



CHALMERS



Konceptframtagning av ram till eldriven motorcykel

Examensarbete för högskoleingenjörexamen inom maskinteknik

CHRISTIAN KIPRIANOFF

BJÖRN SAMSIOE

Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige, 2019

Examensarbete 2019:39

Konceptframtagning av ram till eldriven motorcykel

Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom maskinteknik

CHRISTIAN KIPRIANOFF
BJÖRN SAMSIOE

HANDLEDARE: PETER BÖVIK
EXAMINATOR: PETER BÖVIK

Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för dynamik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2019

Examensarbete vid Mekanik och maritima vetenskaper MMSX25

Konceptframtagning av ram till eldriven motorcykel
Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom maskinteknik
CHRISTIAN KIPRIANOFF
BJÖRN SAMSIOE

© CHRISTIAN KIPRIANOFF & BJÖRN SAMSIOE, 2019

Examensarbete 2019:39
Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för dynamik
Chalmers Tekniska Högskola
412 96 Göteborg
Sverige
+46(0) 31-772 1000
Detta arbete är ett samarbete med företaget Regent Motorcycles

Omslagsbild: Bild på dagens prototyp från Regent Motorcycles
Fotograf: Felix Gerlach

Göteborg, Sverige 2019

FÖRORD

Detta examensarbete är genomfört vid institutionen för mekanik och maritima vetenskaper vid avdelningen för dynamik på Chalmers tekniska högskola i Göteborg och utgör det avslutande momentet på högskoleingenjörsprogrammet inom maskinteknik. Examensarbetet motsvarar 15 av de totalt 180 högskolepoäng som programmet omfattar.

Vi skulle vilja tacka vår handledare Peter Bövik för ett stort engagemang i detta examensarbete. Tack för alla trevliga handledarmöten och för alla värdefulla råd du gett oss.

Vi skulle även vilja tacka Jonathan Åström, VD för Regent motorcycles, då han gett oss möjligheten att genomföra detta arbete.

Till sist skulle vi även vilja tacka följande för alla värdefulla råd och för sitt engagemang i vårt arbete:

Kjell Melkersson, Tekniklektor vid institutionen för industri- och materialvetenskap

Anders Lundell, Senior konstruktör på Technity Engineering

Christian Kiprianoff & Björn Samsioe, Göteborg, juni 2019

SAMMANFATTNING

Syftet med detta arbete var att konstruera en ram till en eldriven motorcykel på uppdrag av företaget Regent Motorcycles. En referenslösning valdes i form av den typ av ram som sitter på Regent Motorcycles befintliga prototyp. En marknadsundersökning och kundintervju genomfördes för att ta fram ytterligare två potentiella koncept för en ram, utöver referenslösningen. Därefter utvärderades dessa tre koncept med hjälp av en AHP och en Pugh-matris för att se vilket av dessa som uppfyllde kundens krav på bästa sätt samt passade bäst för användningssområdet. Denna utvärdering visade att ramtypen half duplex cradle, som även var vår referenslösning, mötte prioriteringarna på bästa sätt. Det konstaterades dock att eftersom motorcykeln endast skall produceras i en serie på hundra enheter är det lämpligt att översätta prototypens pressade ramkonstruktion till en konstruktion med bockade och svetsade rör. Det beslutades också att materialet på ramen skulle begränsas till stål av legeringstypen krom-molybden eftersom det var ett önskemål från kundens sida. Därefter skedde en CAD-konstruktion av konceptet med dagens prototyp som referens. Konceptet analyserades därefter med avseende på spänningar i en FEM-analys för att kontrollera att konceptet klarade av de krav som ställdes utifrån valt material samt enligt SFRO:s rekommendationer. För de lastfall där det var nödvändigt för att säkerställa funktionen analyserades även deformationerna. FEM-analyserna visade att deformationerna var inom godtagbara nivåer. Spänningsnivåerna var däremot något höga på vissa ställen i modellen. Därför modifierades konceptet något och förstärktes upp i kritiska områden. Ytterligare en FEM-analys genomfördes. Där det var nödvändigt gjordes ytterligare en omkonstruktion med efterföljande FEM-analys. När spänningsnivåerna och deformationerna var inom godtagbara nivåer exporterades modellen som en CAD-fil. Den framtagna CAD-modellen och arbetet ligger till grund för det framtida koncept som eventuellt kommer att lanseras på marknaden av Regent Motorcycles under 2020.

SUMMARY

The purpose of this work was to construct a frame for an electrically powered motorcycle on behalf of the company Regent Motorcycles. A reference solution was chosen in the form of the type of frame that Regent Motorcycles current prototype has. Market research and a customer interview were conducted to develop another two potential concepts for a frame, in addition to the reference solution. Subsequently, these three concepts were evaluated using an AHP and a Pugh matrix to see which of these met the customer's requirements in the best way and best suited for the area of use. This evaluation showed that the frame type half duplex cradle, which was also our reference solution, met the priorities in the best way. It was found, however, that since the motorcycle should only be produced in a series of one hundred units, it was suitable to translate the prototype's pressed frame construction into a construction with bent and welded pipes. It was also decided that the material on the frame should be limited to steel with an alloy of chromium-molybdenum since it was a request on behalf of the customer. Thereafter, CAD design of the concept was made with today's prototype as a reference. The concept was then analyzed regarding internal stresses in a FEM analysis to verify that the concept met the requirements set based on the chosen material and according to SFRO:s recommendations. The deformations of the structure were also analyzed for the load cases where it was necessary to ensure the functionality of the motorcycle. The FEM analysis showed that the deformations were within acceptable levels. The stress levels, on the other hand, were somewhat high in some places in the model. Therefore, the concept of the frame was further developed and strengthened. An additional FEM analysis was performed. Where necessary, further development was made with subsequent FEM analysis. When the stress levels and deformations were within acceptable levels, the model was exported as a CAD file. The developed CAD model and this work form the basis of the future concept that may be launched in the market by Regent Motorcycles in 2020.

BETECKNINGAR

SFRO

Sveriges Fordonsbyggares Riksorganisation, en ideell organisation som samarbetar med Transportstyrelsen och besiktningsorganen och ansvarar för besiktning av ombyggda och amatörbyggda bilar och motorcyklar, innan uppvisning för besiktningsorganet sker.

AHP

Analytisk hierarkisk process, en teknik som baseras på matematik och psykologi och används för ett strukturerat beslutsfattande i komplexa scenarier.

Pugh-matris

En metod för att på ett strukturerat och systematiskt sätt välja ut den bästa av flera möjliga lösningar på ett problem.

CAD

Computer-aided design, konstruktion eller design skapad i ett datorprogram.

FEM

Finita Elementmetoden (Finite element method), en numerisk metod som används för att lösa partiella differentialekvationer vilket bland annat används för spänningsanalys av konstruktioner i CAD-program.

Svingel

En ledad del av motorcykelramen som håller bakhjulet på plats och möjliggör dämpning och fjädring.

Navmotor

En motor placerad i centrum på ett hjul, där det drivande momentet läggs på mellan hjul och hjulaxel.

Café racer

En typ av motorcykel med retrodesign ursprungligen byggd för snabb färd på korta sträckor.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1. Inledning	2
1.1 Bakgrund	2
1.2 Syfte	2
1.3 Avgränsningar	3
1.4 Precisering av frågeställningen	3
2. Teoretisk referensram	6
2.1. Beskrivning av befintliga motorcykelramar	6
2.1.1 Befintliga ramar till förbränningsdrivna motorcyklar	6
2.1.2 Befintliga ramar till eldrivna motorcyklar	6
2.2 Vanliga geometrier på motorcykelramar	6
3. Metod	10
3.1 Framtagning av kravbild	10
3.2 Informationsökning	10
3.3 Framtagning av olika koncept/idegenerering	10
3.4 Viktning av de olika designkoncepten	11
3.5 Verifiering av valt designkoncept	11
3.6 Optimering av koncept	11
3.7 Framtagning av slutgiltigt koncept och en sista verifiering	12
4. Förstudie	14
4.1 Kundundersökning	14
4.2 Marknadsundersökning	14
4.3 Lagar och regler för motorcyklar	15
4.3.1 Säkerhetsföreskrifter	15
4.3.2 Miljöregler	15
4.3.3 Identitetsmärkning	15
4.4 Position på S-kurvan	16
5. Konceptframtagning	18
5.1 Beskrivning av potentiella koncept	18
5.1.1 Referenslösning: Half duplex cradle	18
5.1.2 Koncept 1 - Full duplex cradle	19
5.1.3 Koncept 2 - Single cradle	20
5.2 Konceptval	21
5.2.1 AHP	21
5.2.2 Pugh-matris	22
5.3 Beskrivning av valt koncept	23
6. Konstruktion av koncept	26
6.1 Insamling av mätdata från referenslösning	26
6.2 Val av fasta mått och geometrier	26
6.3 Kritiska mått för inpassning av komponenter	27
6.4 CAD-konstruktion	27
6.5 Materialval	27

7. Verifiering av koncept	30
7.1 Presentation av belastningsfall samt empirisk data	30
7.1.1 Maximal acceleration	30
7.1.2 Maximal retardation	30
7.1.3 Kurvtagning	31
7.2 Beräkning av de yttre krafterna i de olika belastningsfallen	33
7.2.1 Indata	33
7.2.2 Numerisk lösning av krafterna i MATLAB	34
7.3 FEM-analys i CATIA	35
7.3.1 Översättning av de yttre krafterna till randvillkor	35
7.3.1.1 Gränssnitt mellan komponenter	35
7.3.1.2 Gravitationen	35
7.3.1.3 Materialegenskaper vid FEM-analys	35
7.3.1.4 Elementstorlek	35
7.3.1.5 Maximal acceleration	36
7.3.1.6 Maximal retardation	36
7.3.1.7 Kurvtagning	36
7.3.2 FEM-analys	36
7.3.2.1 Maximal acceleration - Ram	36
7.3.2.2 Maximal acceleration - Svingel	39
7.3.2.3 Maximal retardation - Ram	40
7.3.2.4 Maximal retardation - Svingel	42
7.3.2.5 Kurvtagning - Svingel	43
7.3.2.6 Vridstyvheten i ramen	45
8. Optimering av koncept	48
8.1 Iteration 1	48
8.1.1 Ram	48
8.1.2 Svingel	53
8.2 Iteration 2	55
8.2.1 Ram	55
9. Slutsats	64
9.1 Rekommendationer för vidare arbete	64

Källförteckning

Bilagor



REGENT

INLEDNING

1. INLEDNING

I detta kapitel förklaras bakgrunden till arbetet samt dess syfte och vilka avgränsningar som har gjorts. Dessutom definieras de frågeställningar denna rapport avser att besvara.

1.1 BAKGRUND

Företaget Regent Motorcycles vill ta fram en eldriven motorcykel och utgå från designen på en café racer. Regent har hittat ett segment hos motorcyklar som i dagsläget inte existerar i någon större utsträckning. Detta segment är eldrivna motorcyklar av typen café racer med retrodesign. Designmässigt vill företaget utgå från grundutförandet hos en Honda CB125, årsmodell 1974. Företaget vill även inhämta viss inspiration från Triumph Bonneville, årsmodell 1968. Det uppdrag som givits i form av detta examensarbete är att konstruera ramen till den första serien av denna. Motorcykeln kommer till en början produceras i en serie på hundra enheter. I dagsläget finns en fysisk prototyp som företaget vill att vi utgår från när vi bestämmer viktiga geometrier. Denna prototyp består av en ram från en Honda CB125 med vissa modifikationer i geometrin men i övrigt av egna komponenter. I och med att motorcykeln skall vara eldriven bör ramen anpassas till och optimeras för detta. På grund av att seriestorleken är liten måste även viss hänsyn tas till lämpliga tillverkningsmetoder när konceptet på ramen tas fram.

Dagens motorcyklar har ramar som är optimerade och anpassade för förbränningsmotorer och de krav som denna teknologi medför. Eftersom eldrift medför nya möjligheter och krav så bör en motorcykelram anpassas till dessa. Några av de viktigaste förändringarna är skillnaden i den belastning drivningen ger upphov till, omfördelningen av vikten på motorcykeln samt förändringen i totalvikten på motorcykeln och dess komponenter.

Förhoppningen är att den nya konstruktionen skall ha en lägre vikt och en enklare design jämfört med motsvarande ram till en motorcykel med förbränningsmotor. Detta skulle i sin tur innebära att tillverkningen blir mindre resurskrävande.

1.2 SYFTE

Att konstruera en ny ram för en eldriven motorcykel med dagens prototyp som referens. En FEM-analys skall genomföras för att undersöka spänningarna i konstruktionen. I de lastfall där det anses nödvändigt för att säkerställa funktionen skall även deformationerna undersökas. Därefter skall ramen vid behov konstrueras om och förstärkas för att klara de krav som ställs utifrån valt material samt enligt SFRO:s rekommendationer. Konceptet och arbetet ligger till grund för framtida koncept som eventuellt kommer lanseras på marknaden under 2020. Projektet skall levereras till företaget genom en CAD-modell, ett förslag på material samt genom denna rapport.

1.3 AVGRÄNSNINGAR

Tillverkning av en fysisk ram för testning genomförs i mån av tid men kommer inte att vara en del av detta arbete.

Materialet på ramen kommer att begränsas till stål av legeringstypen krom-molybden. Detta eftersom det är ett önskemål från kundens sida. På grund av att seriestorleken är liten kommer ramen utformas genom en svetsad och bockad konstruktion med stålrör istället för en pressad plåtkonstruktion, vilket brukar vara vanligt vid stora seriestorlekar.

Då stötdämpare, framgaffel och styrkrona ofta beställs som färdiga enheter utifrån given geometri och fordonets vikt så förutsätter vi att någon konstruktion av dessa ej är nödvändig.

En ekonomisk kalkyl kommer inte heller att genomföras.

1.4 PRECISERING AV FRÅGESTÄLLNINGEN

- Vilken typ av optimering kan göras av dagens motorcykelramar då eldrift implementeras och ramkonstruktionen skall vara lämplig att producera i liten serie?
- Vilka är de kritiska punkterna i den framtagna designen med avseende på den belastning ramen utsätts för?
- Vad kan man göra konstruktionsmässigt för att minska spänningen i dessa punkter?

TEORETISK REFERENS RAM



2. TEORETISK REFERENS RAM

I detta kapitel förklaras vilken funktion ramen har för motorcykeln samt huvudprincipen för hur denna är uppbyggd. Vanliga skillnader mellan motorcyklar med elmotor och förbränningsmotor presenteras också. Även skillnaden i vilket belastningsfall ramen utsätts för från drivningen mellan förbränningsmotor och elmotor presenteras kort. Slutligen förklaras viktiga geometrier för köregenskaperna.

2.1. BESKRIVNING AV BEFINTLIGA MOTORCYKELRAMAR

Motorcykeln som transportmedel har en lång historia som sträcker sig ända bort till slutet av 1800-talet (NE. (2019)). Sedan dess har det uppstått många olika variationer som är optimerade för olika användare och användningsområden.

Ramen är kärnan i motorcykelns konstruktion vars huvudsyfte är att möjliggöra dess framdrift samt att bära upp och möjliggöra funktionen av motorcykelns komponenter.

I dagsläget existerar en mångfald av olika geometriska utformningar för motorcykelramar med sina egna för- och nackdelar. Prioriteringen skiftar vanligtvis mellan estetik, prestanda och ergonomi och detta speglas i motorcykelns grundläggande utseende.

2.1.1 BEFINTLIGA RAMAR TILL FÖRBRÄNNINGSDRIVNA MOTORCYKLAR

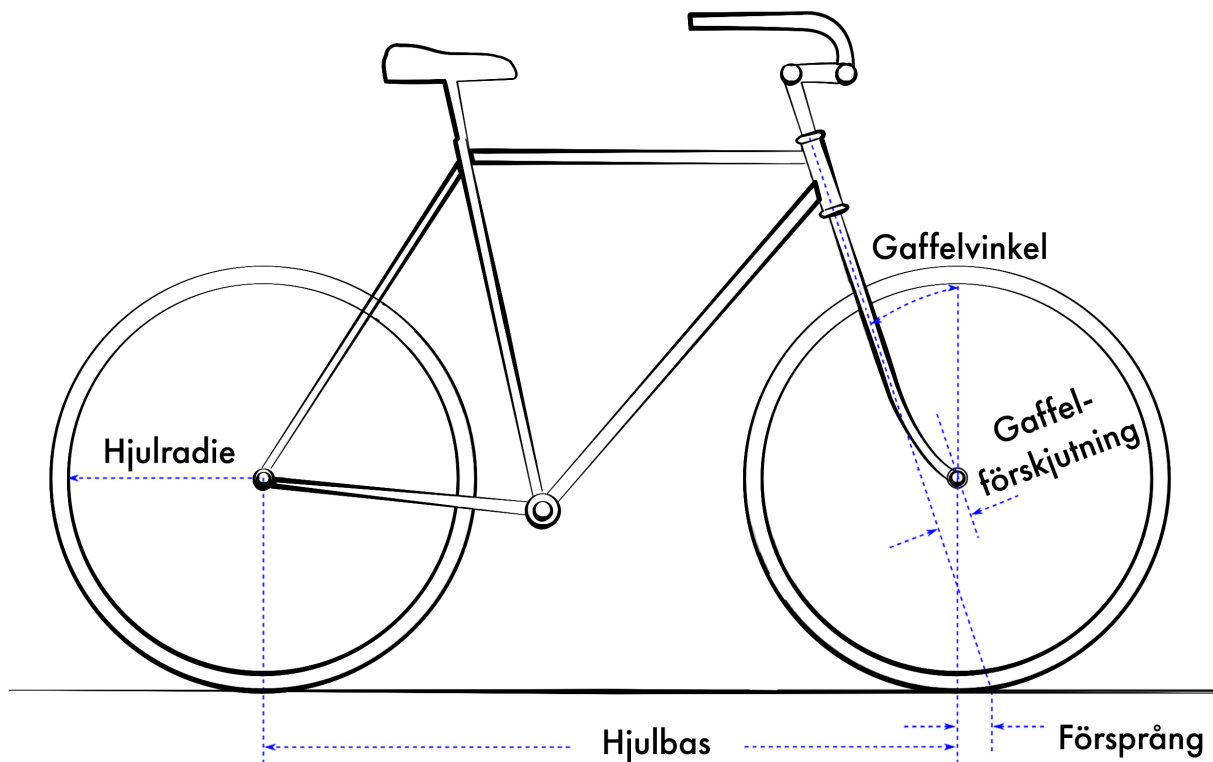
Utmärkande för en ram till en motorcykel med förbränningsmotor är att man ofta utnyttjar motorn som en bärande del av konstruktionen. Detta är ett mycket effektivt sätt att göra ramen styvare på då motorn är en väldigt robust och styv komponent. Ramar med förbränningsmotorer är även utformade för att hantera det lastfall som uppstår vid kedje- eller remdrift vid drivning. I detta lastfall överförs det drivande momentet från framdrevet genom kedjan eller remmen till bakdrevet och sedan över till bakaxeln.

2.1.2 BEFINTLIGA RAMAR TILL ELDRIVNA MOTORCYKLAR

För eldrivna motorcyklar med rem- eller kedjedrift från elmotorn uppstår samma lastfall som för motorcyklar med förbränningsmotor där drivningsmetoden är kedje- eller remdrift. Om en navmotor används utsätts däremot konstruktionen för ett annat lastfall. Detta eftersom det drivande momentet läggs på direkt i navet mellan bakaxel och bakhjul vid denna typ av drivning.

