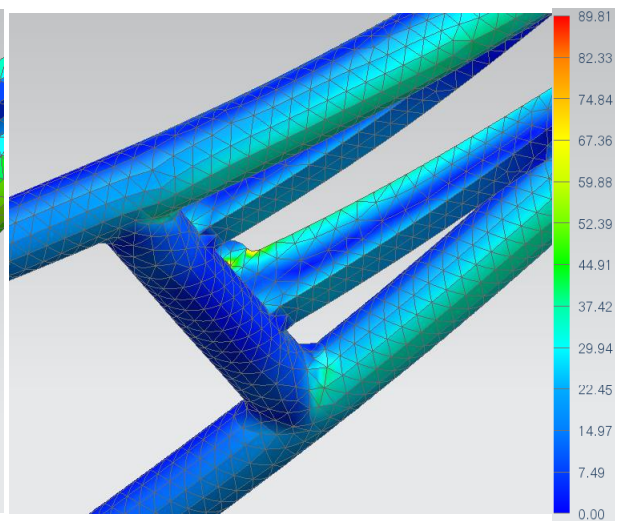
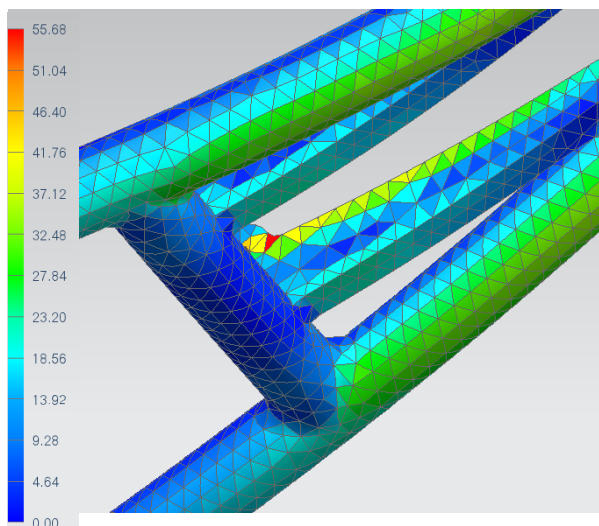
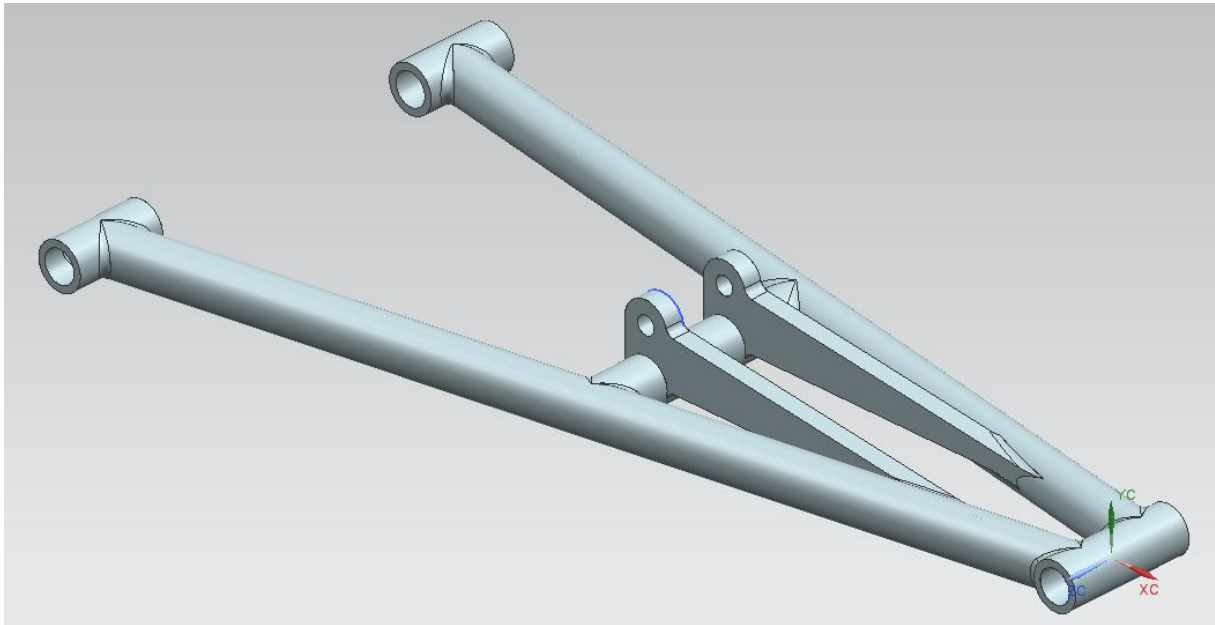
Rotert kobling:



Initialt design forsterket med to staver:



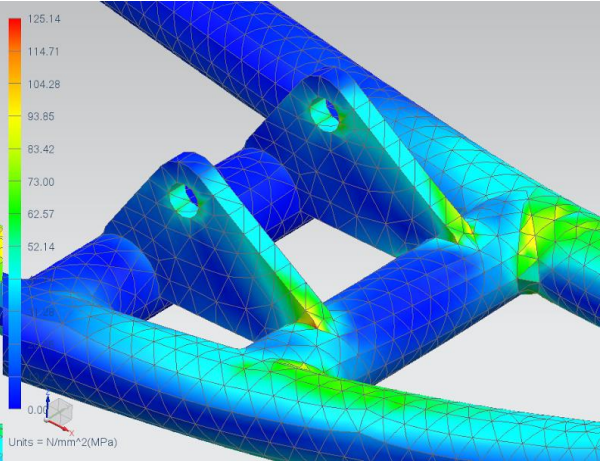
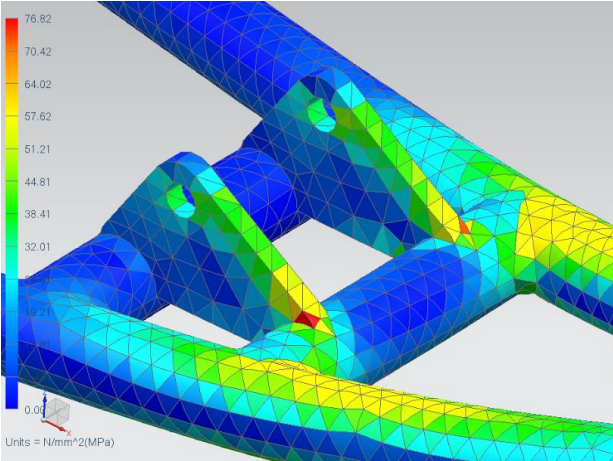
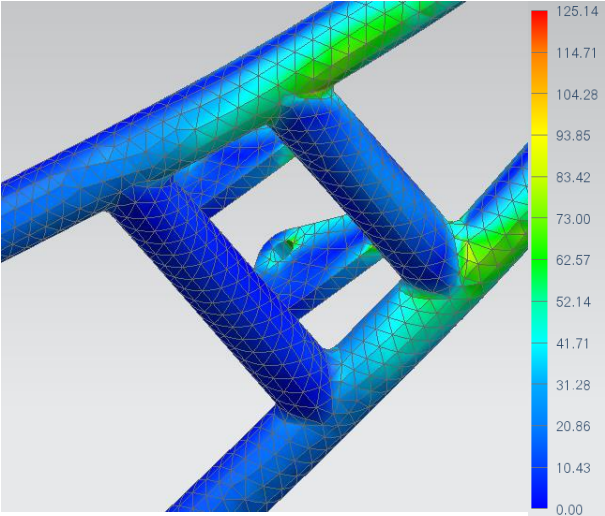
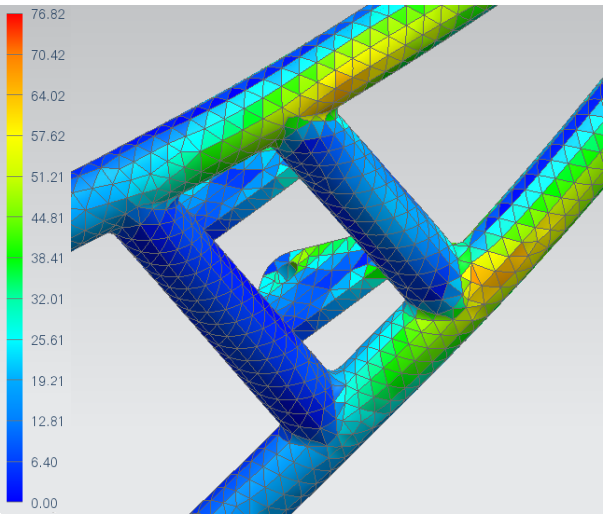
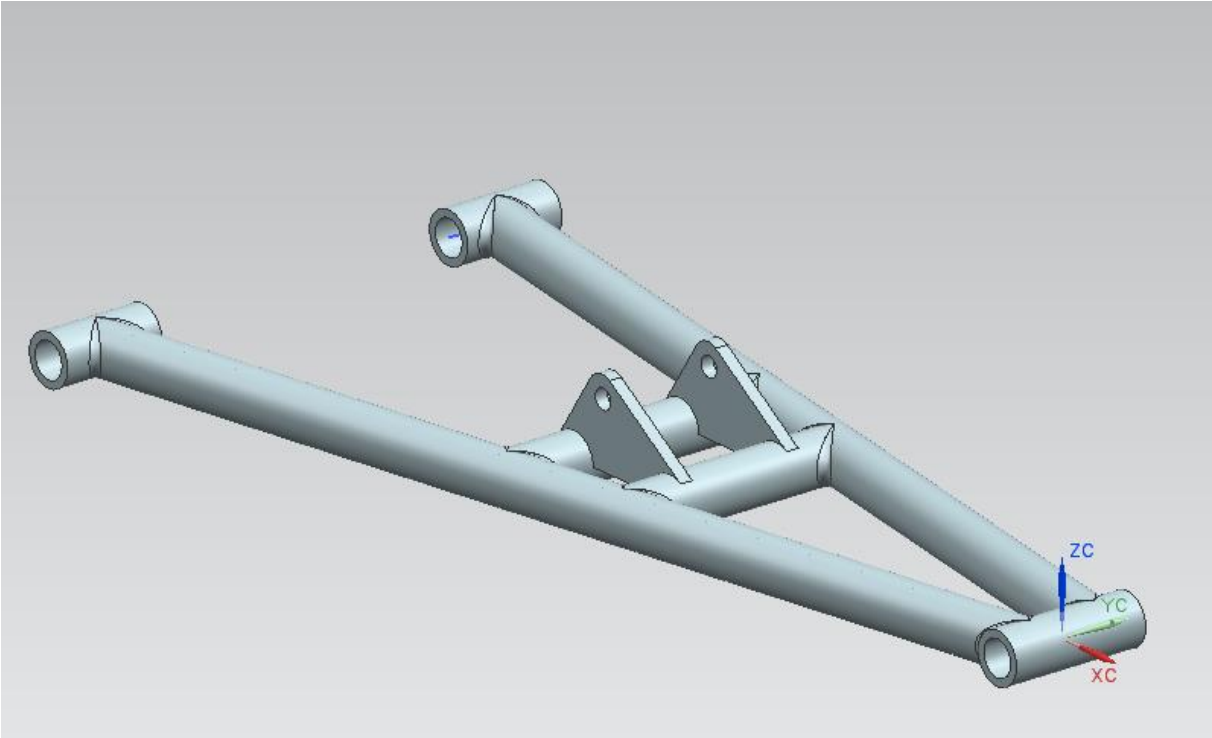
Ytterligere forsterkning:



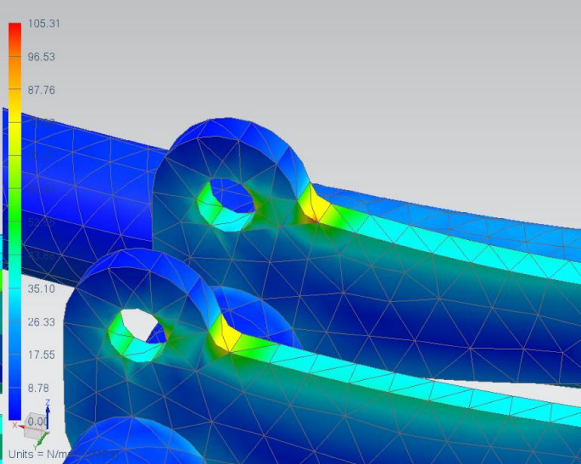
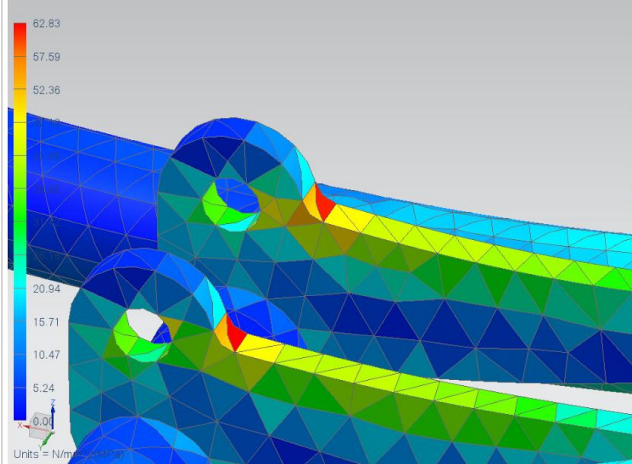
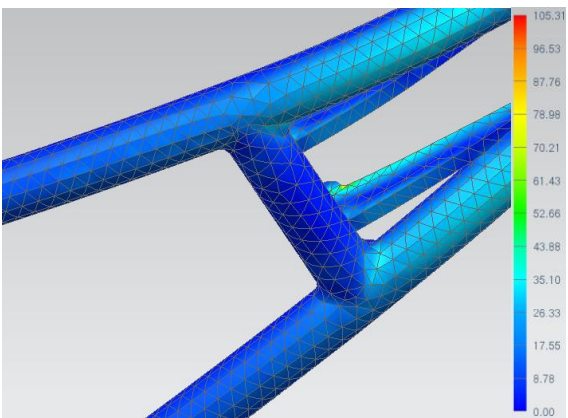
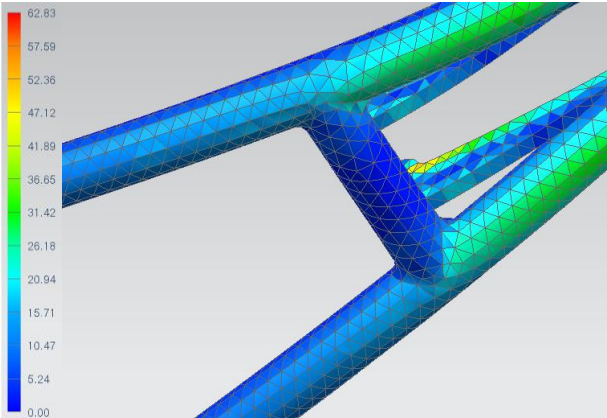
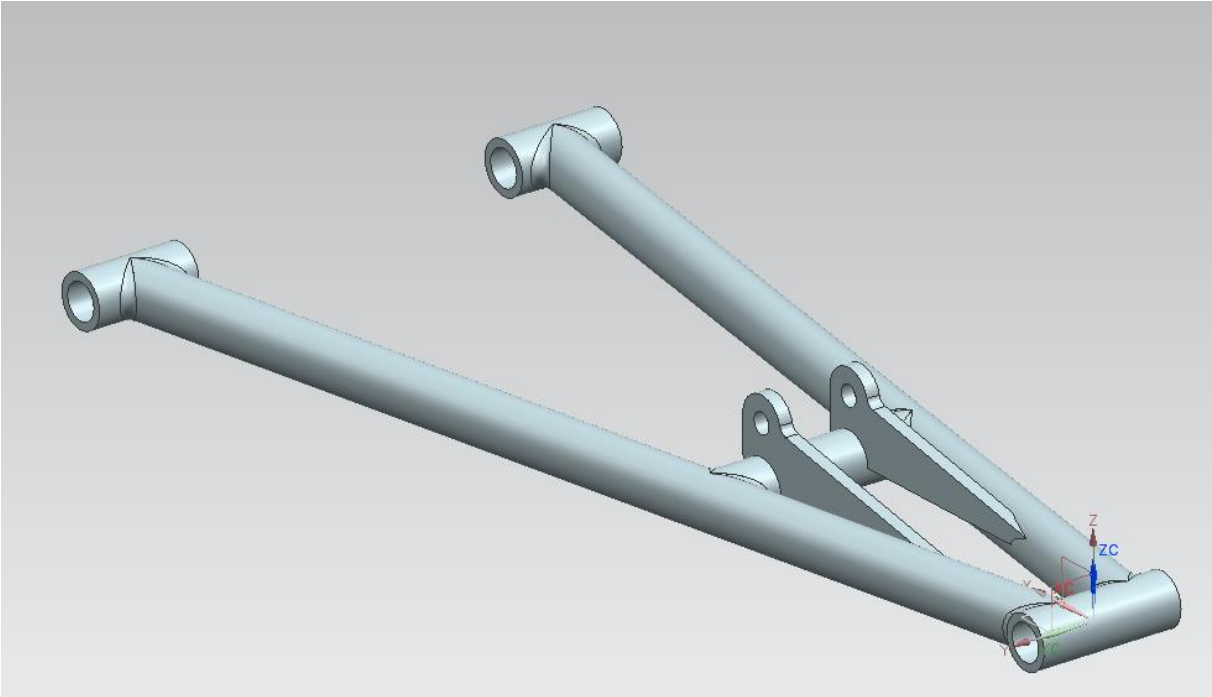
Unit = N/mm²(MPa)

Unit = N/mm²(MPa)

Kraftig forsterkning:



Flytter koblingen nærmere hjulspindelen:



Materialdata for material brukt i denne simuleringen:

Library Material : AISI_SS_304-Annealed
Category METAL
SubCategory Stainless Steel
Library Reference physicalmateriallibrary.xml
Category : METAL
Sub-Category : Stainless Steel
Material Type : IsotropicMaterial
Version : 4.0
Mass Density (RHO) : 7.9e-006kg/mm³

=====
Mechanical
Young's Modulus (E) : 190000000mN/mm² (kPa)
Poisson's Ratio (NU) : 0.3
Type of Nonlinearity (TYPE) : 1
Yield Function Criterion (YF) : 1
Hardening Rule (HR) : 1

=====
Strength
Yield Strength : 276000mN/mm² (kPa)
Ultimate Tensile Strength : 572000mN/mm² (kPa)

=====
Formability
Initial Strain : 0.02mm/mm
Hardening Exponent : 0.22
Strength Coefficient : 1008.416N/mm² (MPa)
R0 : 1
R45 : 1
R90 : 1

=====
Thermal/Electrical
Thermal Expansion Coefficient (A) : 1.66e-0051/C
Thermal Conductivity (K) : 16300microW/mm-C
Specific Heat (CP) : 500000000microJ/kg-K

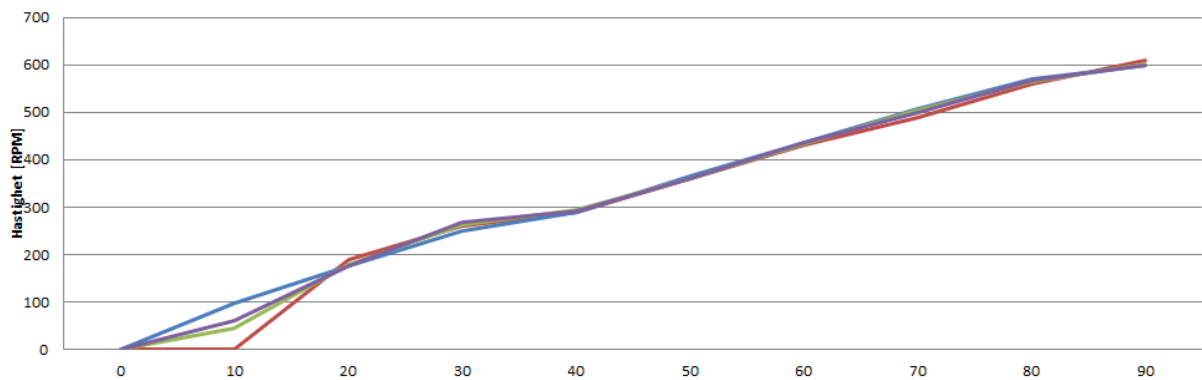
=====
Visual
Crosshatch Pattern : Steel

Tillegg E

Målinger på testrigg

Hastighet

For å finne hastighet, gjennomførte vi fire intervaller og leste av hastigheten på motoren hvert tiende sekund.



Figur E.1: Hastighet testrigg (motor [RPM])

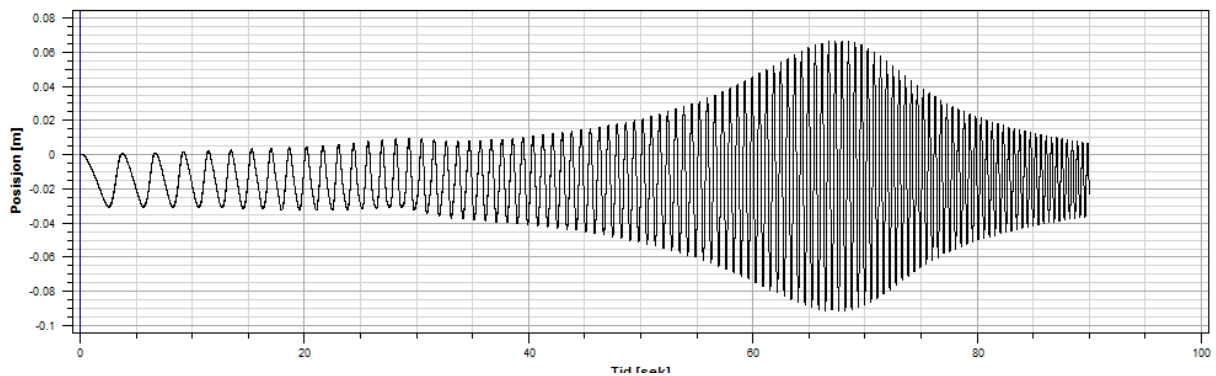
Tillegg F

Fjærstivhet

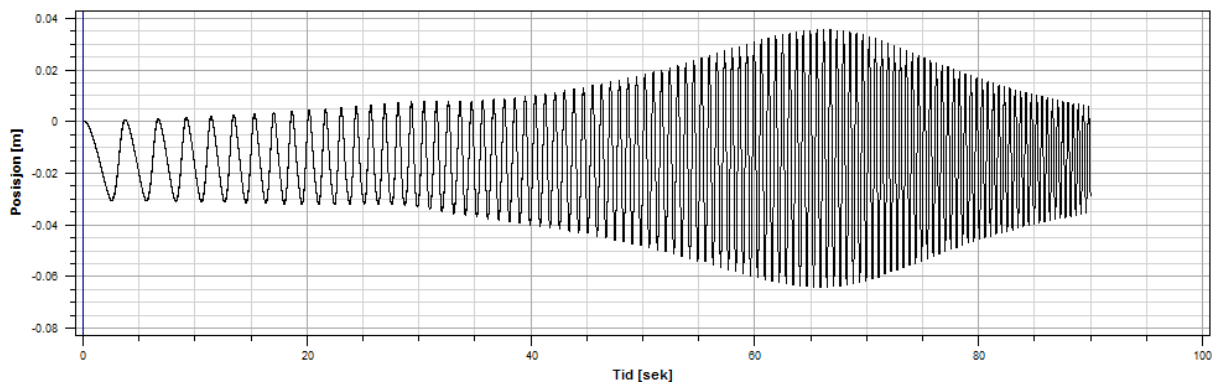
Først følger en serier grafer som viser posisjon til bilmassen gitt hastighetsfunksjonen slik den er i oppgaven. Her holdes fjærstivheten fast, mens vi endrer dempningskoeffisientet med en verdi på 200 for hver graf.