2.2 VANLIGA GEOMETRIER PÅ MOTORCYKELRAMAR

Kritiska mått för köregenskaperna hos en motorcykel är gaffelvinkeln, gaffelförskjutningen samt hjulradien, se figur 1 där dessa mått är utmarkerade på en cykel. Måtten gäller på motsvarande sätt på en motorcykel.



Figur 1. Cykel med några kritiska mått för köregenskaperna utmarkerade. Författarens egna bild.

Försprånget är det mått som bestämmer hur benägen motorcykeln blir att svänga. Försprånget påverkas av både gaffelförskjutningen och gaffelvinkeln samt hjulradien enligt ekvation 1 nedan, vilken är härledd ur figur 1. Ett längre försprång ger mer stabilitet men kräver mer ansträngning från föraren eftersom den blir mer svårsvängd och ett kortare försprång gör motorcykeln mindre stabil men också lättare att svänga.

$$F = \frac{R_h \sin(G) - O}{\cos(G)} \quad (1)$$

Där:

F - Försprång [m]

O - Gaffelförskjutning [m]

R_h - Hjulradie [m]

G - Gaffelvinkel [rad]



3. METOD

Framtagningen av konceptet har följt produktutvecklingsprocessen enligt värdemodellens metod för konceptframtagning (Lindstedt, P. & Burenius, J. (2003)) då detta ansågs vara en metod som ger ett önskvärt arbetsresultat. Arbetsgången har i vårt projekt följt stegen:

1. Framtagning av kravbild
2. Informationssökning
3. Framtagning av olika koncept/idegenerering
4. Viktning av de olika designkoncepten
5. Verifiering av valt designkoncept
6. Iterativ optimering av koncept
7. Ta fram slutgiltigt koncept
8. Verifiera slutgiltigt koncept

3.1 FRAMTAGNING AV KRAVBILD

För att kunna generera koncept med ett högt kundvärde var det viktigt att en tydlig kravbild från kunden kunde definieras. Då kunden för detta projekt var Jonathan Åström, VD för Regent Motorcycles, skapades denna kravbild genom intervjuer med honom.

3.2 INFORMATIONSSÖKNING

Informationssökningen kring hur en bra ram är konstruerad samt vilka mått som är mest kritiska har skett genom intervjuer med motorcykeldesignern Michael Hallgren som även har varit konsult åt Regent. Ytterligare konsultation har varit tillgänglig genom Anders Lundell på konsultfirman Technity i Göteborg.

Informationssökning har genomförts för att få mer övergripande kunskap om ramkonstruktion och för att undersöka vad ramkonstruktioner eventuellt har gemensamt.

En av de viktigaste källorna har varit SRFO:s nya bygghandbok (Sveriges fordonsbyggares riksorganisation, 2009) som har bidragit med mycket konkret information om vad som förväntas och krävs av fordon byggda i Sverige för att bli godkända att använda på svenska vägar. En marknadsundersökning har genomförts för att undersöka vilka typer av ramar som är vanliga på marknaden samt dess fördelar och nackdelar.

3.3 FRAMTAGNING AV OLIKA KONCEPT/IDEGENERERING

Efter informationssökningen valdes tre olika typer av ramar från marknadsundersökningen ut att bli våra första koncept att utvärdera vidare. Detta val baserades på de ramtyper som var mest lika dagens prototyp samt vilka ramtyper som uppfyllde kundens krav på estetik. De tre koncepten blev: half duplex, full duplex samt single cradle.

3.4 VIKTNING AV DE OLIKA DESIGNKONCEPTEN

För att få fram ett vinnande koncept vägdes egenskaperna som tidigare definierats i kravbilden med hjälp av en AHP. Därefter jämfördes de valda koncepten med varandra i en Pugh-matris. Som referensram i jämförelsen användes konceptet half duplex eftersom det är den ramtyp som dagens prototyp från Regent har. Jämförelsen visade att referenslösningen, half duplex, var det vinnande konceptet. Därför valdes det att gå vidare med detta koncept.

3.5 VERIFIERING AV VALT DESIGNKONCEPT

Det vinnande konceptet översattes därefter från sin tidigare konstruktion till en ny konstruktion av stålrör vilket var ett önskemål från kundens sida. Översättningen medförde att konstruktionen måste verifieras för att se att spänningskoncentrationer inte uppkommer och i sin tur skapar en möjlighet till utmattning. För att kontrollera detta skapades en CAD-modell av konceptet i programmet CATIA V5. CAD-modellen inkluderade svingel samt ram med vagg.

I denna modell inkluderades endast kända gränssnitt och de som inte var kända geometriskt fick en uppskattad placering och geometri för att möjliggöra fortsatt verifiering av ramen. Därefter genomfördes en FEM-analys av ramen samt svingeln i samma program. Indata för randvillkoren till FEM-analysen har tagits fram genom empiriska mätningar, med efterföljande beräkningar. Friläggning och uppställning av jämviktsekvationer har gjorts för hand och därefter lösts med hjälp av MATLAB.

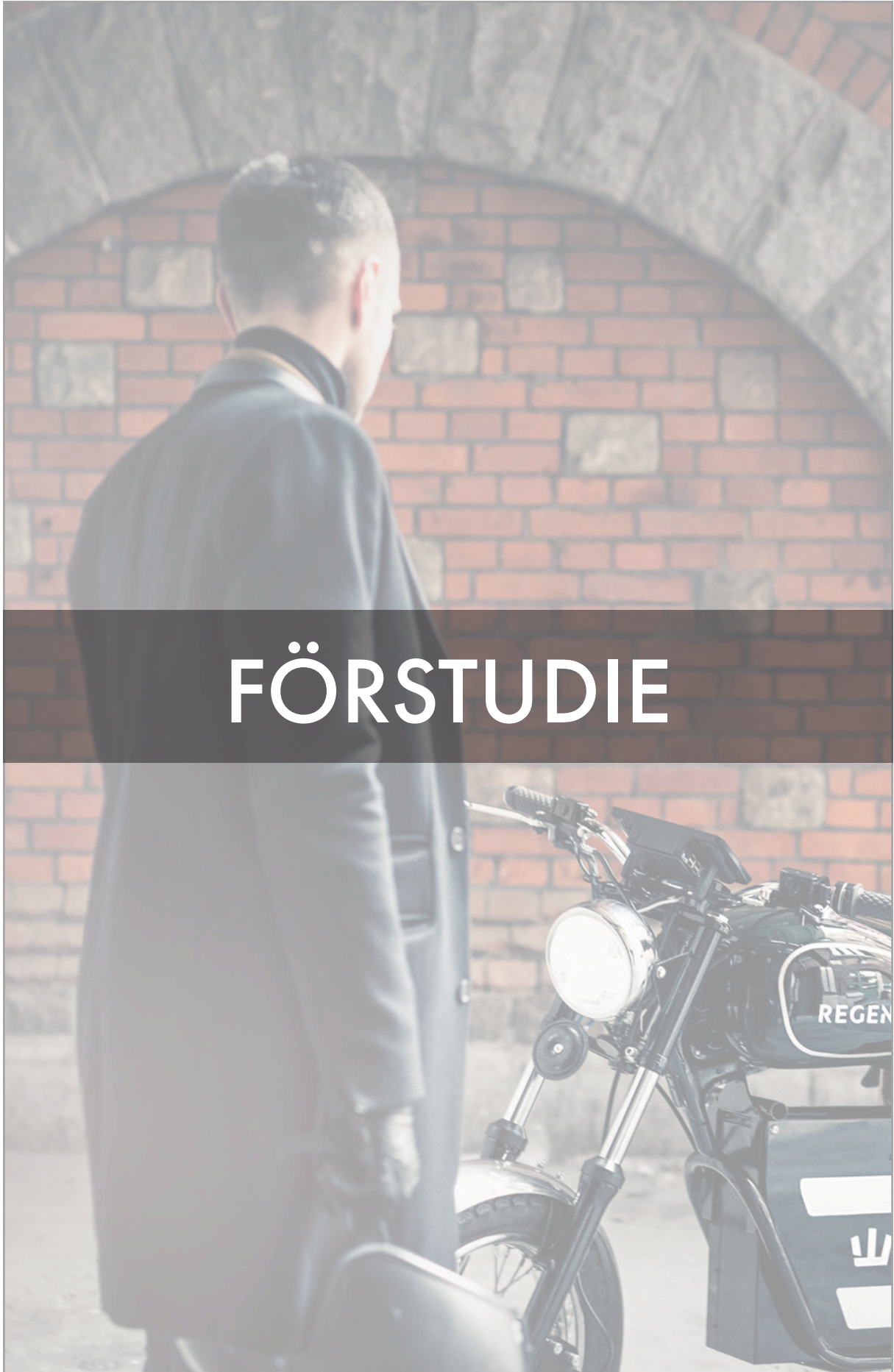
Uppmätning av kritiska data för detaljkonstruktion har skett på Regent motorcycles befintliga prototyp. Den data som ej har kunnat mätas upp har uppskattats. Datan är i form av längder, massor samt tyngdpunkter. Angående materialval så har kunden specifikt önskat krommolybdenstål. Eftersom uppgift om exakt vilket stål som kommer att användas vid den framtida tillverkningen ej lämnats så beräknas FEM-analysen på ett generellt krommolybdenstål med en E-modul på 200 GPa.

3.6 OPTIMERING AV KONCEPT

Efter att analyserat konceptet och hittat svagheter samt spänningskoncentrationer hos konceptet så optimerades CAD-modellen med förstärkningsplåtar på de utsatta områdena. Därefter gjordes ytterligare två iterationer med analys och efterföljande optimering av formen på dessa plåtar samt vissa ändringar i grundmodellens utförande.

3.7 FRAMTAGNING AV SLUTGILTIGT KONCEPT OCH EN SISTA VERIFIERING

Efter att optimeringen var klar och FEM-analysen visade att modellen klarade av de teoretiska belastningarna så färdigställdes modellen. Kritiska mått kontrollerades och därefter sammanställdes resultatet genom export av CAD-modellen.



FÖRSTUDIE

4. FÖRSTUDIE

I förstudien genomförs den informationssökning som är nödvändig för att kunna skapa en god grund för att genomföra konceptframtagningen.

4.1 KUNDUNDERSÖKNING

Efter intervjuer med Regent Motorcycles VD, Jonathan Åström, beslutas att det nya konceptet kommer att baseras på den befintliga prototypen, vilken består av en ombyggd Honda CB125:a. Detta eftersom kunden upplever att denna motorcykel har en önskvärd estetik samt köregenskaper.

Kunden har även önskemålet att kunna producera detta koncept i en liten serie med låg tillverkningskostnad vilket leder till vissa begränsningar kring tillverkningsmetoder. Dessa begränsningar innebär att en pressad plåtram inte är en rimlig konstruktionsmetod, då det skulle bli för kostsamt. Därför bestäms tillverkningsmetod till bockning och svetsning av rör till en rörram då detta är ett billigare alternativ samt uppfyller kundens behov kring estetik.

4.2 MARKNADSUNDERSÖKNING

I dagsläget förekommer det en mängd olika typer av motorcykelramar som optimerar fordonet till diverse ändamål och situationer. I tabell 1 nedan beskrivs de vanligaste kommersiella varianterna.

Tabell 1. En kort sammanställning och beskrivning av de vanligaste typerna av motorcykelramar.

TYP AV RAM	BESKRIVNING
Spine	En spine-ram är en variant där motorn är upphängd från en central "rygggrad" i konstruktionen.
Trellis	Denna variant av ram är ikonisk för märket Ducati där ramen består av ett fackverk av metallrör.
Monocoque	En monocoque är en ram som är bärande i sitt externa lager. Detta är vanligare inom bilindustrin där karossen även agerar som den bärande delen i konstruktionen.
Semi-monocoque	Denna typ av ram är likadan som en monocoque men använder även stålrör eller dylikt för extra stabilitet.
Single cradle	Denna typ av ramkonstruktion är utformad med ett enkelt rör under motorn och ett enkelt rör ovanför motorn.
Half duplex cradle	Denna ramtyp är utformad med dubbla rör under motorn men ett enkelt rör ovanför.
Full duplex cradle	Denna ramtyp har dubbla rör både under och ovanför motorn
Perimeter	Är uppbyggd av två balkar som håller ihop svingeln med styrhuvudet på kortast möjliga avstånd. Detta för att få maximal styvhet i konstruktionen.
Pressad	En pressad ram är som namnet antyder pressad och är ofta uppbyggd som en semi-monocoque, se ovan.

4.3 LAGAR OCH REGLER FÖR MOTORCYKLAR

Under detta kapitel presenteras de lagar och regler för motorcyklar som är relevanta för vårt projekt.

4.3.1 SÄKERHETSFÖRESKRIFTER

För motorcyklar finns det endast tumregler och rekommendationer för hur man tillverkar en ram som anses vara säker. Rekommendationerna inkluderar sträckgräns, brottgräns samt vridstyvhet. Tumregler för val av stålrör är enligt SFRO:s bygghandbok (Norman (2009)) "...att sträckgränsen skall ligga över 200-225 N/mm² och brottgränsen över 300-325 N/mm² och (brott)förlängningen över 10%. I bärarmar är en förlängning över 20% att föredra" (s.174).

Vid dimensionering av fordons vridstyvhet ges rekommendationen av SFRO:s bygghandbok (Barone & Ulander (2009)) att "Gatfordons vridstyvhet skall vara minst tre gånger vikten" (s.184). Se 7.3.2.3 i rapporten för mer detaljer.

4.3.2 MILJÖREGLER

I SRFO:s bygghandbok framkommer ingen information kring miljöregler för konstruktion av motorcykelramar.

4.3.3 IDENTITETSMÄRKNING

Alla fordonsramar skall ha en identitetsmärkning, även amatörbyggda, enligt SFRO. Detta beskrivs i paragrafen nedan från SRFO:s handbok (Eriksson(2009)).

1.b IDENTITETSMÄRKNING. §6

Identifieringsmärkning skall vara stansad eller pressad direkt i fordonets ram eller, om ram saknas, i annan bärande del som inte utan svårighet kan bytas ut. Identifieringsmärkning skall vara tydlig och så placerad att den är lätt att hitta och inte utsätts för skador. Höjden på bokstäver och siffror skall vara minst 4 mm och bestå av max 17 tecken. Inom en tioårsperiod får två eller flera fordon inte ha samma identifieringsmärkning. Trike som har självbärande kaross skall ha två märkningar med samma beteckning. Identifieringsmärkning tilldelas av SFRO i samband med bygg-besiktning. De första 3 tecknen är YVV och visar att det är ett amatörbyggt fordon. De följande 6 tecknen är ett löpnummer från SFRO:s blankettserie, till exempel M01234. De sista 8 tecknen väljer byggaren själv. (s.243)

Detta betyder att varje individuell ram skall tilldelas en identitetsmärkning vid tillverkning.

4.4 POSITION PÅ S-KURVAN

Då motorcykelramar för förbränningsmotorer gjorda i stål börjar konvergera mot ett max inom innovation så kan man säga att tekniken befinner sig i slutet av s-kurvan. Då eldrift implementeras innebär detta nya möjligheter och utmaningar för innovation av ramar. De stora skillnaderna med en navmotor kontra en förbränningsmotor är dels belastningsfallet men även massan samt tyngdpunkten. Motorn behöver inte heller längre vara en bärande del av ramkonstruktionen utan kan nu även sitta direkt i ett av hjulen. Dessa skillnader gör att ramen kan optimeras och omkonstrueras vilket gör att befintlig teknik kommer att behöva anpassas till detta. Detta skulle kunna öppna upp möjligheten för en ny s-kurva för denna komponent.



KONCEPTFRAMTAGNING

5. KONCEPTFRAMTAGNING

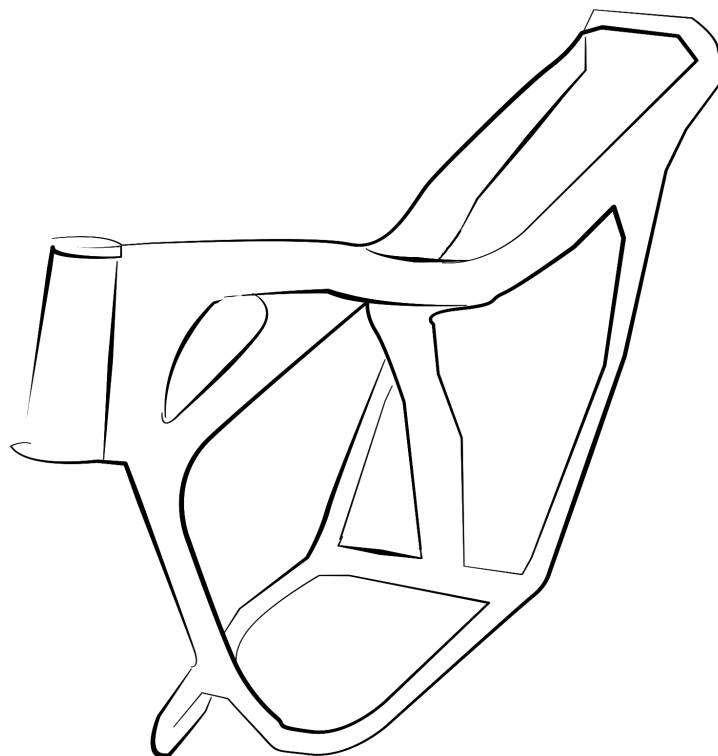
Konceptframtagningen genomfördes genom att välja ut de typer av ramar som är mest lik referenslösningen samt uppfyller kundens krav på estetik. Resultatet från konceptframtagningen följer nedan. De typer som togs fram var: half duplex, full duplex samt single cradle. Dessa valdes ut då de har ett utseende och egenskaper som liknar referenslösningen.

5.1 BESKRIVNING AV POTENTIELLA KONCEPT

Nedan beskrivs de koncept som tagits fram med bild samt en kort text om dess för- och nackdelar.

5.1.1 REFERENSLÖSNING: HALF DUPLEX CRADLE

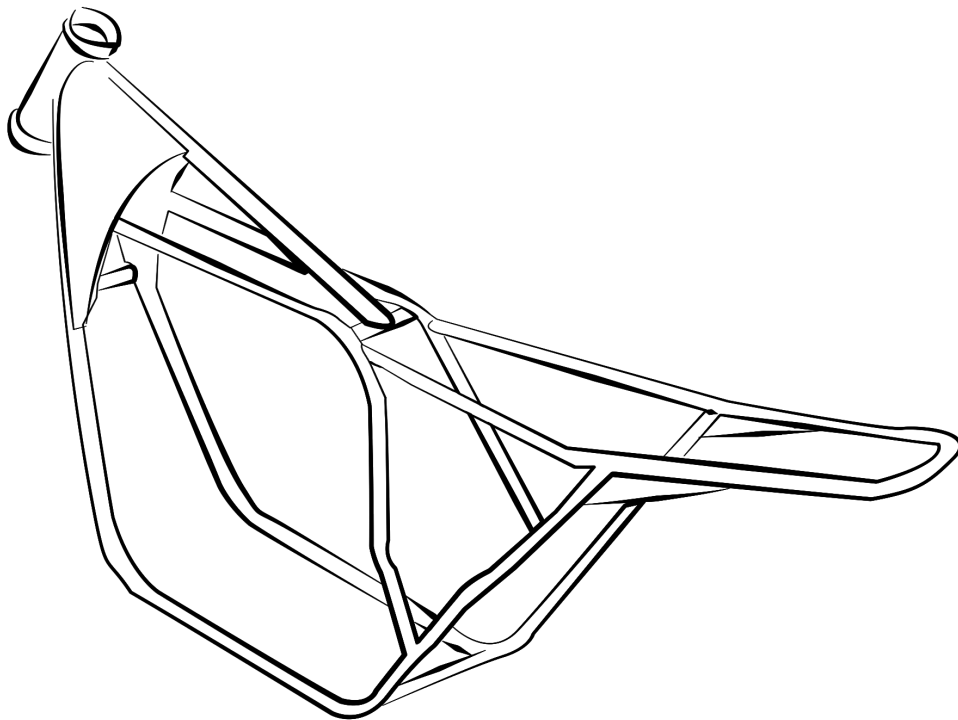
En fördel med referenslösningen, se figur 2 nedan, är att den är estetiskt tilltalande enligt kunden. Den är även passande på motorcyklar av typen caféracers med tanke på enkelheten i konstruktionen och dess klassiska utseende. Den lämpar sig även väl att översätta till en bockad och svetsad rörkonstruktion. Den ger även god stabilitet med tanke på mängden använt material. En möjlig nackdel är att konstruktionen av vaggan är något komplicerad.



Figur 2. Referenslösningen som består av ramtypen half duplex cradle. Författarens egna bild.

5.1.2 KONCEPT 1 - FULL DUPLEX CRADLE

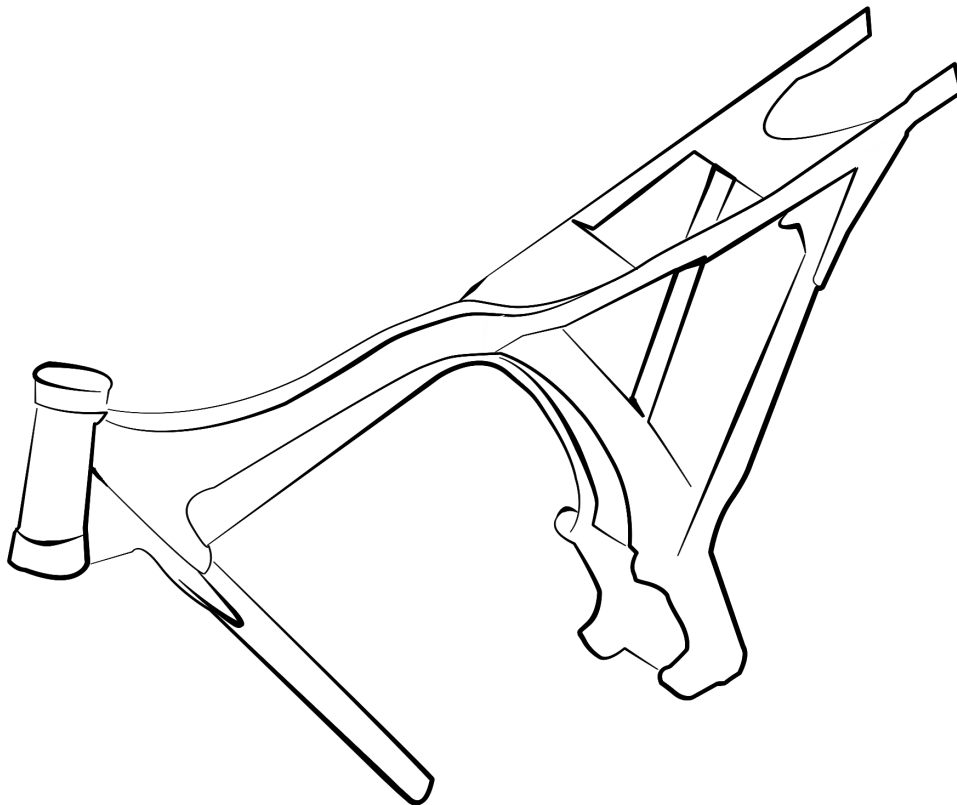
Några utav fördelarna med koncept 1, se figur 3 nedan, är att denna ramtyp har god vridstyvhet och styrka. En annan stor fördel är att tillverkningen kan ske på ett smart sätt som gör processen mindre tidskrävande och därmed billigare. Detta eftersom många rör ligger i ett plan vilket gör bockningen enklare. Den lämpar sig väl att översätta till en bockad och svetsad rörkonstruktion. Konstruktionen mycket robust. Dock innebär detta en högre vikt. Konstruktionen är lämplig för tunga motorcyklar.



Figur 3. Koncept 1 som består av ramtypen full duplex cradle. Författarens egna bild.

5.1.3 KONCEPT 2 - SINGLE CRADLE

Designen på koncept 2, se figur 4 nedan, gör att det har låg vikt och god vridstyvhet. De flesta komponenterna är pressade med komplicerade tvärsnitt vilket bidrar till vridstyvheten. Detta är så klart en fördel då det ger en ram med både låg vikt och god vridstyvhet. Dock är designen inte lämplig att översätta till en bockad och svetsad rörram eftersom den bygger på egenskaperna som den pressade konstruktionen medför. Bortsett från detta hade dess hållfasthet i sin pressade form förmodligen räckt för vårt användningsområde. En annan nackdel är att designen skiljer sig mycket från referenslösningen vilket är en nackdel om man vill möta kundens önskemål angående estetiken.



Figur 4. Koncept 2 som består av ramtypen single cradle. Författarens egna bild.

5.2 KONCEPTVAL

Under konceptvalet så vägs de olika koncepten mot varandra för att hitta det koncept som är optimalt för kundens ändamål och dess önskemål på estetik. Viktning av egenskaper genomförs med hjälp av en AHP och jämförelse av koncepten sker med hjälp av en Pugh-matris.

5.2.1 AHP

För att kunna göra en rättvis bedömning av koncepten genomförs en jämförelse av de olika egenskaperna i en AHP, se tabell 2. Dessa egenskaper tilldelas värden utifrån kundens önskemål i kundundersökningen. Här jämförs de olika egenskaperna med varandra och poängsätts med en halv, ett eller två. En halv betyder att egenskapen är hälften så viktig som den egenskap som jämförs, ett att den är lika viktig och två att den är dubbelt så viktig. Summan för respektive egenskap divideras med summan för samtliga egenskaper vilket ger ett viktat värde. Detta värde används senare i Pugh-matrisen då koncepten jämförs med varandra.

Tabell 2. AHP över de olika egenskaperna.

	Enkel att tillverka	Kostnad	Robust konstruktion	Ergonomi	Stabilitet	Gott om plats för komponenter	Låg vikt	Estetik	Summering	Viktning
Enkel att tillverka	1	1/2	1	1	1	2	2	1/2	9	0,12
Kostnad	2	1	1	2	1	2	2	1/2	11,5	0,16
Robust konstruktion	1	1	1	1	1/2	2	2	1	9,5	0,13
Ergonomi	1	1/2	1	1	1/2	2	2	1	9	0,12
Stabilitet	1	1	2	2	1	2	2	1	12	0,16
Gott om plats för komponenter	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1	1/2	1/2	4,5	0,06
Låg vikt	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	2	1	1/2	6	0,08
Estetik	2	2	1	1	1	2	2	1	12	0,16
									73,5	1

5.2.2 PUGH-MATRIS

Pugh-matrisen, se tabell 3 nedan, poängsätter de olika koncepten med hjälp av viktningen från AHP-matrisen. I matrisen jämförs de olika koncepten med varandra. Minus ett betyder att konceptet ej överträffar referenslösningen med avseende på jämförd egenskap, noll betyder att konceptet är jämbördigt och ett betyder att det överträffar referenslösningen. Den viktade summan beräknas genom att dessa värden multipliceras med de viktade värdena och summeras för respektive koncept. Resultatet ses i raden längst ner i matrisen. Det viktade resultatet från Pugh-matrisen visar hur väl de olika koncepten uppfyller de prioriteringar som gjorts i AHP-matrisen, relativt varandra.

Tabell 3. Pugh-matris för jämförelse av koncepten.

Pugh-matris: Ram		Referens Honda CB125 (Half duplex cradle)	Koncept 1 Full duplex cradle	Koncept 2 Single cradle	Viktning
Resursförbrukning	Enkel att tillverka		-1	1	0,12
	Kostnad		-1	1	0,16
Funktion	Robust konstruktion		1	-1	0,13
	Ergonomi		0	0	0,12
	Stabilitet		1	-1	0,16
	Gott om plats för komponenter		0	-1	0,06
	Låg vikt		-1	1	0,08
Behov	Estetik		0	-1	0,16
	Överträffar referens		2	3	1,00
	Jämbördig med referens		3	1	
	Sämre än referens		3	4	
	Summa	0	-1	-1	
	Summa viktning	0	-0,07	-0,15	

Resultatet från Pugh-matrisen visar att referenslösningen är det alternativ som bäst uppfyller de prioriteringar som gjorts i AHP-matrisen. Därför tas beslutet att gå vidare med detta koncept. Om det mot förmodan dyker upp något under processen framöver som gör att det inte är möjligt att gå vidare med referenskonceptet så är det betryggande att koncept ett endast har sju procent lägre poäng och skulle kunna användas istället, om så skulle behövas.

5.3 BESKRIVNING AV VALT KONCEPT

Det valda konceptet är ramtypen half duplex cradle. Denna ram är ursprungligen tillverkad som en pressad ram och är även den typ av ram som sitter på Regents befintliga prototyp.



KONSTRUKTION AV KONCEPT

6. KONSTRUKTION AV KONCEPT

6.1 INSAMLING AV MÄTDATA FRÅN REFERENSLÖSNING

Kritiska mått på Regents befintliga prototyp samlades in genom manuell mätning. Värdena kan ses i tabell 4 nedan.

Tabell 4. Sammanställning av kritiska mått från dagens prototyp.

Mått	Värde
Hjulbas	1 410 mm
Svingarmslängd	490 mm
Hjulradie	330 mm
Framgaffel längd (obelastad)	750 mm
Gaffelbredd fram	175 mm
Bakfjädring bredd	230 mm
Däckbredd	87 mm
Svingel bredd (insidan)	215 mm
Svingarm rördiameter (yttre)	29 mm
Vagga rördiameter (yttre)	27 mm
Sitthöjd	840 mm
Gaffelvinkel	27 °
Vinkel vagga framdel	117°

6.2 VAL AV FASTA MÅTT OCH GEOMETRIER

Val av fasta geometrier och mått har skett efter kundens önskemål. De parametrar som kunden önskade hålla fasta var hjulbasen, hjulradien, sitthöjden, gaffelvinkeln samt försprånget.

6.3 KRITISKA MÅTT FÖR INPASSNING AV KOMPONENTER

Då det inte har levererats några komponenter som skall passas in i det kommande konceptet i detta skede kan kritiska mått för gränssnittet mellan ram och dessa komponenter inte tas fram.

6.4 CAD-KONSTRUKTION

Med hjälp av de mått som togs på referenslösningen började arbetet med att skapa en CAD-modell av konceptet i form av en rörkonstruktion. Syftet med att skapa en CAD-modell av konceptet var att verifiera att referenslösningen går att översätta till en svetsad och bockad rörram och fortfarande klara av belastningarna. CAD-modellen kommer att inkludera svingeln, ramen utan svingeln samt de infästningar som krävs för att senare kunna placera ut lasterna i FEM-analysen.

6.5 MATERIALVAL

Då det är viktigt för motorcykelns slutliga köregenskaper, samt allmänna säkerhet, att konceptet av ramen är starkt samt styvt så är ett bra materialval kritiskt för den slutliga kvalitén på motorcykeln. För kunden är det även fördelaktigt om materialet lämpar sig väl att använda i tillverkningen, detta med avseende på att denna som nämnt tidigare kommer ske i liten skala. Detta medför att materialet bör vara enkelt att bocka samt svetsa. Kunden har även önskat att göra ramen i stål med en legering av krom-molybden. Därför kommer materialvalet begränsas till detta. När det kommer till materialegenskaper så rekommenderar SRFO att materialet har en sträckgräns på minst 200-225 N/mm² samt en brottgräns på över 300-325 N/mm² (Norman(2009)), (s.174). I resultatet presenteras slutligen rekommendationerna för de önskade materialegenskaperna på valt material, med hänsyn till FEM-analysen.



VERIFIERING AV KONCEPT

7. VERIFIERING AV KONCEPT

För att verifiera att det valda konceptet kommer att hålla så görs en FEM-analys i CATIA V5 i modulen General Structure Analysis. Analyser görs på ramen utan svingeln samt på svingeln för sig. Randvillkor för denna analys beräknas först för hand där krafter för kritiska gränssnitt tas fram i form av ekvationer. Därefter beräknas värdena på krafterna numeriskt med hjälp av MATLAB och förs därefter in i CATIA som randvillkor. Analysen görs först på en modell utan förstärkningar för att få en bild över vilka områden som är utsatta för spänningskoncentrationer. Denna modell analyseras för de tre belastningsfallen maximalt moment, kurvtagning, maximal inbromsning, var för sig.

7.1 PRESENTATION AV BELASTNINGSFALL SAMT EMPIRISK DATA

De följande tre belastningsfallen har bedömts som de mest kritiska vid normal användning av motorcykeln och har därför valts att studeras närmare.

7.1.1 MAXIMAL ACCELERATION

Maximal acceleration utsätts motorcykeln för vid maximalt gaspådrag. Data för accelerationen togs fram empiriskt med hjälp av dagens prototyp från Regent, detta för att nästa modell rimligen kommer att använda en motor med liknande effekt. Accelerationen mättes mellan hastigheterna 0 km/h till 50 km/h på en horisontell väg utan med- eller motvind med mätvärden från en förare med känd vikt. Då motorns moment har blivit begränsad i startögonblicket genom mjukvara så uppkommer maximalt moment mellan en till två sekunder efter fullt gaspåslag, vilket kan ses i graferna för acceleration i bilaga 1. Den högsta accelerationen om man bortser från vibrationerna är den vi går vidare med som indata när vi senare genomför de numeriska beräkningarna av krafterna i MATLAB. I dessa beräkningar görs förenklingen att denna acceleration är konstant. En annan förenkling som görs är att friktionsförluster och luftmotstånd försummas.

7.1.2 MAXIMAL RETARDATION

Maximal retardation utsätts motorcykeln för då båda bromsarna aktiveras maximalt vid en panikbromsning. Med maximal retardation gäller precis som för fallet maximal acceleration att det är det högsta uppmätta värdet som är relevant för vidare studier. Här vid kraftigast möjliga inbromsning. Denna data togs precis som för accelerationsfallet fram genom empiriska tester. Då dagens prototyp inte har ABS-bromsar så togs endast mätdata fram för bromsfallet där både fram- och bakbroms är aktiverade samtidigt och inte för fallet då endast frambromsen eller bakbromsen var aktiverade var för sig då detta bedömdes för riskfyllt. Den högsta retardationen, om man bortser från vibrationer är den vi går vidare med som indata när vi senare genomför de numeriska beräkningarna av krafterna i MATLAB. I dessa beräkningar görs precis som i accelerationsfallet förenklingen att denna retardation är konstant. Även här försummas friktionsförluster och luftmotstånd.

7.1.3 KURVTAGNING

Med kurvtagning avses belastningsfallet som motorcykeln utsätts för vid en kraftig kurvtagning. Data för sidokrafter samlades in från trafikverkets vägutformningsanvisning (VGU), där det förekommer riktlinjer för hur vägar i Sverige skall utformas. I publikationen 2012:199 (Vägars och gators utformning, Begrepp och grundvärden) från Trafikverket beskrivs i sektion 2.1.3 det dimensionerande beloppet på sidoaccelerationen som kan agera på fordon på svenska vägar vid horisontell kurvtagning. Enligt dokumentet definieras sidoaccelerationen genom:

Sidoacceleration är sidofriktionen multiplicerad med $9,82 \text{ m/s}^2$.

Kommentar:

Dimensionerande sidofriktion f_s är:

$$f_s = 0,28 \times \text{EXP}(-0,0096 \times v), \text{ där } v = \text{hastighet (km/h)}$$

I tabell 5 nedan visas resulterande sidoacceleration som funktion av hastigheten v enligt funktionen ovan. Högsta värdet är markerat med fetstil.

Tabell 5. Resulterande sidoacceleration a_c , som funktion av hastigheten v .

v [km/h]	a_c [m/s^2]
5	2.62
10	2.50
15	2.38
20	2.26
25	2.16
30	2.06

I samma publikation under avsnitt, 2.3.1.2, redovisas hastighet i kurvor med små radier. Tillhörande data väljs att studera mer ingående för att se om dessa värden ger upphov till en högre sidoacceleration än den tidigare definitionen. I figur 2.3-5 under detta avsnitt finns plottar för olika hård kurvtagning och olika skevning på fordonet. Värdena plottas här med en radie som funktion av en hastighet. Plotten för den hårda kurvtagningen och det värsta skevningsfallet väljs ut att studeras mer noggrant eftersom det är det fall som ger upphov till högst sidoacceleration. De datapunkter som ses i figuren undersöks mer noggrant för att ta reda på vilken datapunkt som ger upphov till den högsta sidoacceleration. Resultaten från denna undersökning ses i tabell 6. Där namnges hastigheten v , radien r och den resulterande sidoaccelerationen a_c . I tabellen ser vi att maximal sidoacceleration uppstår vid hastigheten 22,5 km/h och radien 10 m, se de värden i fetstil. Denna acceleration är även högre än den maximala accelerationen från tabell 5. Därför tas beslutet att gå vidare med denna hastighet och radie på kurva som indata vid beräkningar för detta belastningsfall i MATLAB.

Tabell 6. Resultande sidoacceleration vid olika radier och hastighet vid kurvtagning.

v [km/h]	ρ [m]	a_r [m/s ²]
10	10	0,77
15	10	1,74
20	10	3,08
22,5	10	3,91
25	13	3,71
27,5	16	3,65
30	19	3,65
35	28	3,38
40	37	3,34
45	48	3,26
50	62	3,11

7.2 BERÄKNING AV DE YTTRE KRAFTERNA I DE OLIKA BELASTNINGSFALLEN

7.2.1 INDATA

Presentation av indatan som användes för den numeriska beräkningen i MATLAB ses i tabell 7 nedan. Datan hämtades delvis från tidigare uppmätta mått men även genom uppskattning av massor och tyngdpunkter för vissa komponenter, se de mått med stjärna.

Tabell 7. Sammanställning av den indata som användes för att genomföra den numeriska lösningen av jämviktsekvationerna i MATLAB.