Deretter følger en tidlige analyse hvor vi toppfarten er på 25 Hz hvor vi ser på effekten av ulike fjærkonstanter vov holder dempningskoeffisientet fast Vi deler opp opp i fire ulike demingskoeffisienter, 700, 500, 300, 100 hvor jeg ser på fjærstivheter på 17860 (initiell), 1300, 9000, 7000, 4000, 1000.

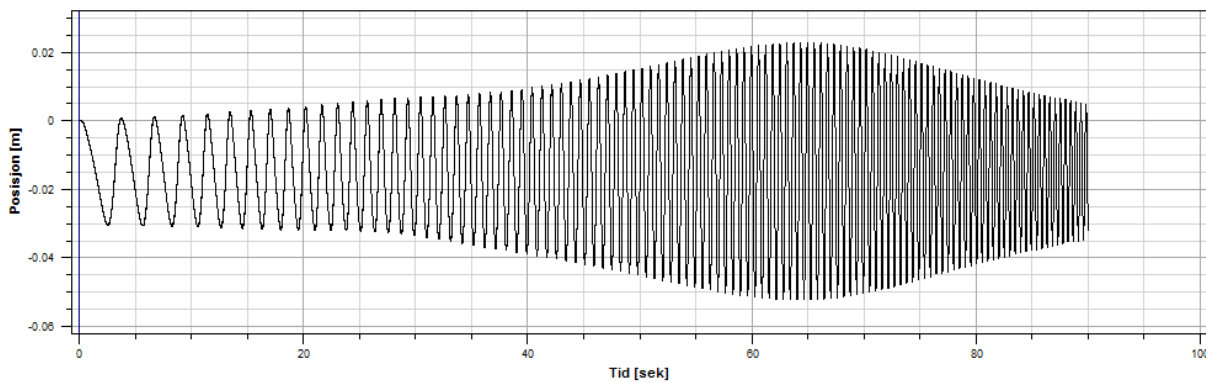
Fjærkonstant: 17540 N/m



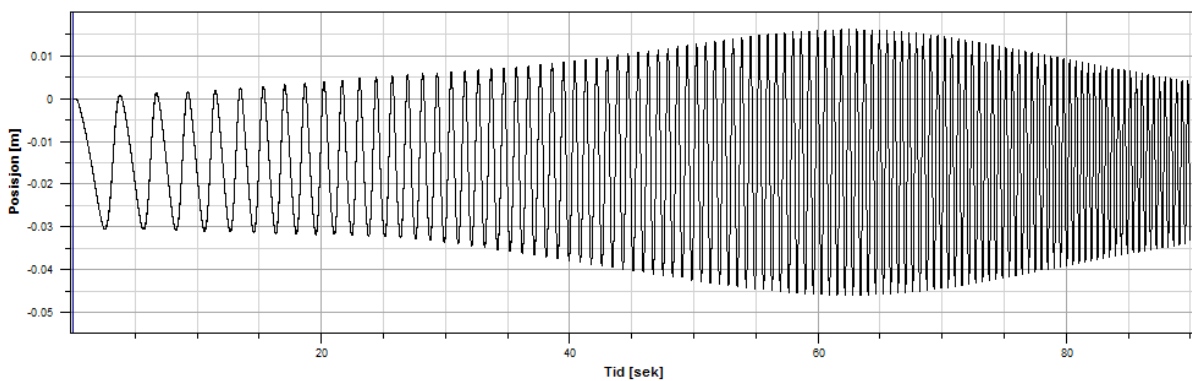
Figur F.1: *Stivhet: 17540, Demping: 300, Forforsyving: 0*



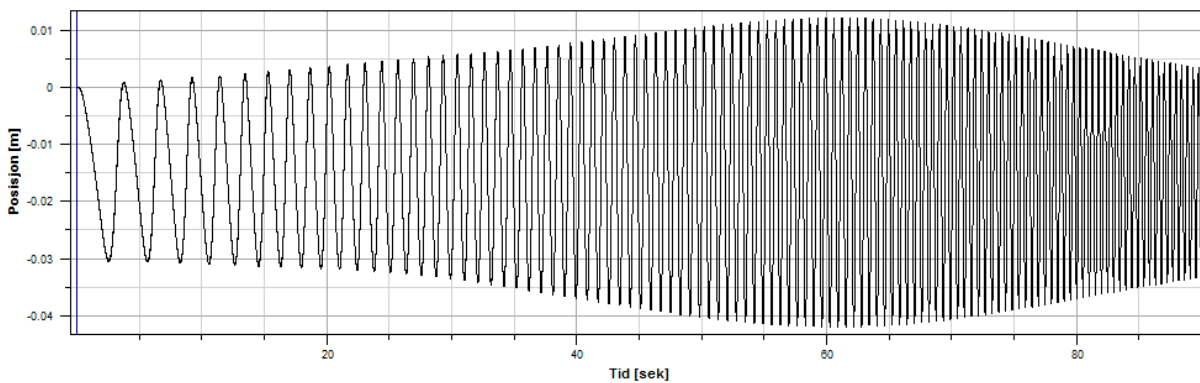
Figur F.2: *Stivhet: 17540, Demping: 500, Forforsyving: 0*



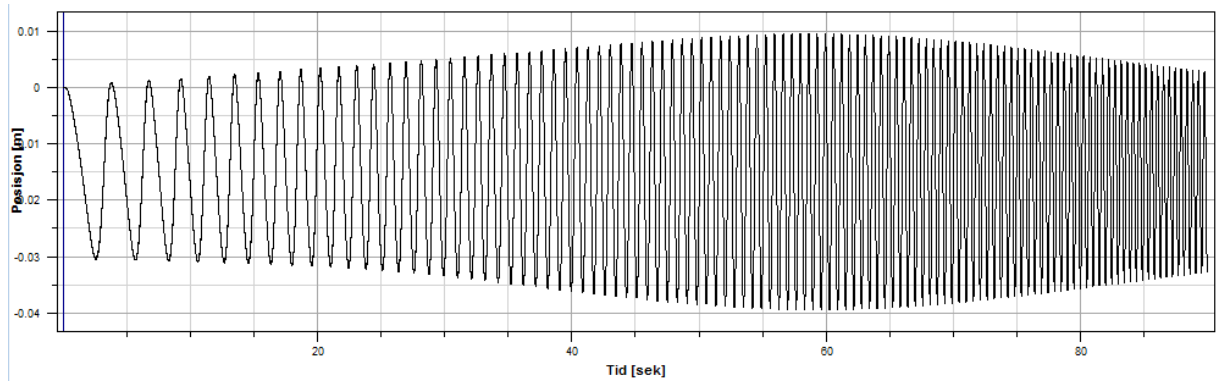
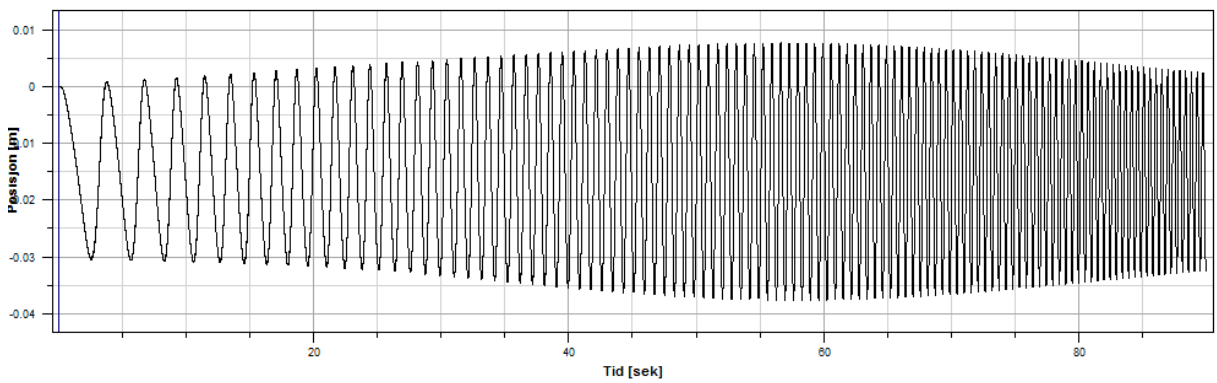
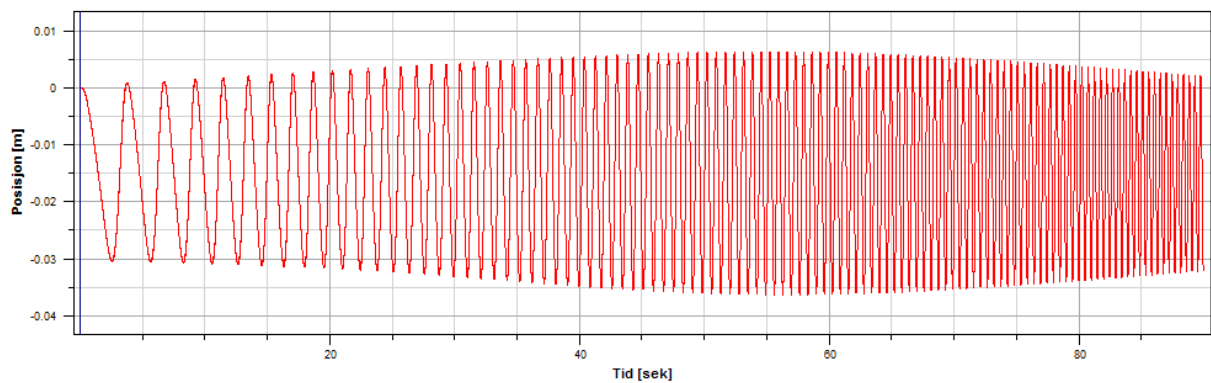
Figur F.3: Modell fra oppgave: Stivhet: 17540, Damping: 700, Forforsyning: 0