Parameter	Värde & enhet	Förklaring
m_{tot}	193,3 [kg]	Totala massan av motorcykel + förare (Christian, vikt 76,9 kg)
m_r^*	148,8 [kg]	Ramens massa (inklusive förare och komponenter)
m_s^*	2,3 [kg]	Svingelns massa
m_{fh}^*	7,1 [kg]	Framhjulets massa (däck=3,1 kg)
m_{bh}	25,1 [kg]	Bakhjulets massa (navmotor+fälg=22 kg, däck=3,1 kg)
m_g^*	10 [kg]	Gaffelns massa
L_1	1,41 [m]	Hjulbasen
L_2	0,566 [m]	Hela motorcykelns tyngdpunktsläge i horisontalld (från bakaxeln)
L_3	0,535 [m]	Framgaffelns vertikala längd
L_4	0,205 [m]	Det horisontella avståndet från bromsklossen fram till styrhuvudet
L_5	0,175 [m]	Framgaffelns tyngdpunktsläge i horisontalld (från styrhuvudet)
L_6	0,4956 [m]	Ramens tyngdpunktsläge i horisontalld (från styrhuvudet)
L_7	0,588 [m]	Det horisontella avståndet från svingelns infästning i ramen till styrhuvudet
L_8	0,420 [m]	Det vertikala avståndet från svingelns infästning i ramen till styrhuvudet
L_9	0,895 [m]	Det horisontella avståndet från fjädringens infästning i ramen till styrhuvudet
L_{10}	0,135 [m]	Det vertikala avståndet från fjädringens infästning i ramen till styrhuvudet
L_{11}	0,345 [m]	Framgaffelns horisontella längd
L_{12}	0,490 [m]	Svingelns horisontella längd
L_{13}	0,214 [m]	Svingelns tyngdpunktsläge i horisontalld (från svingelns infästning i ramen)
L_{14}	0,65 [m]	Hela motorcykelns tyngdpunktsläge i vertikall (från marken)
L_{15}	0,1025 [m]	Längd från centrum av bakre hjulaxel till centrum av "klykan" där motorn är infäst

L_{16}	0,15 [m]	Ramens tyngdpunktsläge i vertikalled (från styrhuvudet)
L_{17}	0,19 [m]	Framgaffelns tyngdpunktsläge i vertikalled (från styrhuvudet)
r_h	0,33 [m]	Hjulets radie
r_b	0,145 [m]	Bromsskivans medelradie (fram)
r_d	0,0435 [m]	Däckets kontur-radie (längs den yta som är i kontakt med marken)
Θ_{fj}	68 [°]	Vinkel på bakhjulets dämpare (fjädring) (från horisontal referens)
I_{fh}^*	0,682 [kgm ²]	Tröghetsmomentet på framhjulet
I_{bh}^*	0,825 [kgm ²]	Tröghetsmomentet på bakhjulet
g	9,81 [m/s ²]	Gravitationen
$a_{0,acc}$	0,3 x g [m/s ²]	Maximal acceleration
$a_{0,ret}$	0,8 x g [m/s ²]	Maximal retardation
v	6,25 [m/s]	Hastighet vid kurvtagning
ρ	10 [m]	Radie på kurvan vid kurvtagning
μ_v	0,8	Antaget friktionstal vid inbromsning

* Uppskattade värden

7.2.2 NUMERISK LÖSNING AV KRAFTERNA I MATLAB

Lösningen av jämviktsekvationerna från handberäkningarna, se bilagorna 2 och 3, gjordes därefter med hjälp av MATLAB. Koden ses i sin helhet i bilaga 4. Resultatet sammanställs i tabell 8 nedan.

Tabell 8. Resultat från den numeriska lösningen av ekvationerna i MATLAB.

Acceleration		Retardation		Kurvtagning	
Parameter	Värde och enhet	Parameter	Värde och enhet	Parameter	Värde och enhet
F_{nx}	197,33 N	F_{fj}	609,87 N	M_b	17,330 Nm
F_{ny}	409,35 N	F_{sx}	-362,02 N		
F_{fj}	800,00 N	F_{sy}	-398,51 N		
F_{sx}	190,57 N	F_{gx}	1034,2 N		
F_{sy}	386,78 N	F_{gy}	-1292,8 N		
F_{gx}	52,332 N	F_{fx}	1112,7 N		
F_{gy}	- 331,20 N	F_{fy}	-1380,2 N		
F_{fx}	22,902 N	F_b	2771,0 N		
F_{fy}	429,30 N	M_c	505,64 Nm		
M_c	-113,04 Nm				
M_d	195,75 Nm				

7.3 FEM-ANALYS I CATIA

I detta kapitel beskrivs hur vi gått tillväga när vi genomfört den första FEM-analysen.

7.3.1 ÖVERSÄTTNING AV DE YTTRE KRAFTERNA TILL RANDVILLKOR

Nedan beskrivs hur de uträknade krafterna översätts till randvillkor i CATIA V5. I samtliga fall har inspänningar lagts in på ett gränssnitt i modellen. Med gränssnitt avses ytan mellan två komponenter som i beräkningarna behandlas som fristående ramkomponenter, alternativt med andra komponenter. Inspänningarna är nödvändiga för att låsa modellen i rymden. Detta är ett krav för att kunna lägga på krafterna och få ut ett resultat från FEM-analysen. Utan dessa går beräkningen ej att genomföra. Dessa inspänningar leder till reaktionskrafter i modellen som ungefärligen motsvarar de numeriskt beräknade krafterna som uppkommer i gränssnitten.

7.3.1.1 GRÄNSSNITT MELLAN KOMPONENTER

För att kunna göra en analys utan färdiga komponenter så har godtyckliga fästen modellerats samt placerats på rimliga positioner i CAD-modellen. Dessa fästen agerar som angreppspunkter för randvillkoren vid analysen.

7.3.1.2 GRAVITATIONEN

Då den totala vikten på ramen utan svingel i datorprogrammet skiljer sig rejält från verkligheten, med tanke på alla de komponenter samt förare som tillkommer, kompenseras detta för genom att lägga på en högre gravitation så att totalvikten bättre motsvarar verkligheten. Någon hänsyn till att tyngdpunkten skiljer sig något har inte tagits.

7.3.1.3 MATERIALEGENSKAPER VID FEM-ANALYS

Analysen genomförs med ett material med 200 GPa som E-modul då detta är ett medelvärde för krommolybdenstål (CES Edupack (2018)).

7.3.1.4 ELEMENTSTORLEK

Analysen genomförs med en elementstorlek på 5 mm samt en sag på 2 mm för ramen då detta är tillräckligt för att ge ett konvergerande värde i den generella strukturen hos komponenterna. För svingeln används istället en elementstorlek på 4 mm samt en sag på 1 mm. Där det krävs en högre upplösning så används en lokal elementstorlek och sag på 1 mm.

7.3.1.5 MAXIMAL ACCELERATION

För detta belastningsfall så översätts randvillkoren till en fast inspänning i styrhuvudet, krafter i gränssnittet mellan ram och svingel samt en kraft som angriper i gränssnittet mellan ram och stötdämparna.

7.3.1.6 MAXIMAL RETARDATION

Placeringen av randvillkoren för detta belastningsfall sker på samma sätt som ovanstående fall, det som skiljer sig är beloppet samt riktningen på krafterna. Då detta är det belastningsfall där det sker den största belastningen på ramen är det kritiskt att ramen inte går sönder under detta belastningsfall.

7.3.1.7 KURVTAGNING

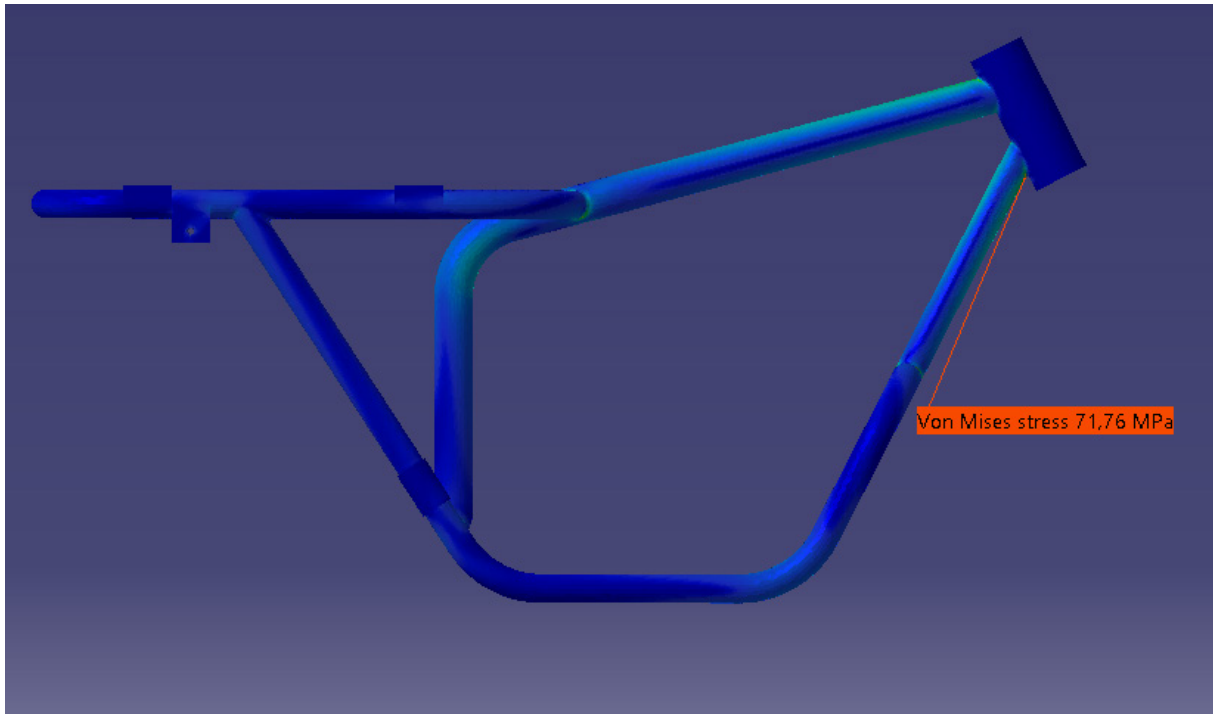
För kurvtagning analyseras ramen enligt de rekommendationer som SFRO har kring värden på vridstyvhet. Svingeln analyseras separat enligt de de belastningar som teoretiskt uppkommer hos konstruktionen vid kurvtagning.

7.3.2 FEM-ANALYS

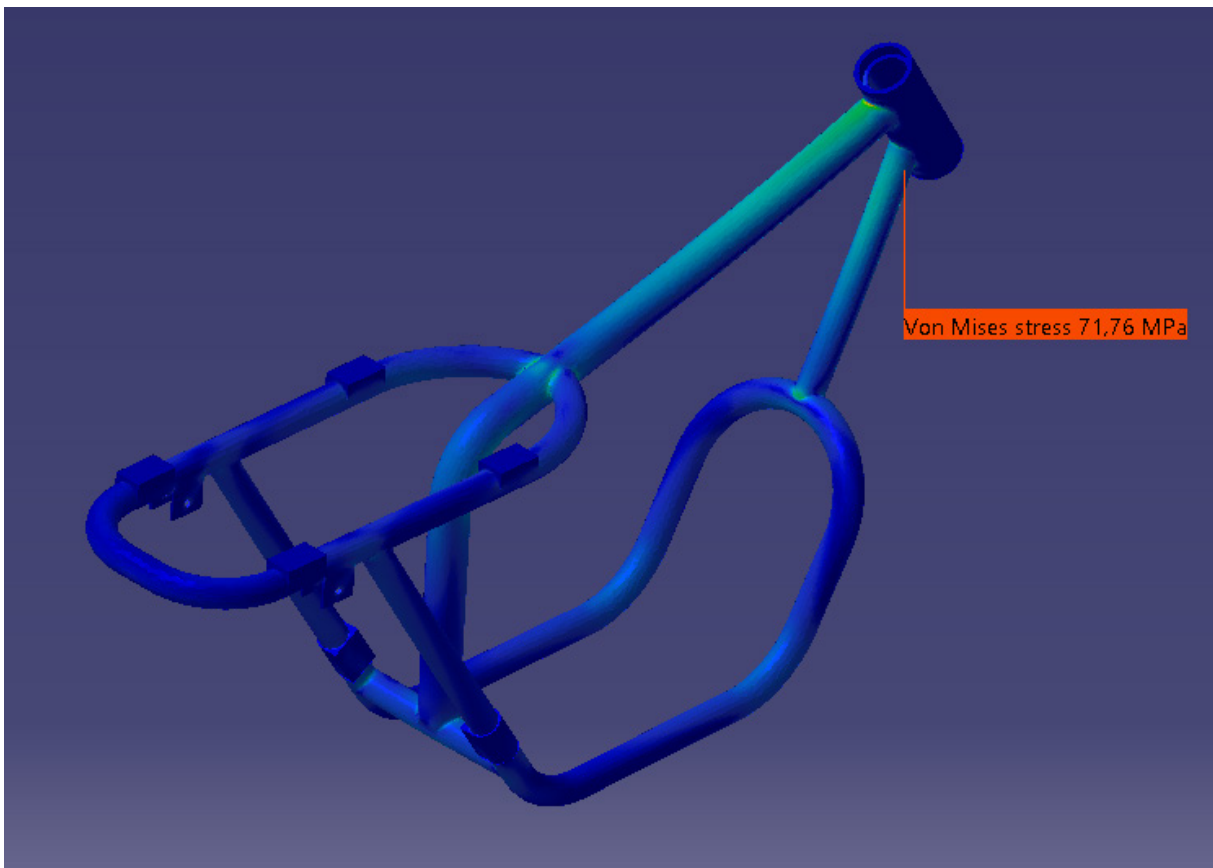
I detta kapitel redovisas resultatet från den första FEM-analysen.

7.3.2.1 MAXIMAL ACCELERATION - RAM

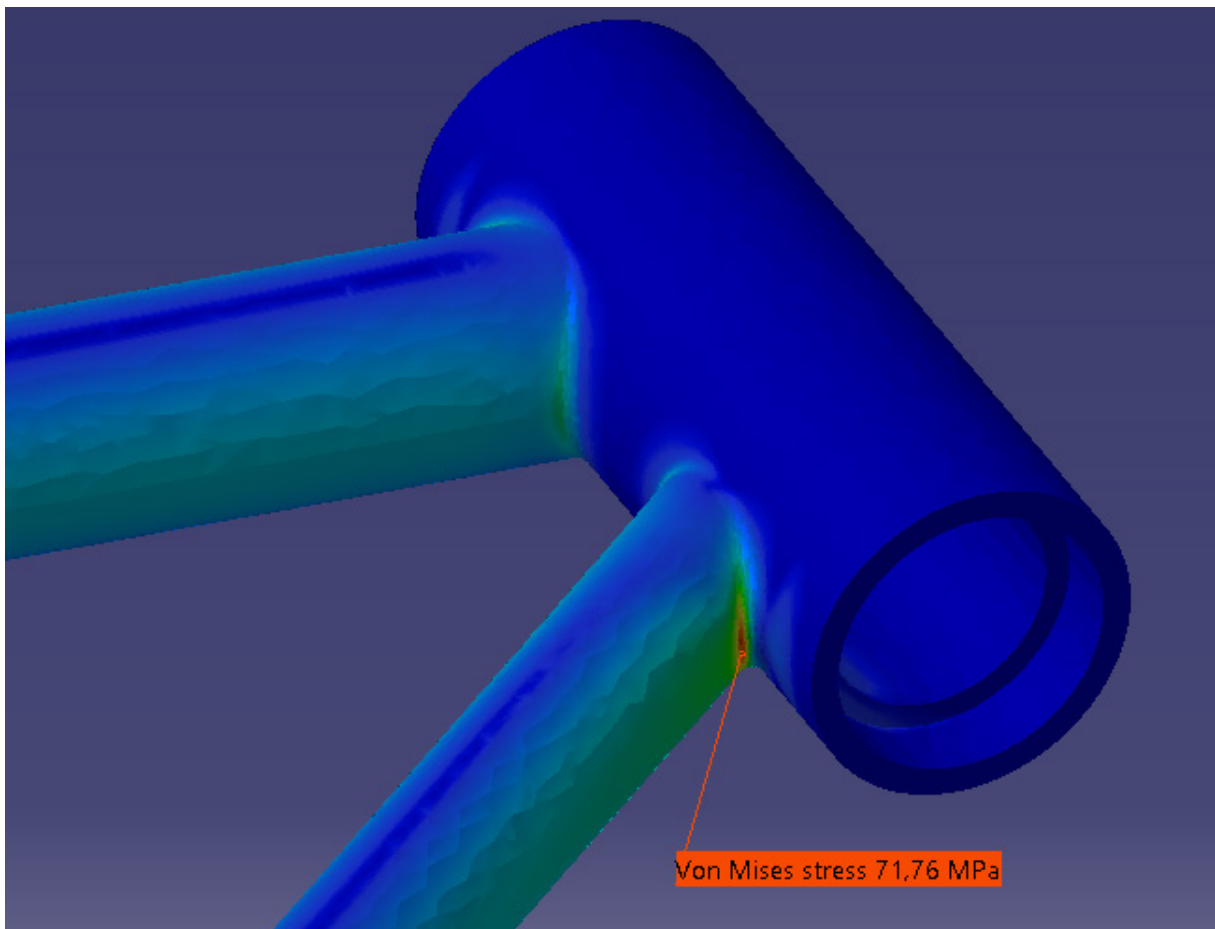
För detta belastningsfall kan man se att ramen generellt har låga spänningar genom hela konstruktionen. De största spänningskoncentrationerna uppstår kring svetsradierna vilket är förväntat, dessa spänningar uppgår till 71.76 MPa vilket visas genom olika vyer i figur 5, 6 samt 7. Detta kan optimeras för att minska risken för utmattning vid svetsen.



Figur 5. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.



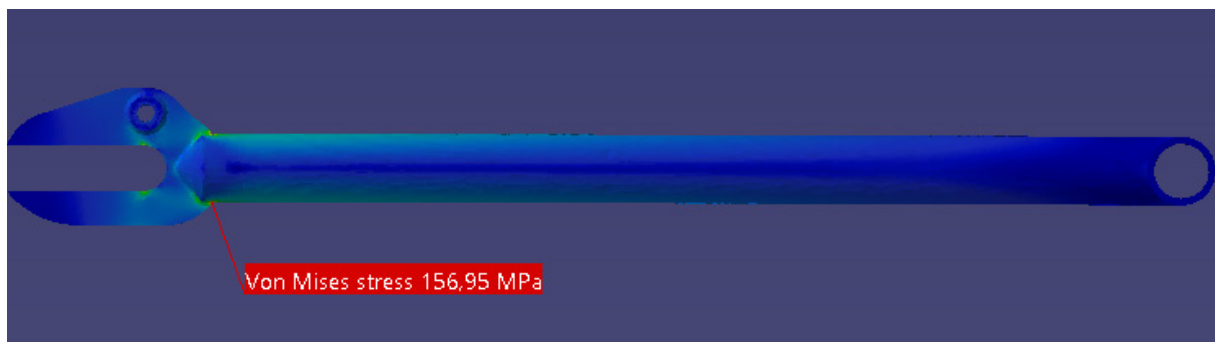
Figur 6. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.



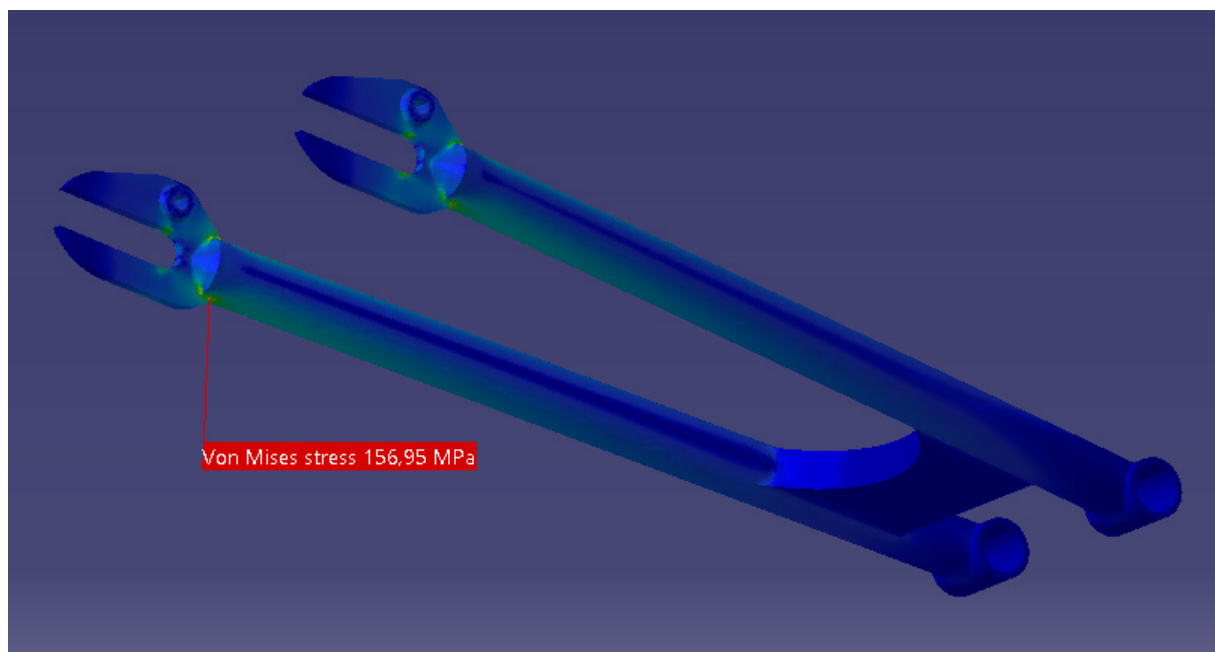
Figur 7. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

7.3.2.2 MAXIMAL ACCELERATION - SVINGEL

Man kan betrakta i figur 8 och 9 att spänningarna hos svingeln har ett generellt värde på 40 MPa vid maximalt moment. Det finns spänningskoncentrationer runt det momentupptagande stycket för motorn som uppgår till 157 MPa, vilket eventuellt kan förbättras med en tjockare geometri eller en "stängd" geometri och/eller större radier.



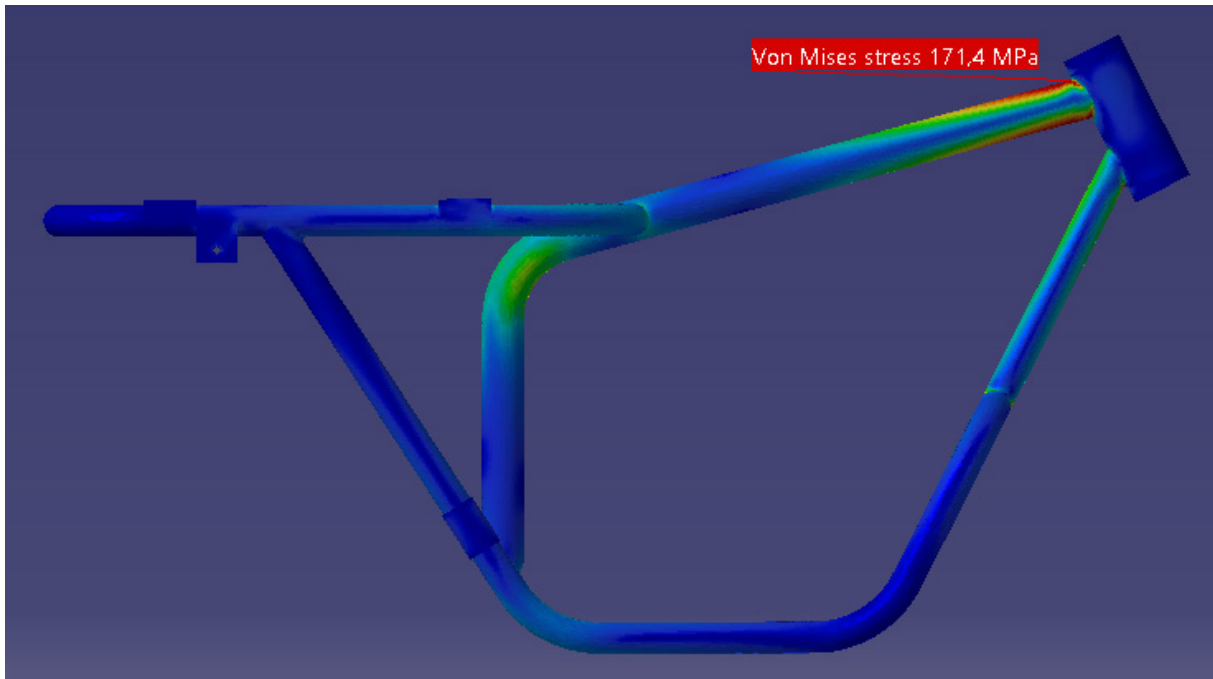
Figur 8. Spänningar hos den oförstärkta svingeln vid maximal acceleration. Författarens egna bild.



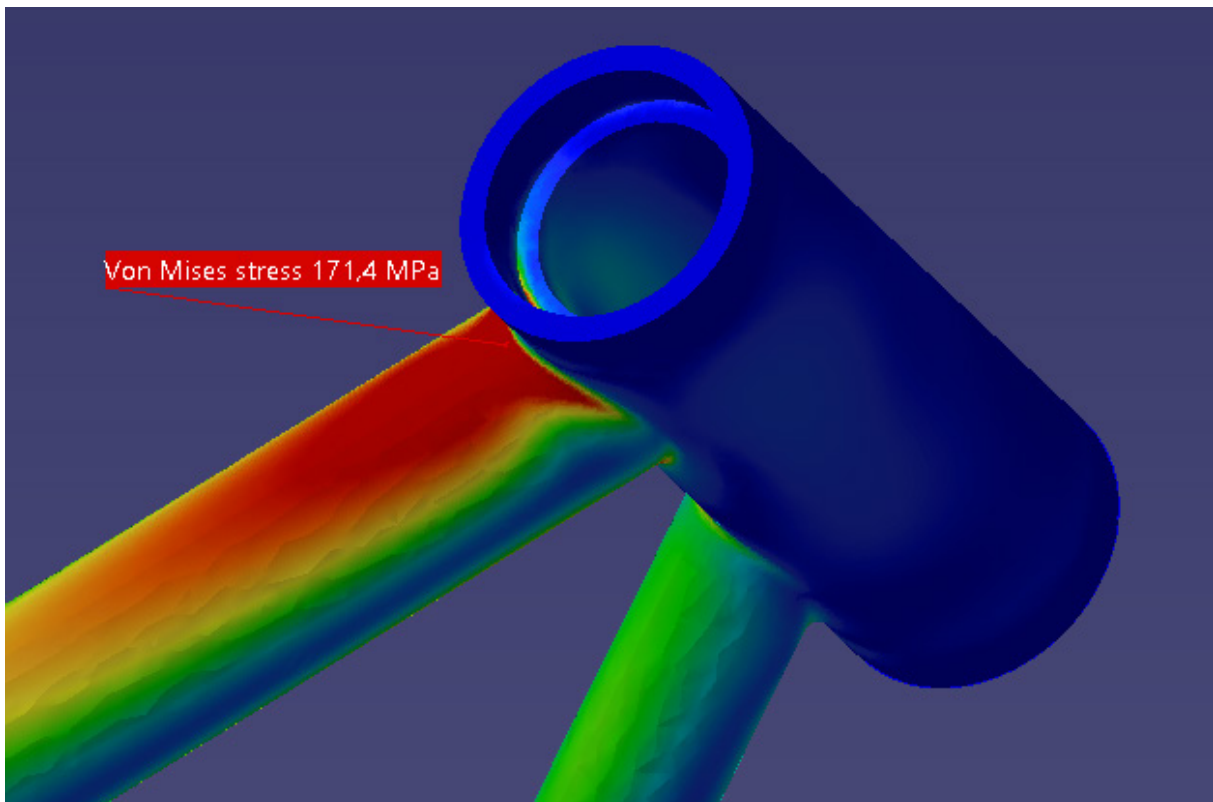
Figur 9. Spänningar hos den oförstärkta svingeln vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

7.3.2.3 MAXIMAL RETARDATION - RAM

På samma sätt som vid acceleration ser man i figur 10, 11 samt 12 en koncentration vid styrhuvudet på 171.4 MPa som behöver åtgärdas. I de röda områden är spänningarna över 80 MPa och i de gröna områdena är spänningarna omkring 40 MPa.

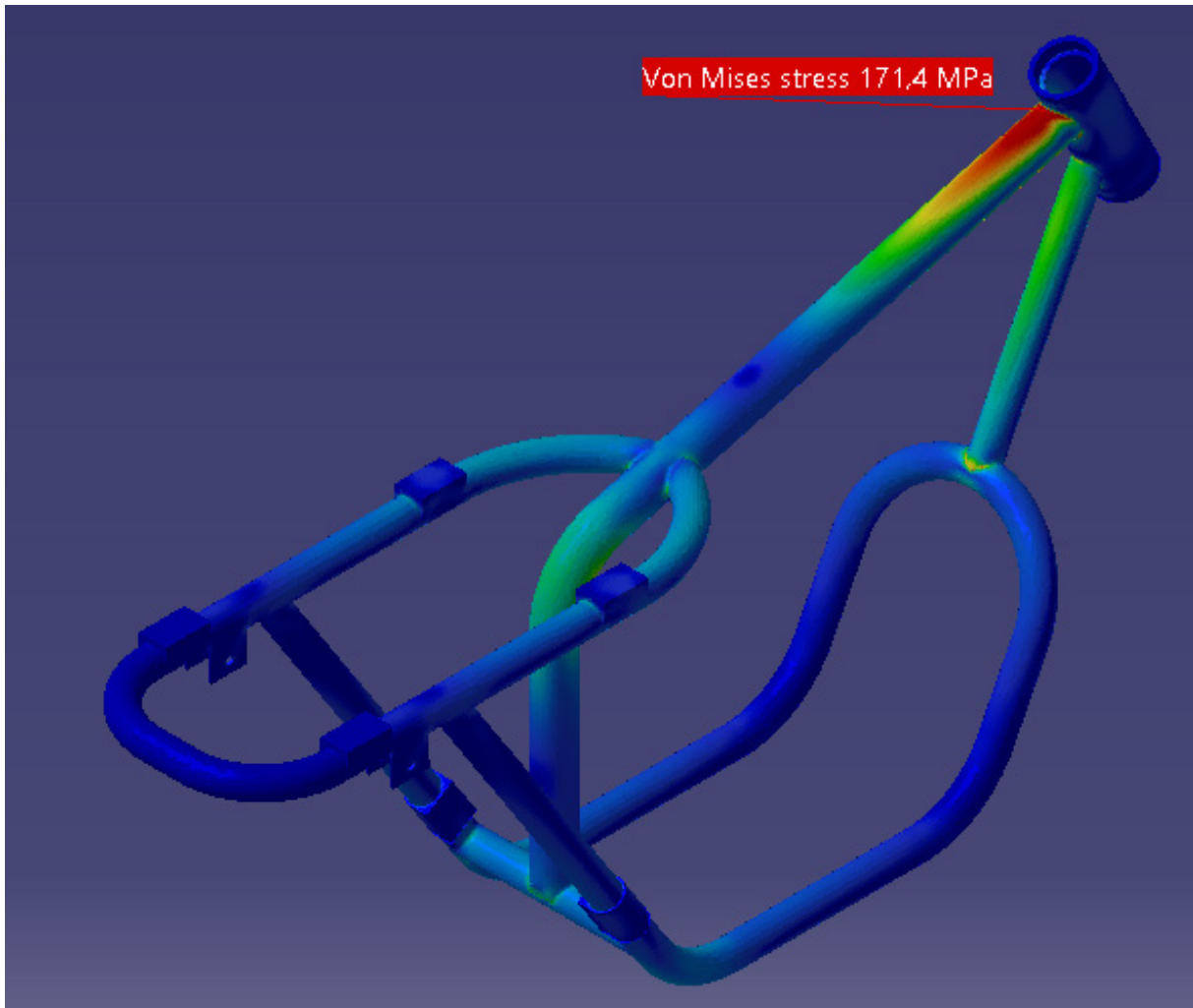


Figur 10. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



Figur 11. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.

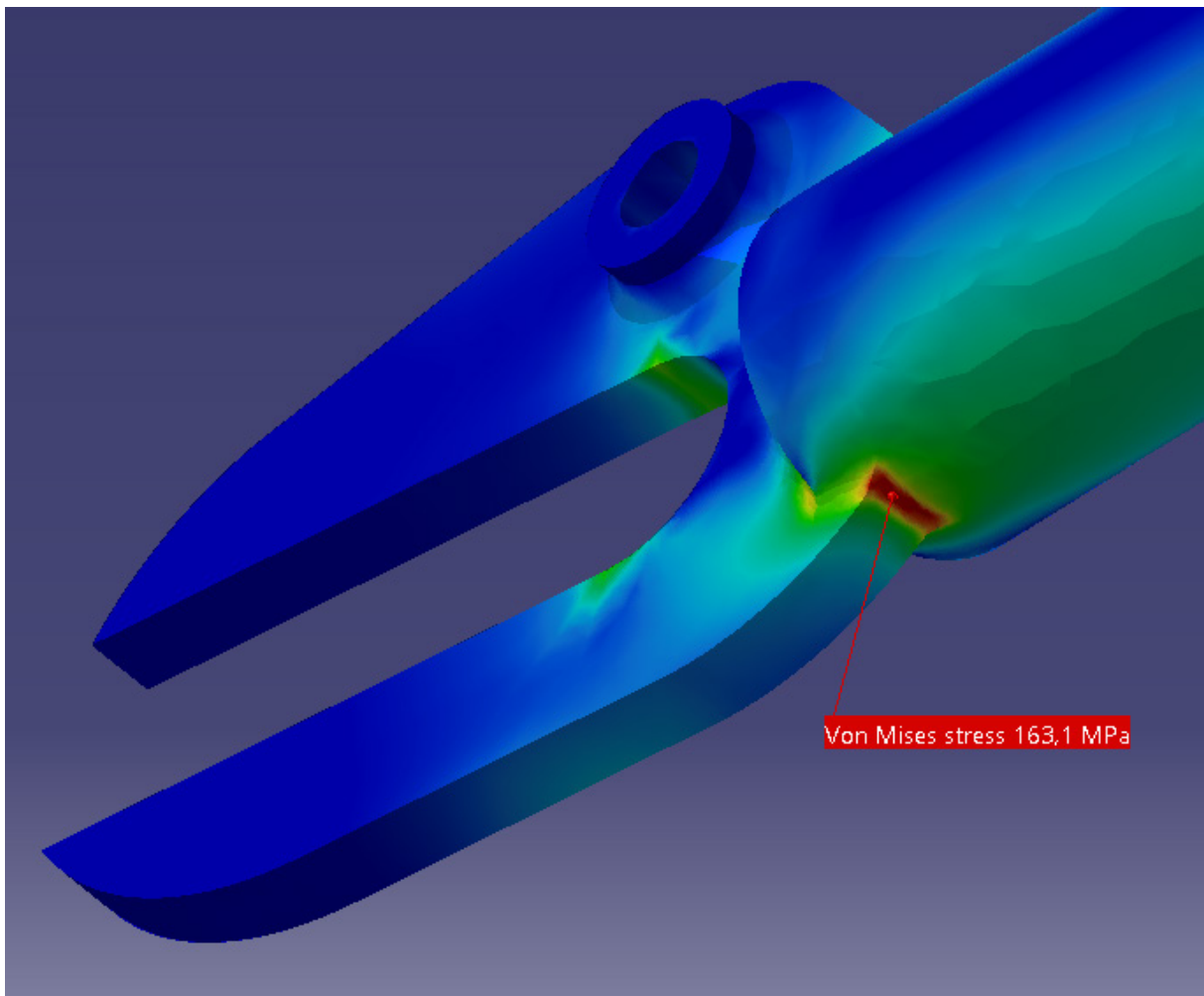
I belastningsfallet för maximal retardation förekommer det betydligt högre spänningar än i belastningsfallet för acceleration. Som syns i figur 12 nedan förekommer det även nu spänningsskoncentrationer i svetsradierna med nivåer upp till 171 MPa.



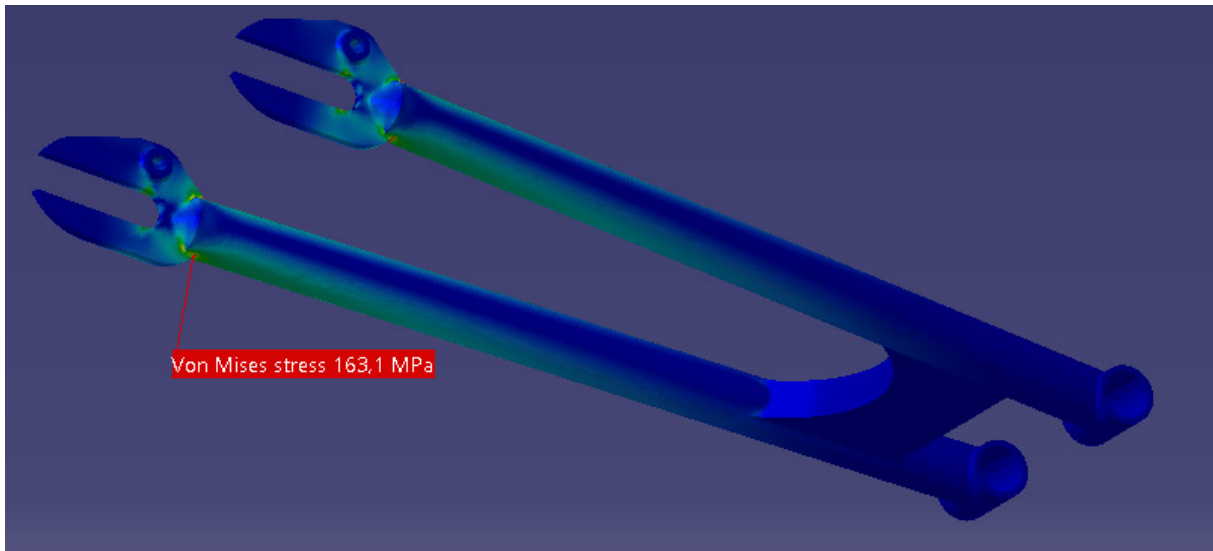
Figur 12. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.