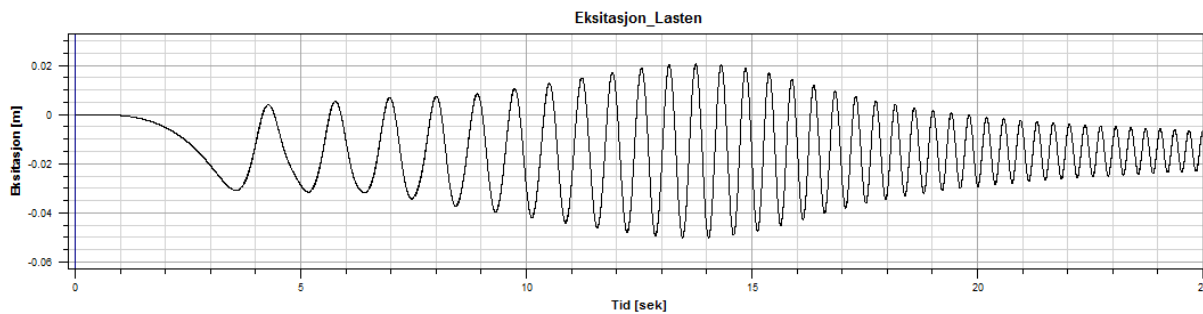
Figur F.4: Stivhet: 17540, Damping: 900, Forforsyning: 0



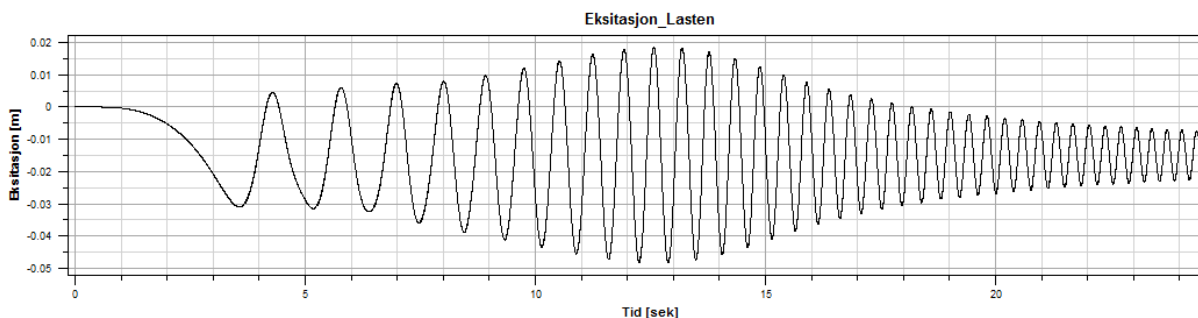
Figur F.5: Stivhet: 17540, Damping: 1100, Forforsyning: 0

Figur F.6: *Stivhet: 17540, Damping: 1300, Forforsyving: 0*Figur F.7: *Stivhet: 17540, Damping: 1500, Forforsyving: 0*Figur F.8: *Stivhet: 17540, Damping: 1700, Forforsyving: 0*

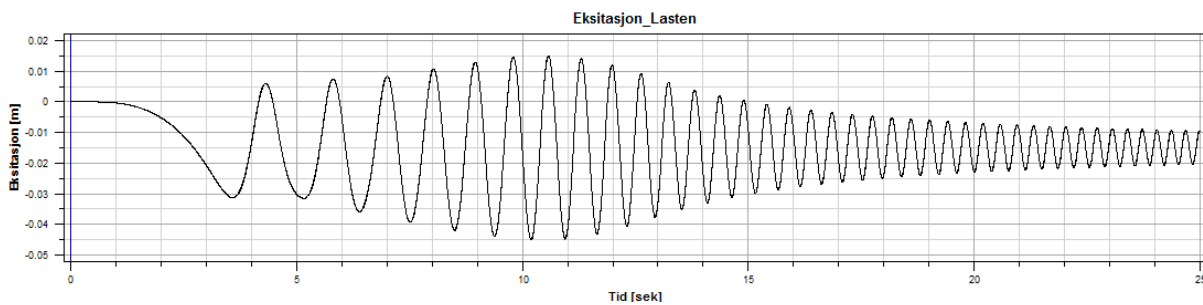
Damping: 700



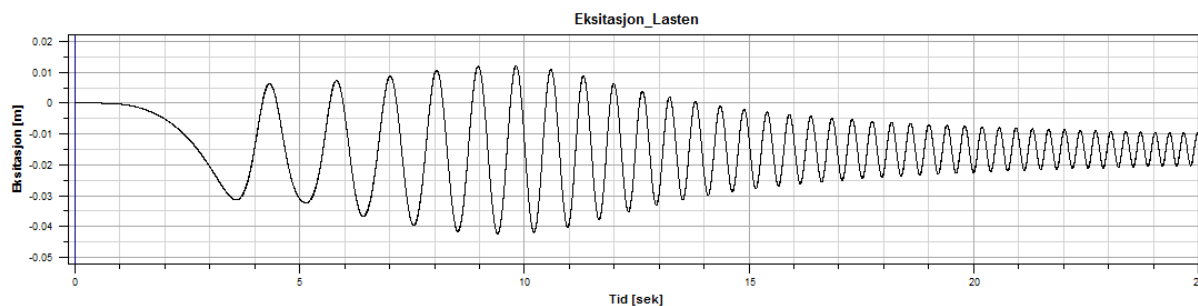
Figur F.9: *Stivhet: 17860, Damping: 700, Forforsyving: 0*



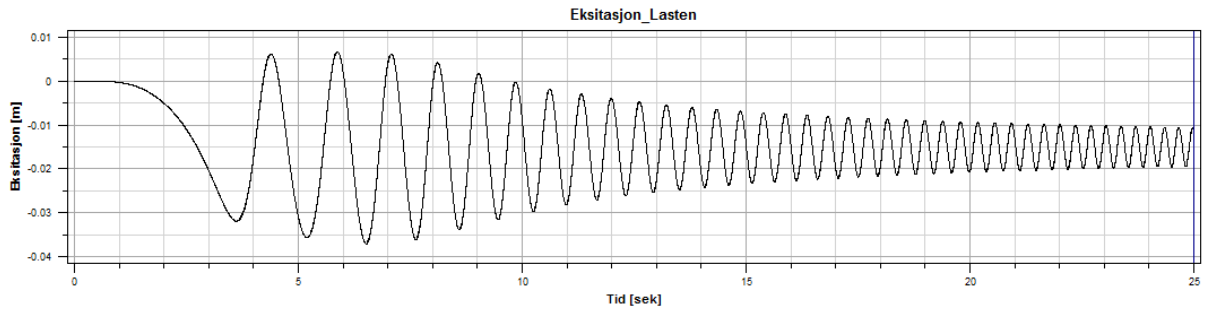
Figur F.10: *Stivhet: 13000, Damping: 700, Forforsyving: -0.05*



Figur F.11: *Stivhet: 9000, Damping: 700, Forforsyving: -0.07*

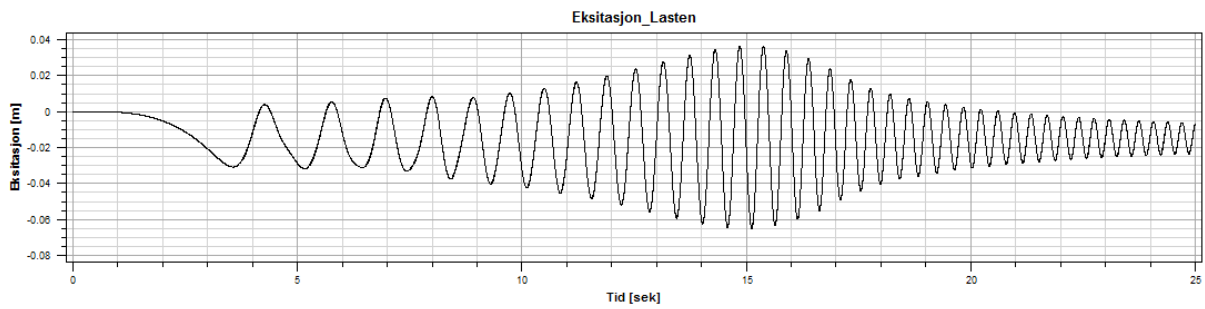


Figur F.12: *Stivhet: 7000, Damping: 700, Forforsyving: -0.08*

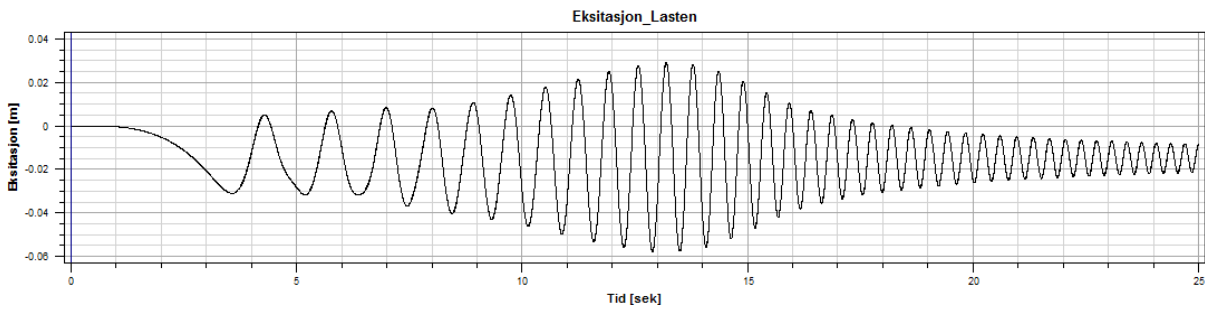


Figur F.13: *Stivhet: 3000, Damping: 700, Forforsyving: -0.2*

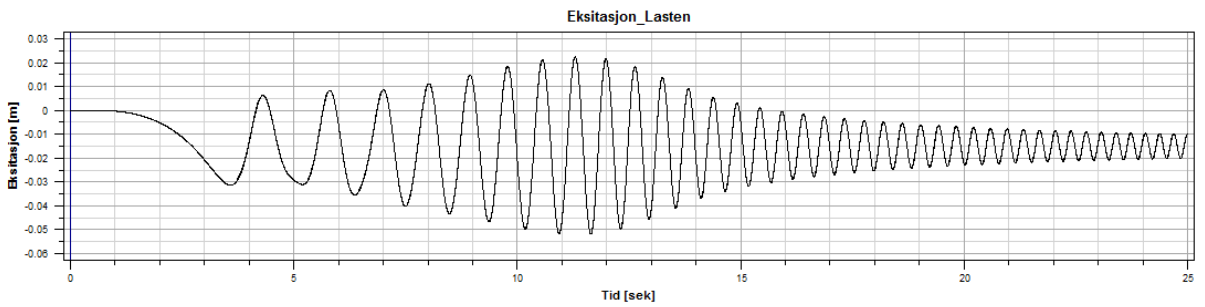
Damper: 500



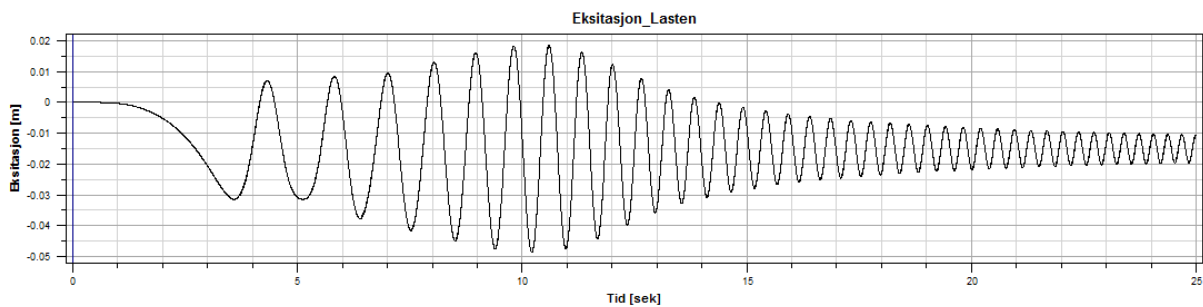
Figur F.14: *Stivhet: 17860, Damping: 500, Forforsyving: -0.04*



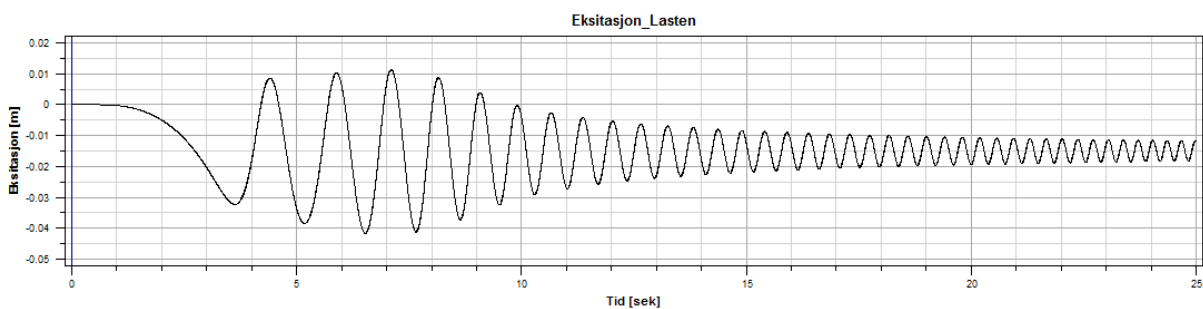
Figur F.15: *Stivhet: 13000, Damping: 500, Forforsyving: -0.04*