7.3.2.4 MAXIMAL RETARDATION - SVINGEL

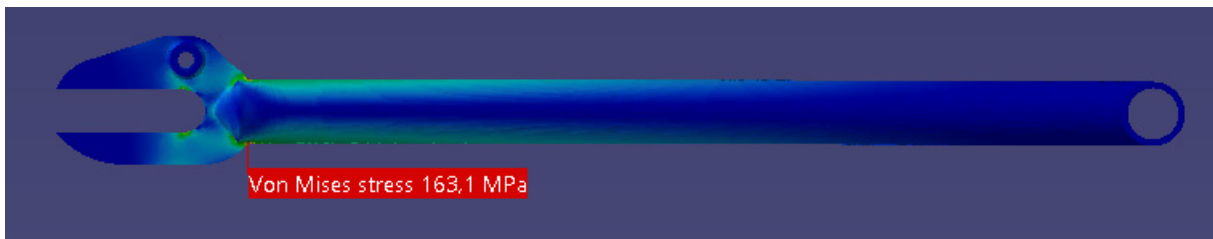
Man kan se att spänningarna hos svingeln är generellt låga i de gröna områdena i figur 13, 14 och 15 med en storlek på cirka 50 MPa vid maximal retardation. Det finns spänningskoncentrationer runt svetsen kring det momentupptagande stycket för motorn som uppgår till 163.1 MPa, vilket eventuellt kan förbättras med en tjockare geometri eller en "stängd" geometri och/eller större radier som det tidigare lastfallet.



Figur 13. Spänningar hos den oförstärkta svingeln vid maximal retardation. Författarens egna bild.



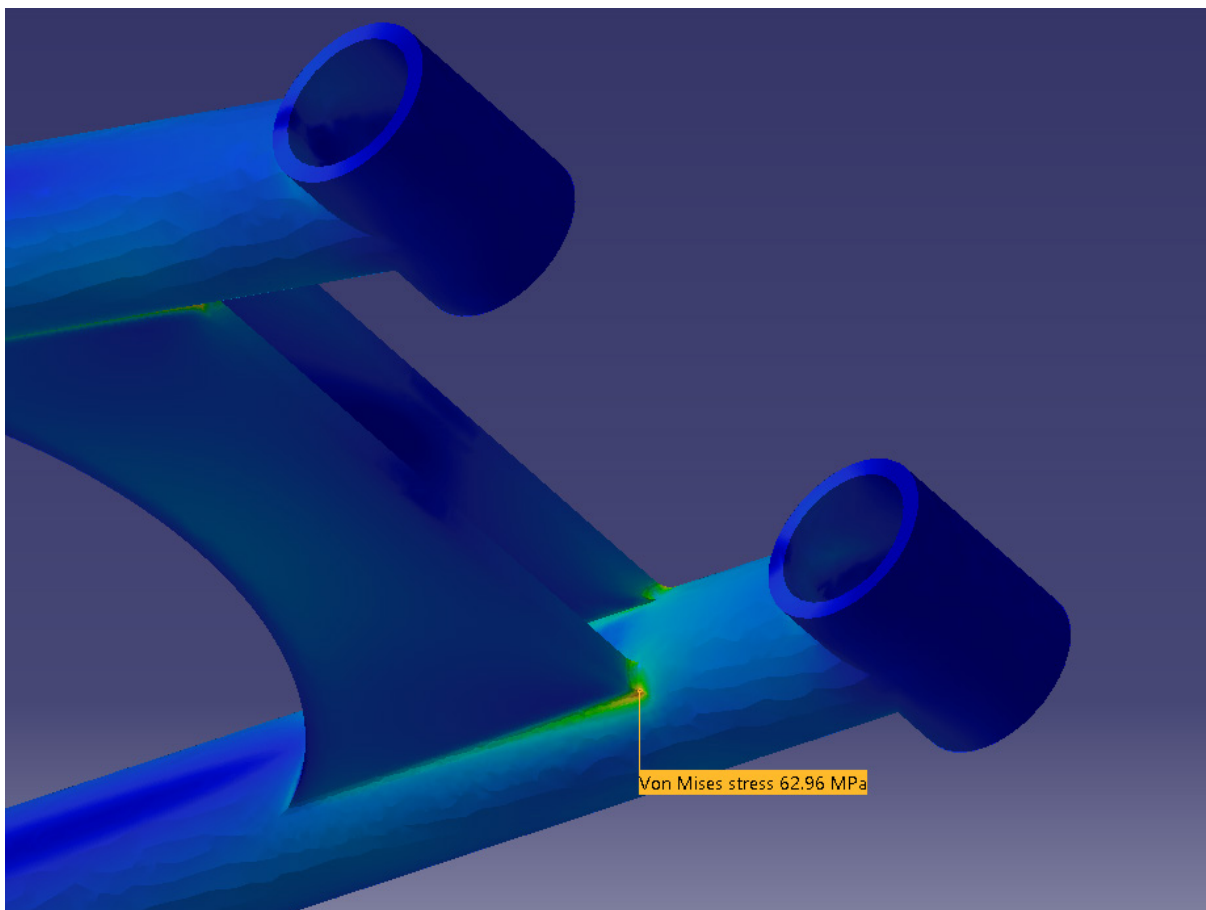
Figur 14. Spänningar hos den förstärkta svingeln vid maximal retardation. Författarens egna bild.



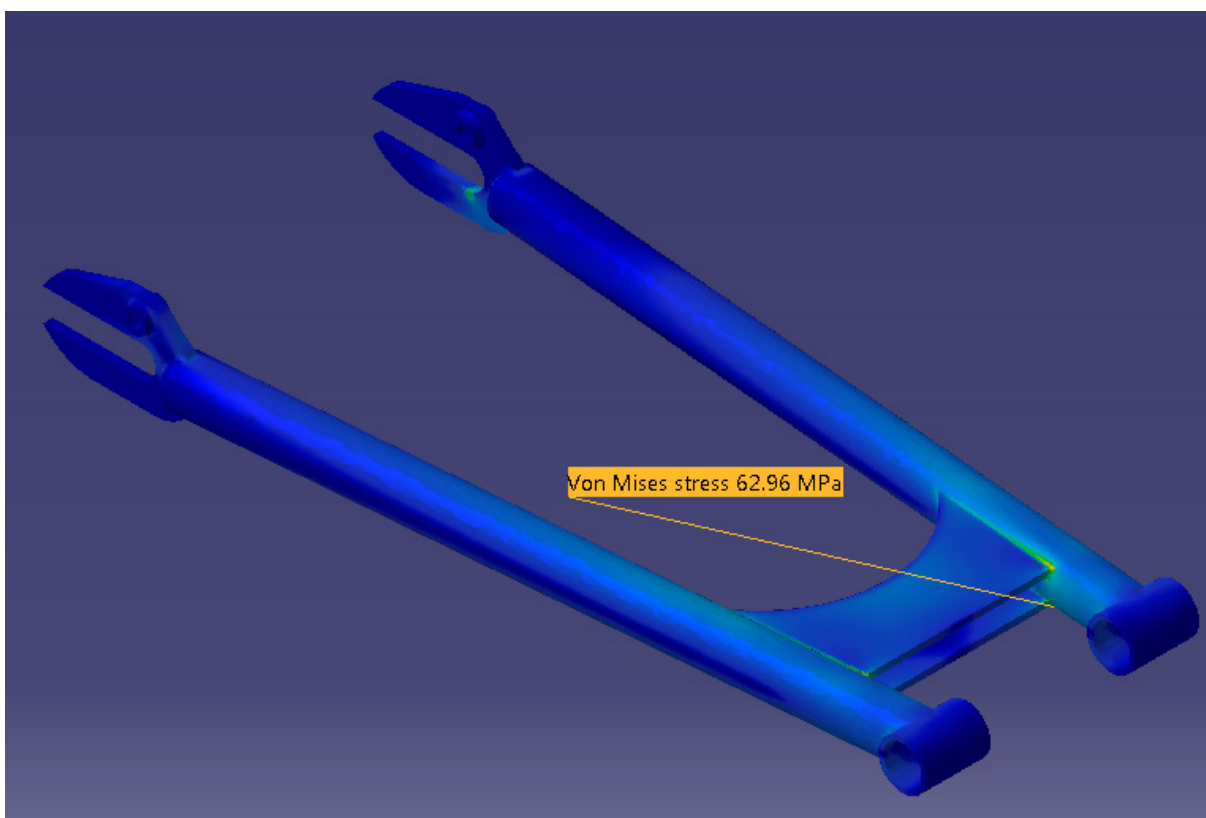
Figur 15. Spänningar hos den oförstärkta svingeln vid maximal retardation. Författarens egna bild.

7.3.2.5 KURVTAGNING - SVINGEL

Vid kurvtagning ser man i figur 16 samt 17 att de förekommer generellt låga spänningar i konstruktionen. Spänningskoncentrationerna vid svetsarna hos förstärkningen är inom rimliga gränser och det kan därmed konstateras att svingeln är tillräckligt förstärkt för detta belastningsfall.



Figur 16. Spänningar hos den oförstärkta svingeln vid kurvtagning. Författarens egna bild.



Figur 17. Spänningar hos den oförstärkta svingeln vid kurvtagning. Författarens egna bild.

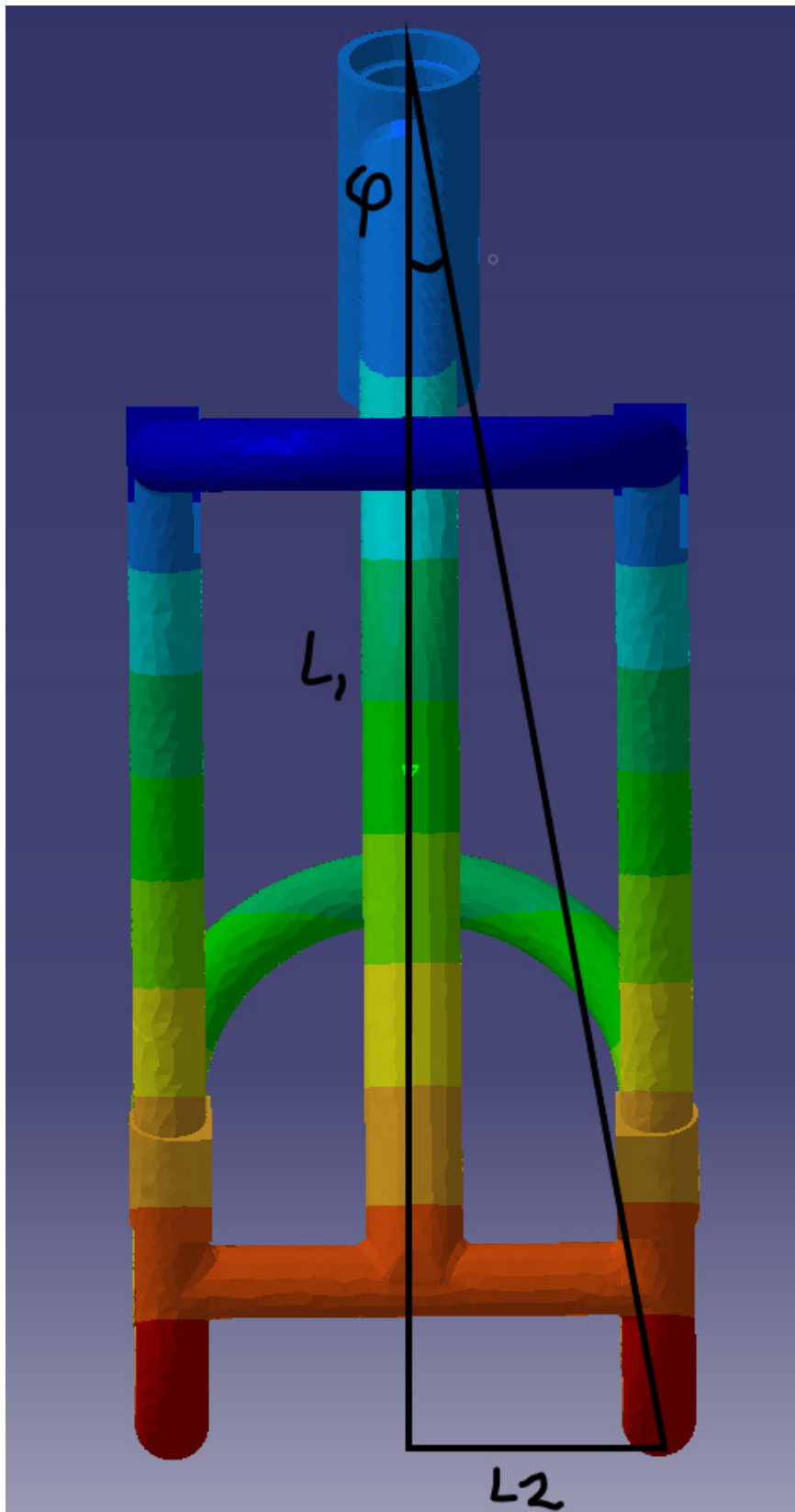
7.3.2.6 VRIDSTYVHETEN I RAMEN

I SFRO:s bygghandbok beskrivs det vad som gäller kring gatfordons vridstyvhet, i exemplet nedan beskrivs exemplet med en bil men antas även gälla för motorcyklar (de Barone & Ulander(2009))

Gatfordons vridstyvhet skall vara MINST tre gånger vikten. Under detta värde blir bilen riktigt usel. En bil som väger 1000 kg ska alltså ha en vridstyvhet på minst $1000 \times 3 = 3000$ Nm/grad. (s.184)

Motorcykelns teoretiska vikt utan förare är 116.4 kg vilket medför att motorcykeln skall testas med en vridning av 349.2 Nm. I figur 18 nedan kan man se förskjutningen av ramen med hjälp av färgerna där den röda färgen representerar den största förskjutningen. Genom att ta hela höjden på ramen som representeras av längden L_1 som är lika med 576 mm samt den största förskjutningen L_2 som är lika med 3.36 mm, så kan vridningen i ramen beräknas till 0.334 grader enligt ekvation 2 nedan. Detta betyder att ytterligare förstärkning av ramen med avseende på vridstyvhet inte är nödvändig.

$$\arctan(\varphi) = \frac{L_2}{L_1} \quad (2)$$



Figur 18. Förskjutningen hos ramen då SRFO:s dimensionerande vridmoment är pålagt. Författarens egna bild.



OPTIMERING AV KONCEPT

REGENT

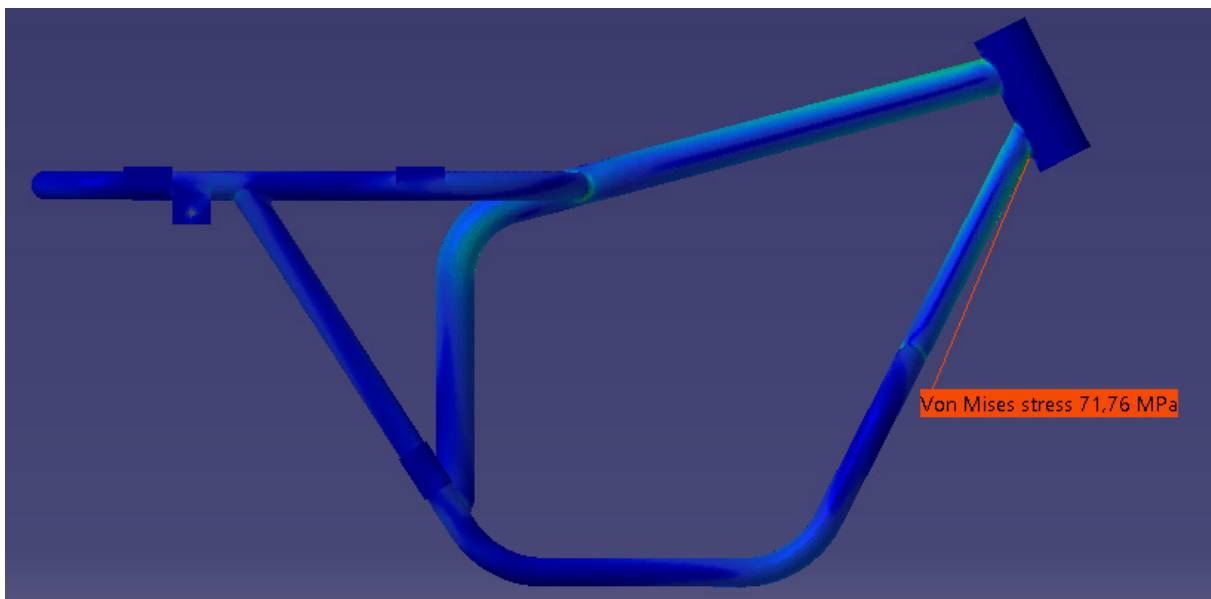
8. OPTIMERING AV KONCEPT

Efter att FEM-analysen är färdig görs ett försök att minska spänningskoncentrationerna med hjälp av förstärkningsplåtar vid de utsatta områdena i en ny CAD-modell. Därefter körs FEM-analysen på nytt för att se hur spänningsbilden har förändrats. Nya iterationer genomförs tills alla de kritiska spänningarna är reducerade till hanterbara nivåer.

8.1 ITERATION 1

8.1.1 RAM

Hos den ursprungliga modellen av ramen kan en spänningskoncentration hos svetsen vid styrhuvudet beskådas i figur 19. Detta åtgärdas med en förstärkningsplåt på 3 mm som ses i figur 20. Ytterligare en FEM-analys genomförs och resultatet visar att spänningsnivåerna har minskat. Man kan se att första iterationen i figur 20 har en mer homogen spänningsbild i rören kopplade till styrhuvudet.