Figur F.16: *Stivhet: 9000, Damping: 500, Forforsyving: -0.05*

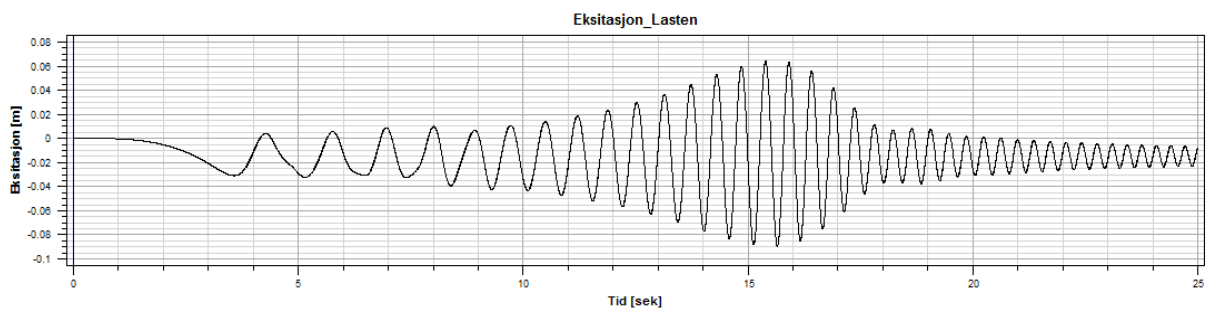


Figur F.17: *Stivhet: 7000, Damping: 500, Forforsyving: -0.06*

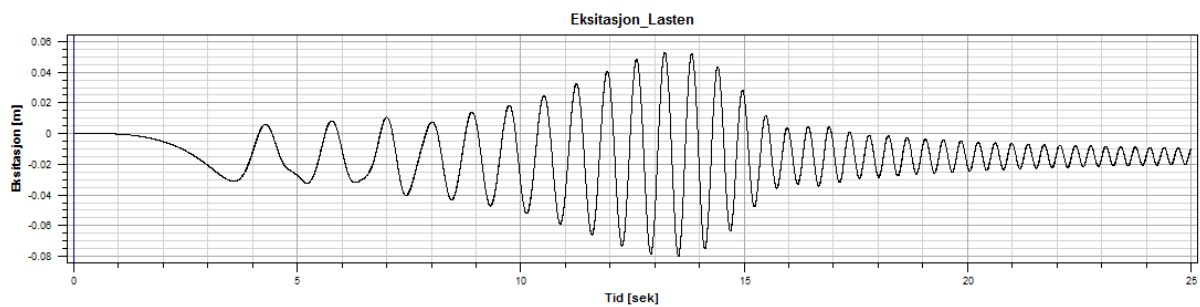


Figur F.18: *Stivhet: 3000, Damping: 500, Forforsyving: -0.2*

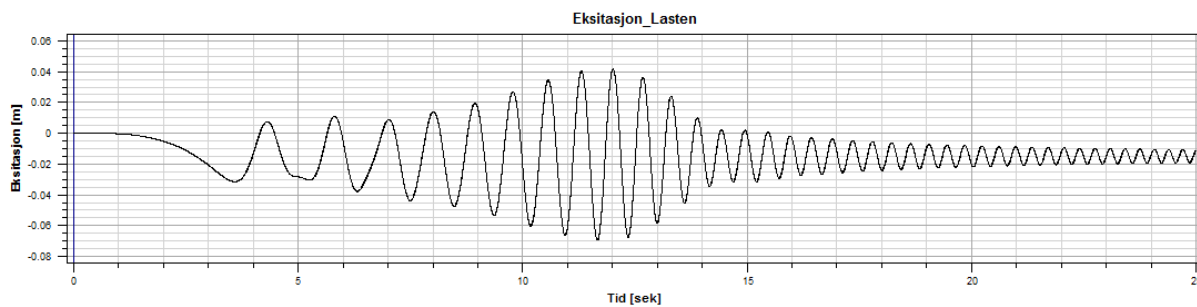
Damper: 300



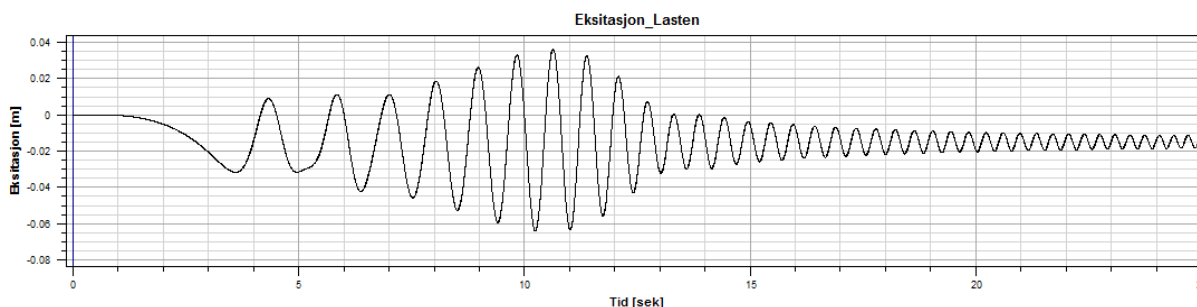
Figur F.19: *Stivhet: 17860, Damping: 300, Forforsyving: -0.05*



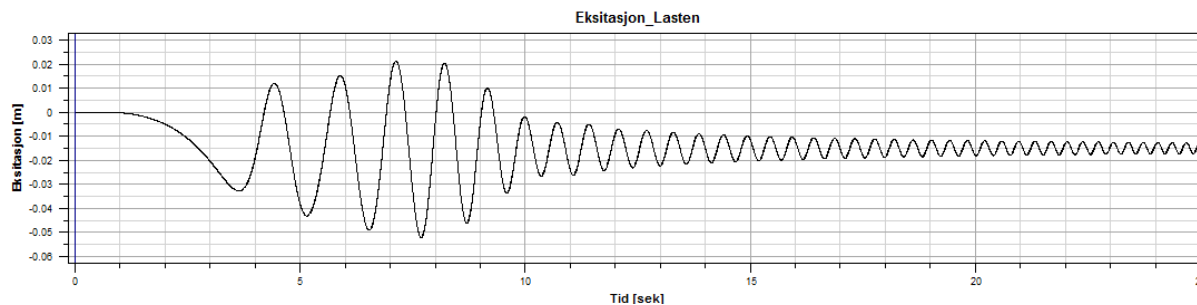
Figur F.20: *Stivhet: 13000, Damping: 300, Forforsyving: -0.06*