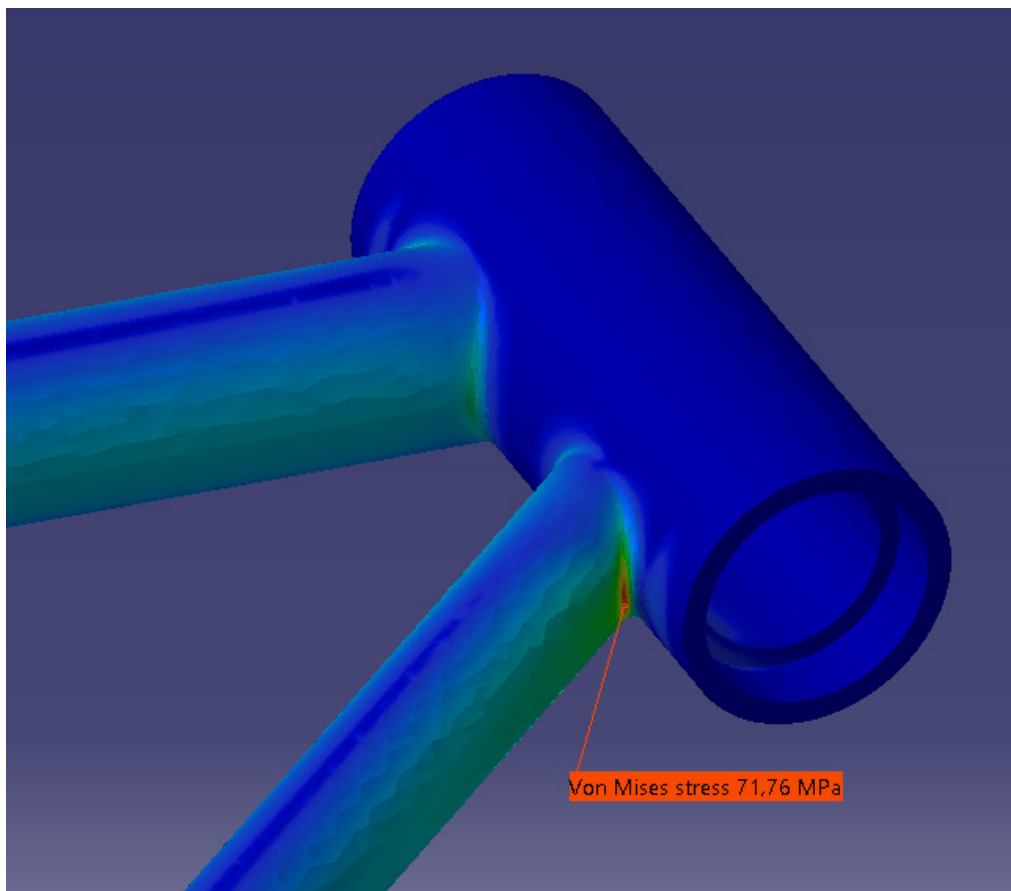


Figur 19. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

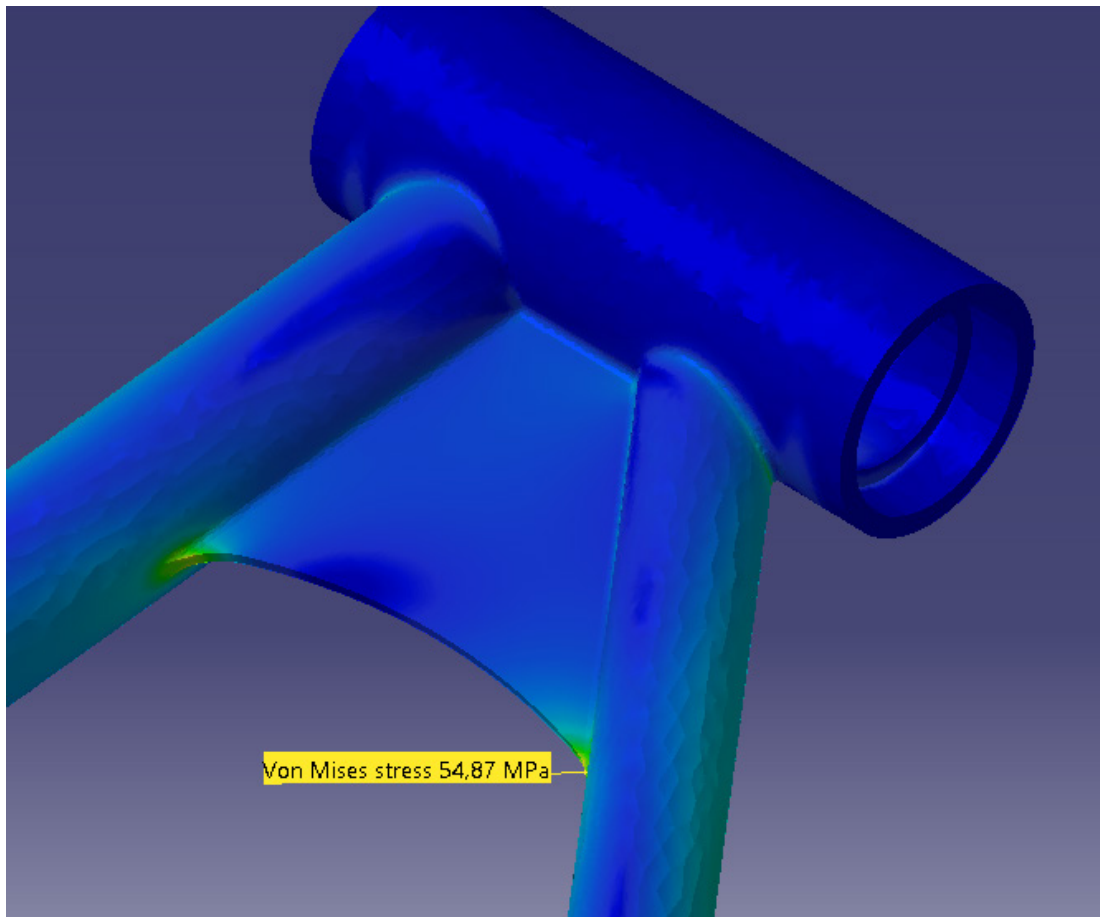


Figur 20. Spänningar hos den första iterationen av den förstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

Vid belastningsfallet acceleration blir den högsta spänningen som uppkommer 71.76 MPa som efter första iterationen minskar till 54.87 MPa. Spänningskoncentrationen är nu även flyttad till ett område som inte är lika kritisk för ramens strukturella integritet vid eventuellt utmattningsbrott, vilket är fördelaktigt. Detta kan observeras i figur 21 med 22.

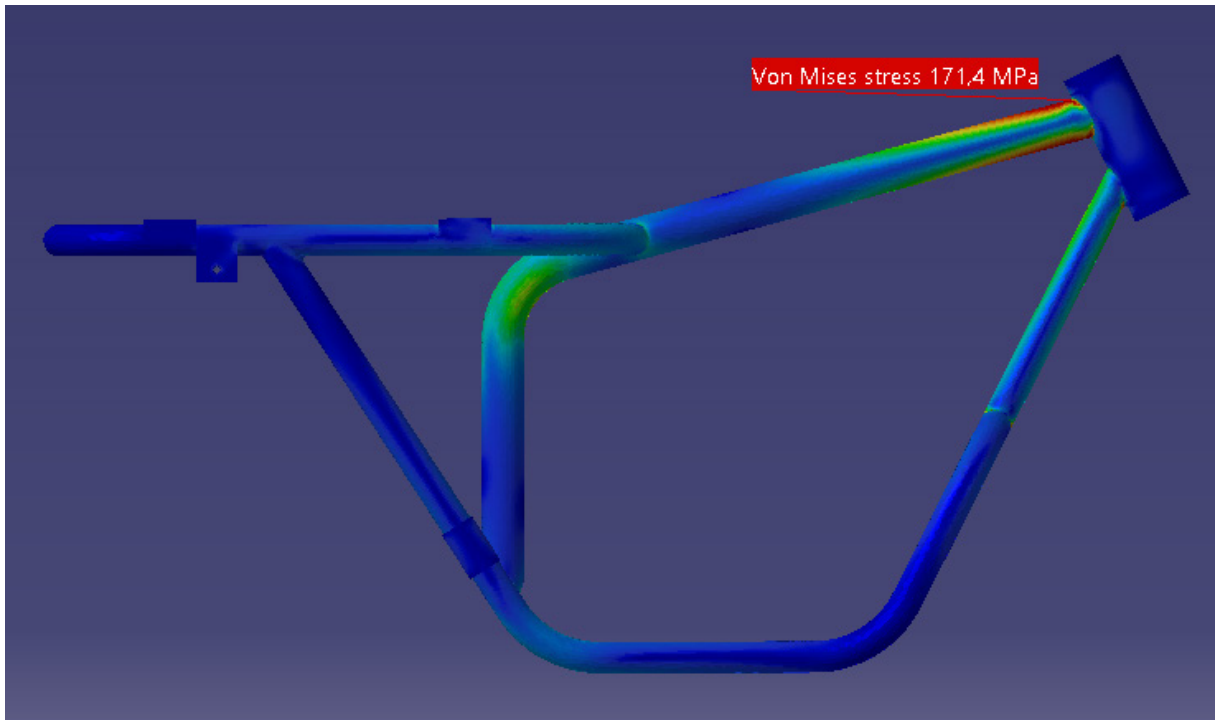


Figur 21. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

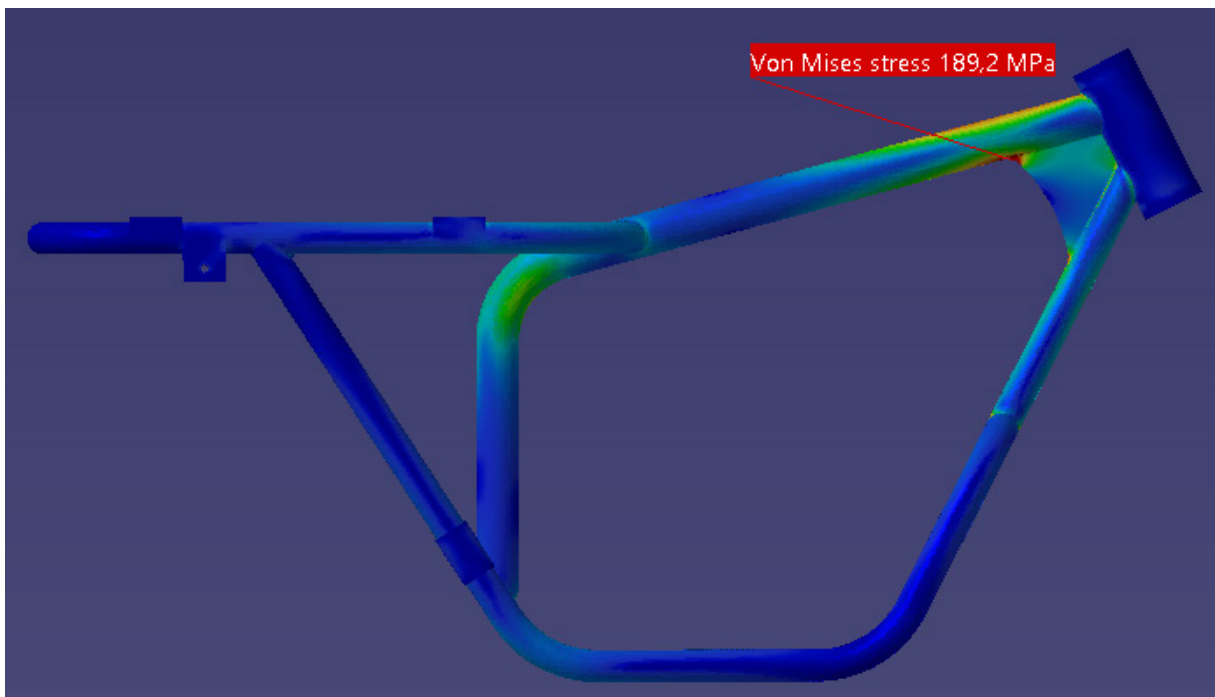


Figur 22. Spänningar hos den första iterationen av den förstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

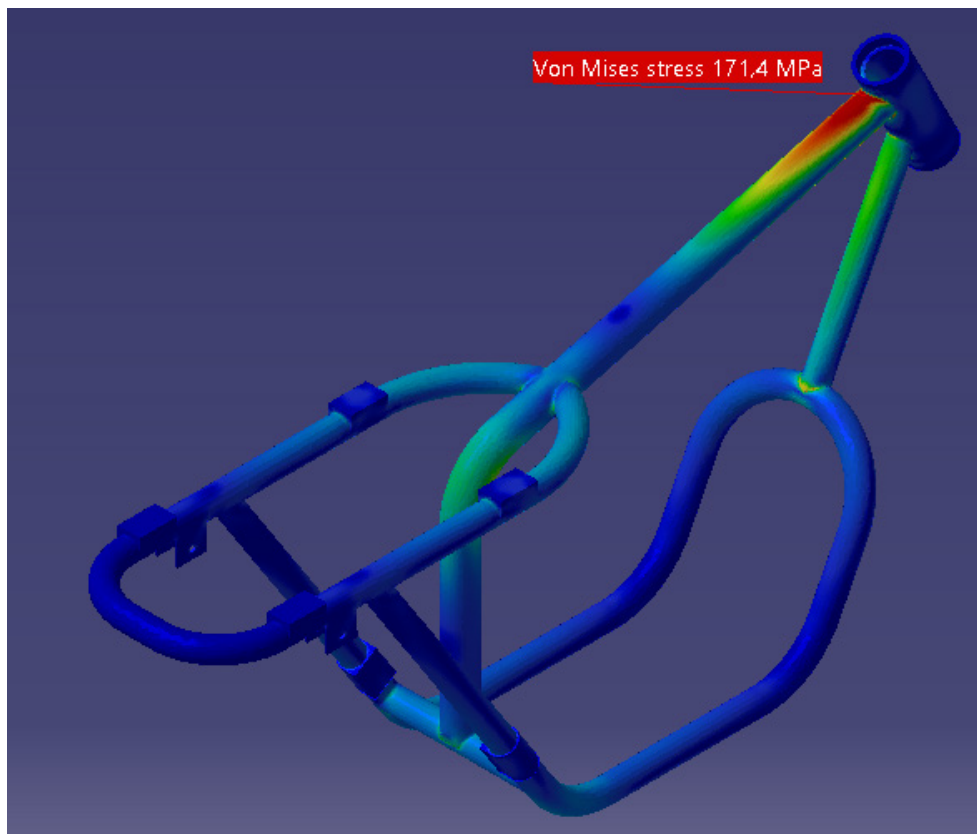
Även vid max retardation förekommer det höga spänningar kring svetsradierna hos originalmodellen, vilket syns i figur 23 samt 25. Efter den första optimeringen ses att den högsta spänningen har flyttat på sig ifrån svetsarna kring styrhuvudet, se figur 24 och 26. Dock förekommer det fortfarande en hög spänning vid en radie på förstärkningsplåten vilken åtgärdas vid nästa iteration.



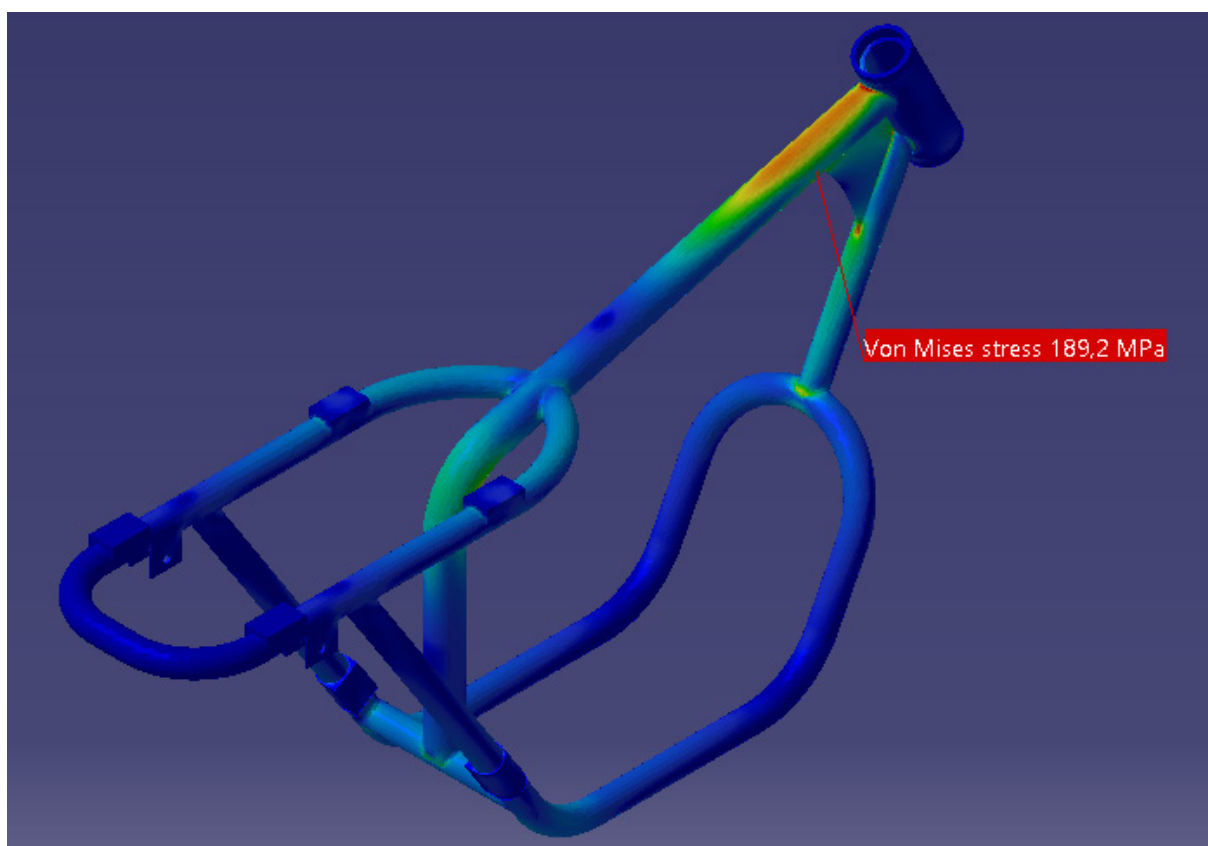
Figur 23. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



Figur 24. Spänningar hos den första iterationen av den förstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



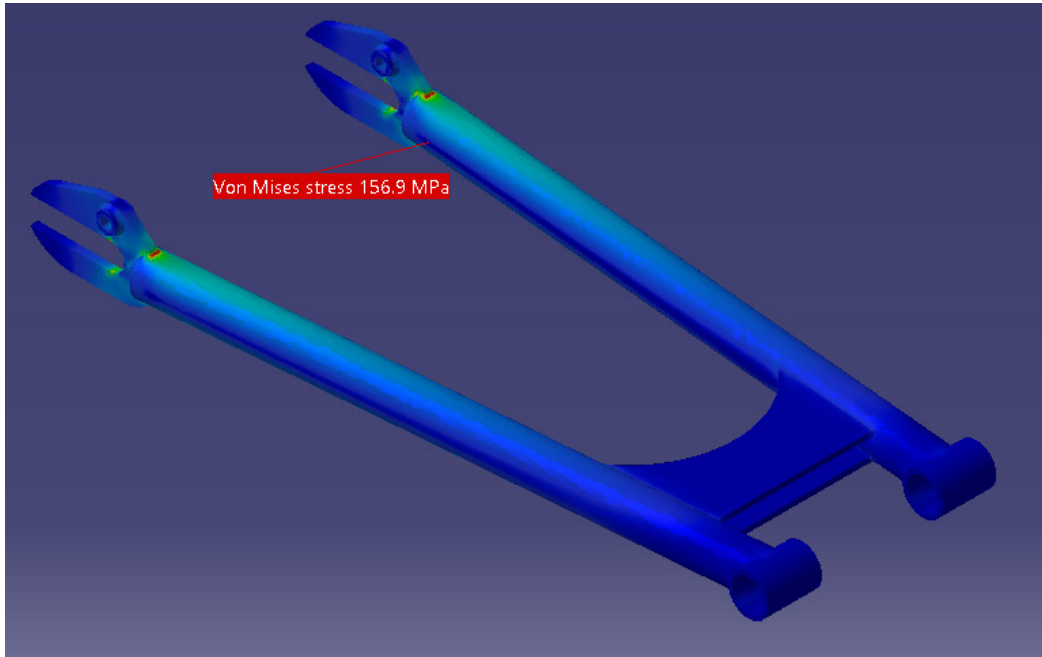
Figur 25. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



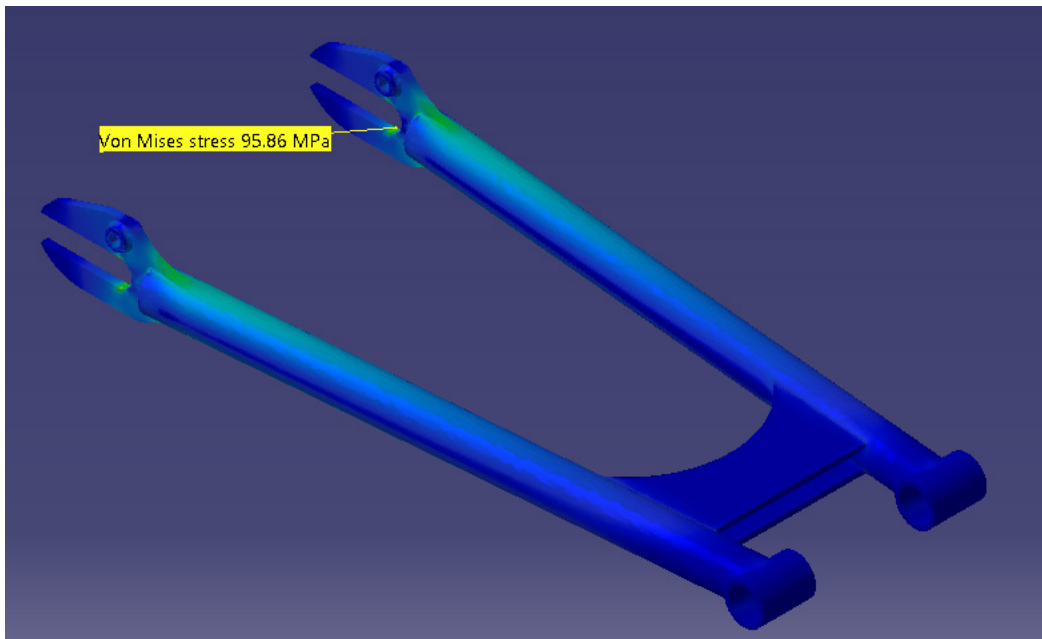
Figur 26. Spänningar hos den första iterationen av den förstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.