Figur F.21: *Stivhet: 9000, Damping: 300, Forforsyving: -0.06*

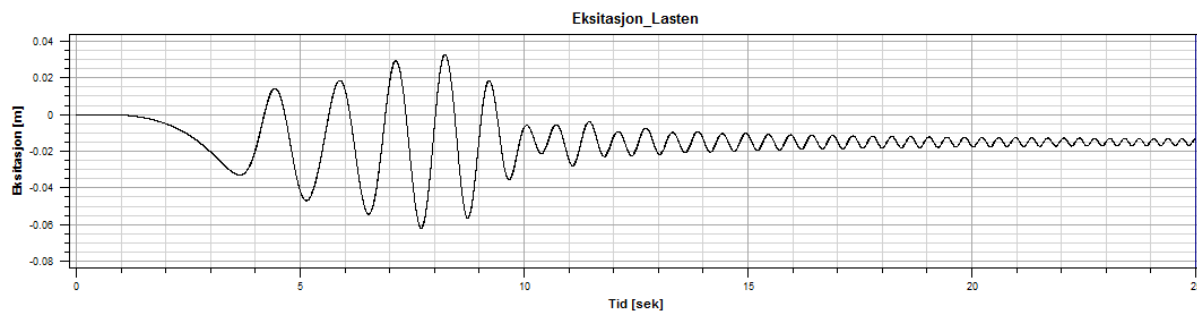


Figur F.22: *Stivhet: 7000, Damping: 300, Forforsyving: -0.08*

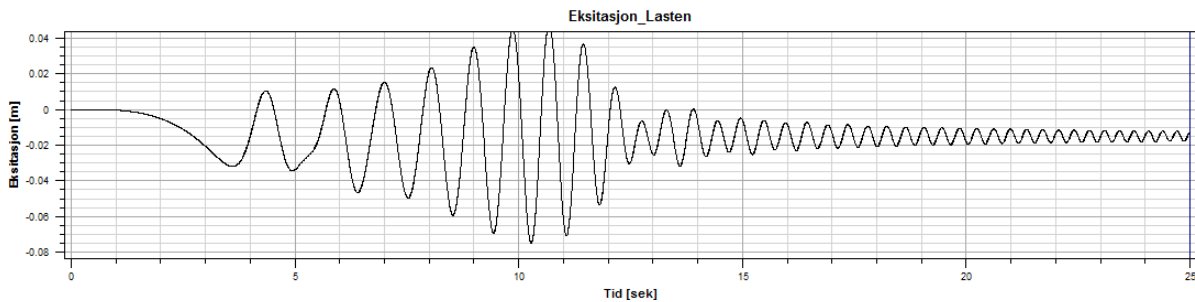


Figur F.23: *Stivhet: 3000, Damping: 300, Forforsyving: -0.2*

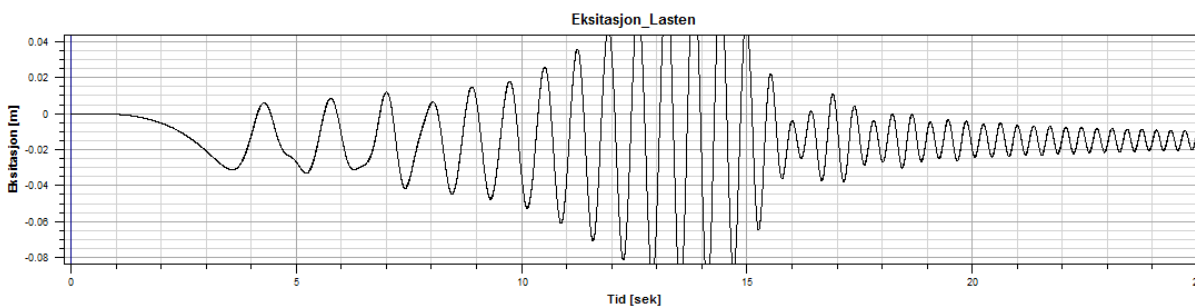
Demper: 200



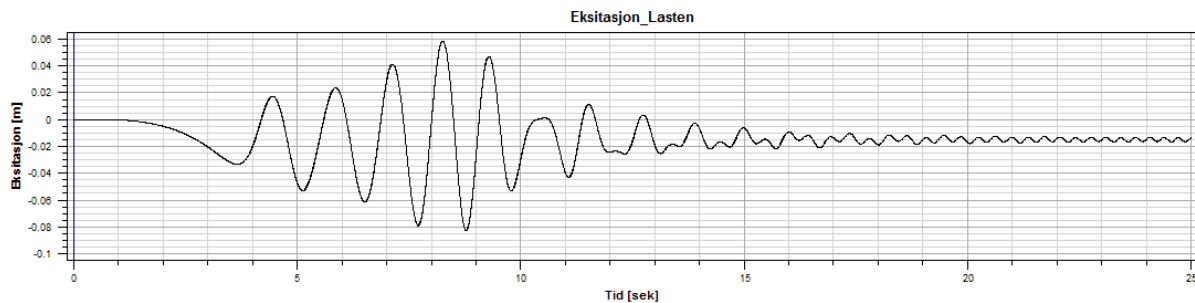
Figur F.24: *Stivhet: 2860, Damping: 200, Forforsyving: -0.2*



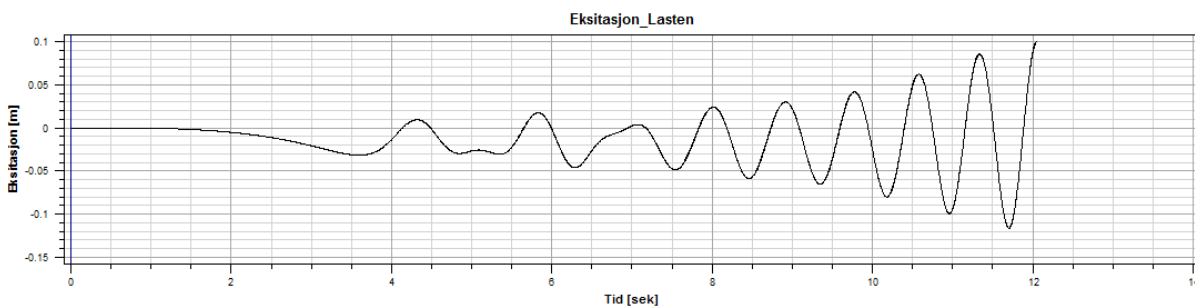
Figur F.25: *Stivhet: 5860, Damping: 200, Forforsyving: -0.05*



Figur F.26: *Stivhet: 12860, Damping: 200, Forforsyving: -0.05*



Figur F.27: *Stivhet: 3000, Damping: 100, Forforsyving: -0.2*



Figur F.28: *Stivhet: 3000, Damping: 100, Forforsyving: -0.2* Denne ble avbrutt pga. for store svingninger

Tillegg G

Utregninger

Kontrollregning - Svingsanalyse

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = 24,18 \text{ rad/sek} \approx \underline{3,85 \text{ Hz}}$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \underline{0,483}$$

$$\Gamma = \frac{\omega}{\omega_n} = \underline{1,30}$$

$$X = \frac{Y \sqrt{1 + (2\xi\Gamma)^2}}{\sqrt{(1 - \Gamma^2)^2 + (2\xi\Gamma)^2}}$$

$$= \frac{0,015 \sqrt{1 + (2 \cdot 0,483 \cdot 1,30)^2}}{\sqrt{(1 - 1,30^2)^2 + (2 \cdot 0,483 \cdot 1,30)^2}}$$

$$= \underline{0,0168 \text{ m}}$$

Lat? men realistisk

Fasen

$$\varphi_x = \tan^{-1} \frac{2 \xi r^3}{1 - r^2 + (2 \xi r)^2}$$

$$= \tan^{-1} \frac{2 \cdot 0.483 \cdot 1.30^3}{1 - 1.30^2 + (2 \cdot 0.483 \cdot 1.30)^2}$$

$$= \underline{1.1749 \text{ rad}}$$

Tillegg H

Oppgaver og instruksjon til oppstart av rigg

Grunnet usikkerhet vedrørende hva faget og til hvilken dybde temaet skal gjennomgås, begrenser jeg meg til å liste felte og emner jeg anser som interessate etter å ha gjennomført denne oppgave.

- Se nærmere på instrumenteringen
- Benytte FEDEM til å få informasjon om demperne.
- Kontrollregne på energi (hvor energien går i systemet)
- Motoreffekt, hvor stor effekt må motoren yte.
- Sett på muligheten til å utvide den analytiske modellen (to frihetsgrader)
- Finne verdier av demperen ved hjelp av den analytiske modellen.

Innføring i bruk av kontroller (testtrigg - hjuloppheng)

Vær forsiktig med hvor dere legger hendene deres rundt kontrollere. Ledningen ligger forholdsvis åpne, og er lett å komme borti (400 V!!)

Før dere kobler til strømmen må dere sjekke at kontaktene på over- og undersiden av kontrollere sitter godt. Så press "sukkerbitene" mellom boksen og ledningene lett i retning av enheten, og se deretter til at den siste ledningen (jord), den som er skrudd fast i aluminiumsrammen er tilstrekkelig godt festet.

På kontrollere bekrefter man valg, samt navigerer "innover" i menyer ved å benytte pilen til høyre (Enter).



Man blar seg gjennom menyen på venstre side ved å benytte pilen (opp/ned). Kontrollere skal allerede være satt opp på passende verdier, med lar seg lett endre.

Betydning av symbol på venstre side:

- Ramp up(akselerasjon)
- Ramp down
- Starthastighet
- Makshastighet (enkoderen rotert helt mot høyere)
- Parameter menu
- Setup
- Save/load setup
- Operation mode

Blar man videre ned får man driftsmeldinger opp på displayet, først frekvensen (F), så strømmen (A), deretter kommer man tilbake til ramp up.

Skal man gjennomføre tester hvor man vil ha en økende hastighet, kan man stille inn intervallet ved hjelp av start og maks hastighet (n_{xx} og n_{max}). Deretter må man stille inn ønsket akselerasjon ut ifra hvor lang tid det skal ta før maks hastighet er nådd. Merk at når denne hastigheten er nådd fortsetter motoren å gå, men hastigheten endrer seg ikke.

Før man begynner testen vrir man enkoderen (den grå) helt mot høyere (med klokka), hvor denne posisjonen samsvarer med den dere har angitt som maks hastighet.

For å starte systemet, går dere til operation mode og trykker "Enter". Displayet vil nå begynne å blinke, som indikerer at systemet er klart til å starte. Ved da å trykke "RUN" starter motoren å akselererer.

Mens hastigheten øker kan dere benytte piltastene opp/ned til å se status om hastighet og hvor mye strøm motoren trekker.