8.1.2 SVINGEL

Vid accelerationsfallet hos svingeln uppkommer det spänningar på maximalt 156.9 MPa i svetsradierna vid klykan hos den ursprungliga modellen vilket syns i figur 27. Efter första iterationen av svingeln där radien hos det mest kritiska området ökades så minskade spänningarna hos modellen till ett maximalt värde på 95.86 MPa. Detta syns i figur 28.

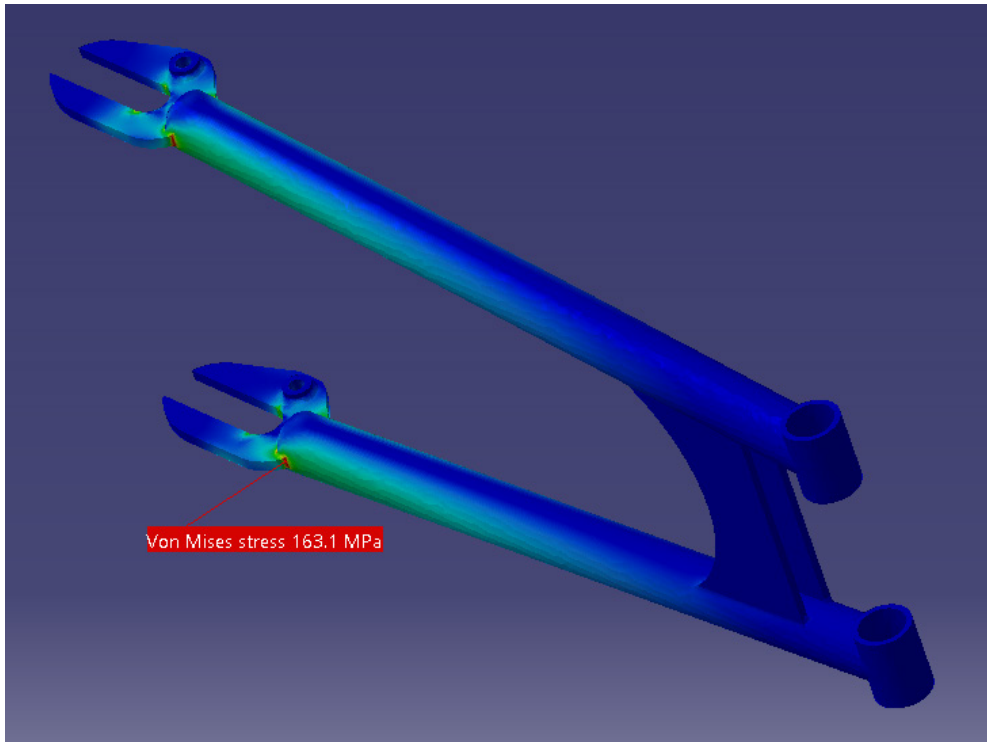


Figur 27. Spänningar hos den förstärkta svingeln vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

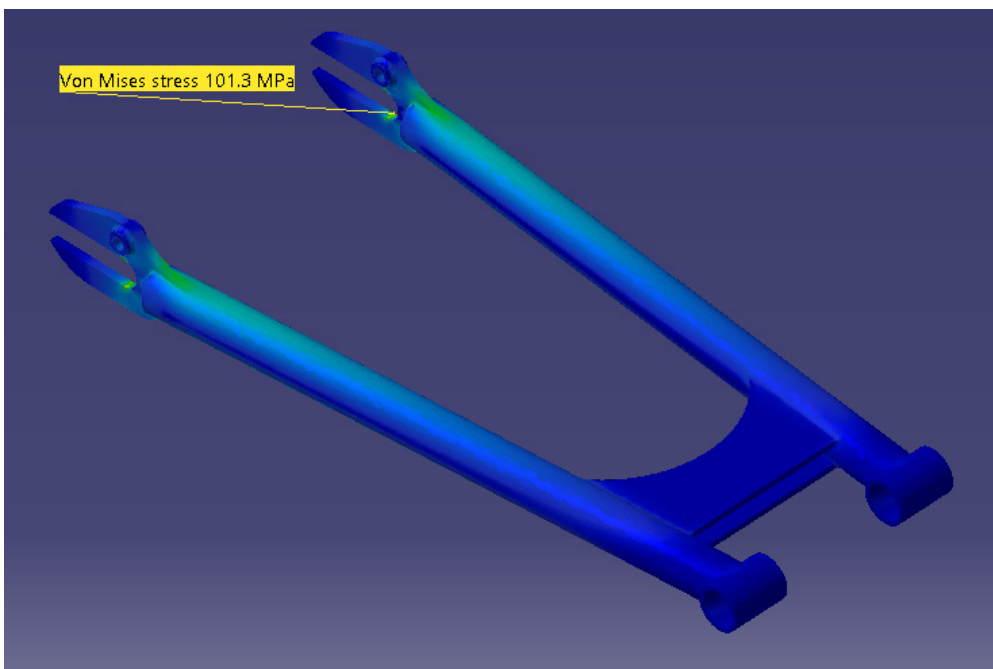


Figur 28. Spänningar hos den första iterationen av den förstärkta svingeln vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

Även vid maximal retardation så ses en generell sänkning av spänningsnivåerna. I ursprungsmodellen uppgår spänningen till som högst 163.1 MPa i svetsen vid klykan, se figur 29. Detta har genom optimering reducerats till 101.3 MPa, se figur 30. Nu uppkommer maximal spänning i den inre radien hos klykan, detta är fördelaktigt då detta visar att den största spänningen nu befinner sig i godset och inte i svetsen vilket innebär en lägre risk för utmattning. Svingeln anses nu tillräckligt optimerad för att klara av påfrestningarna och därför genomförs ej vidare optimering.



Figur 29. Spänningar hos den oförstärkta svingeln vid maximal retardation. Författarens egna bild.

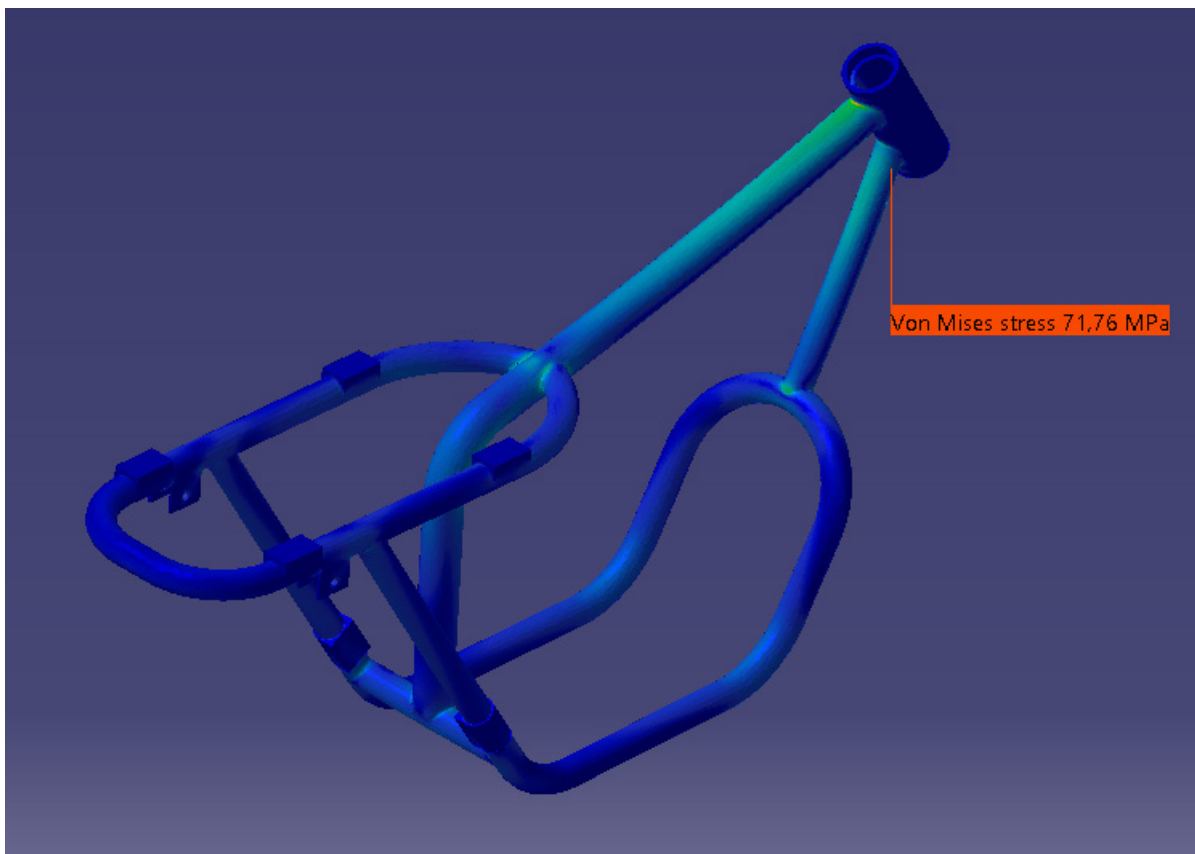


Figur 30. Spänningar hos den förstärkta svingeln vid maximal retardation. Författarens egna bild.

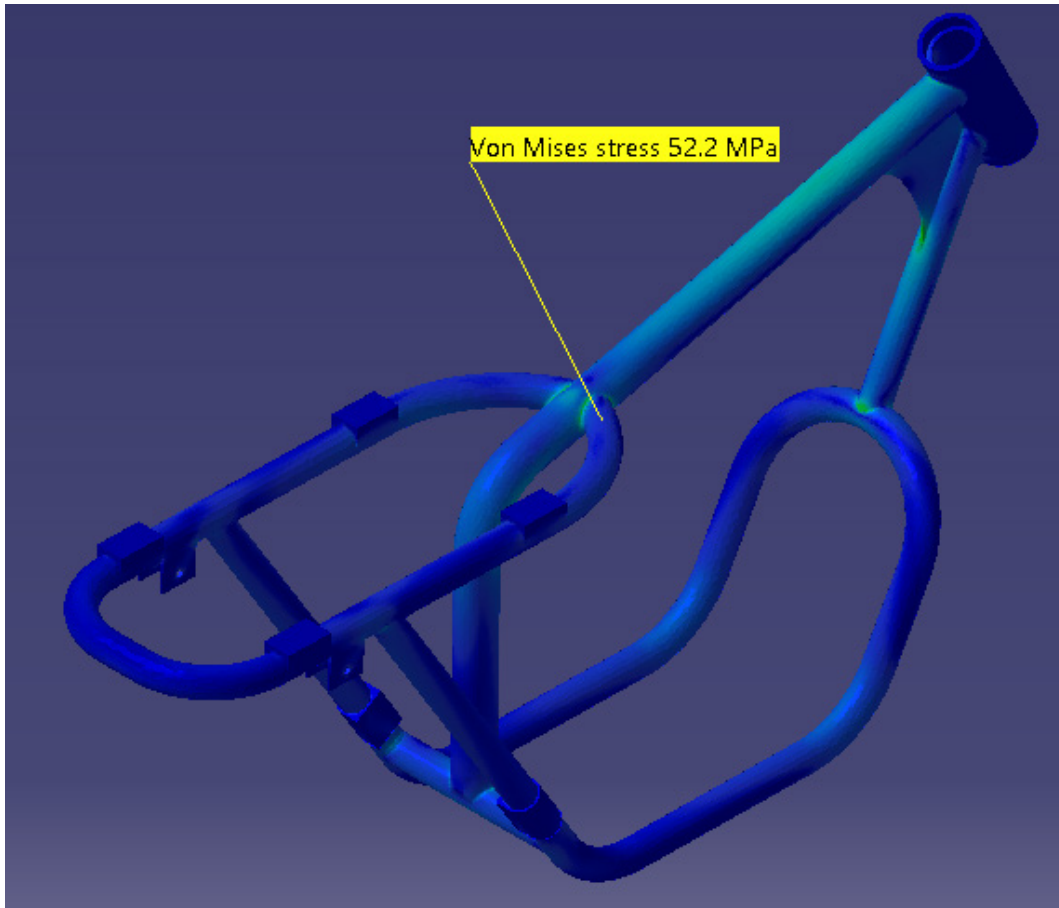
8.2 ITERATION 2

8.2.1 RAM

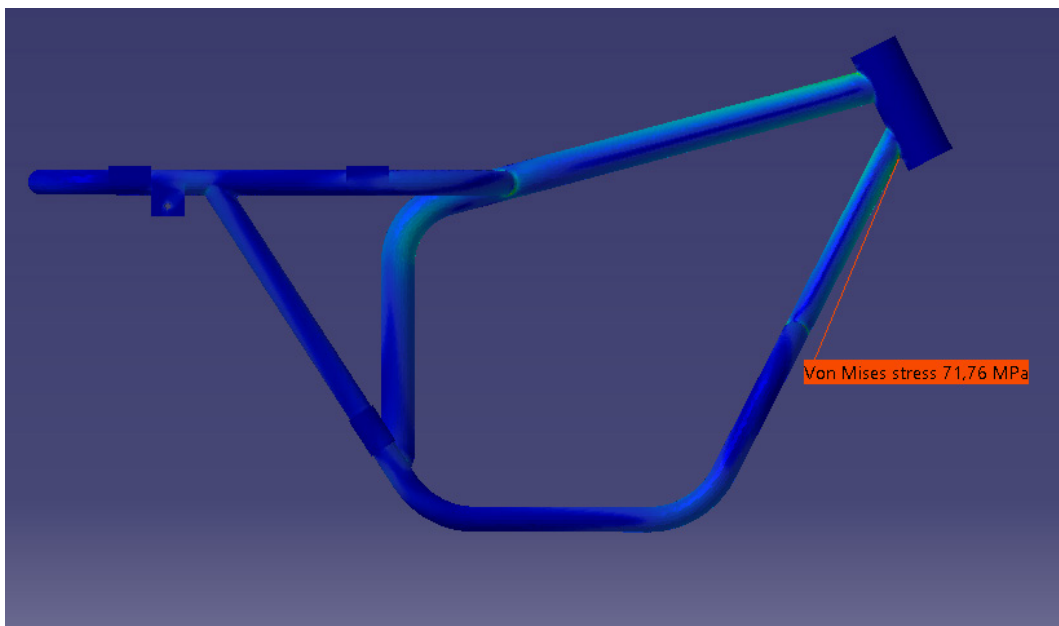
Efter FEM-analysen i föregående kapitel konstateras det att ytterligare en förstärkning är nödvändig vid den nedre delen av styrhuvudet. En sådan förstärkning konstrueras därför och läggs in i modellen. Den tidigare förstärkningsplåten får även större radier för att motverka de spänningkoncentrationer som tidigare uppkom i denna. FEM-analysen efter optimeringen ses i figur 34. Efter optimeringen ses ytterligare en sänkning av spänningarna i ramen. Den tidigare maximala spänningen hos ramen uppgick till 71.76 MPa, se figur 31, 33 och 35. Nu har den maximala spänningen sänkts till 52.2 MPa. Efter optimeringen befinner sig den maximala spänningen dessutom på ett mindre kritiskt område vilket syns i figur 32, 34 samt 36.



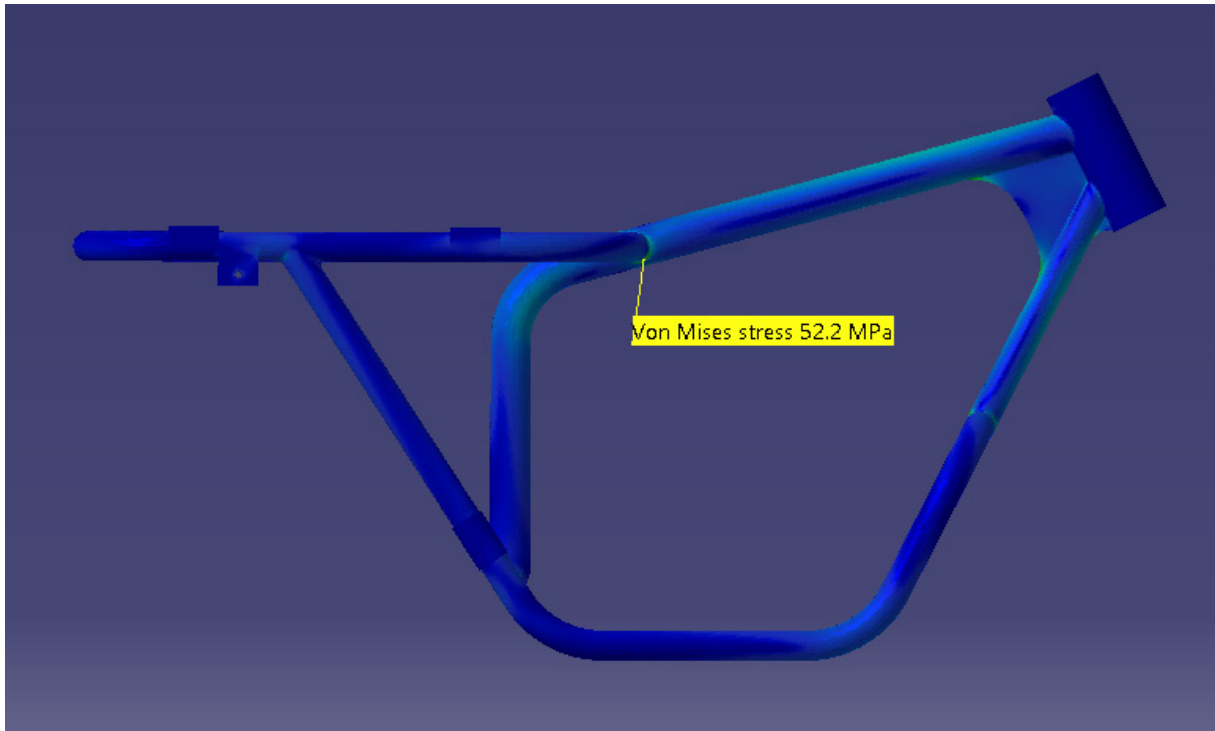
Figur 31. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.



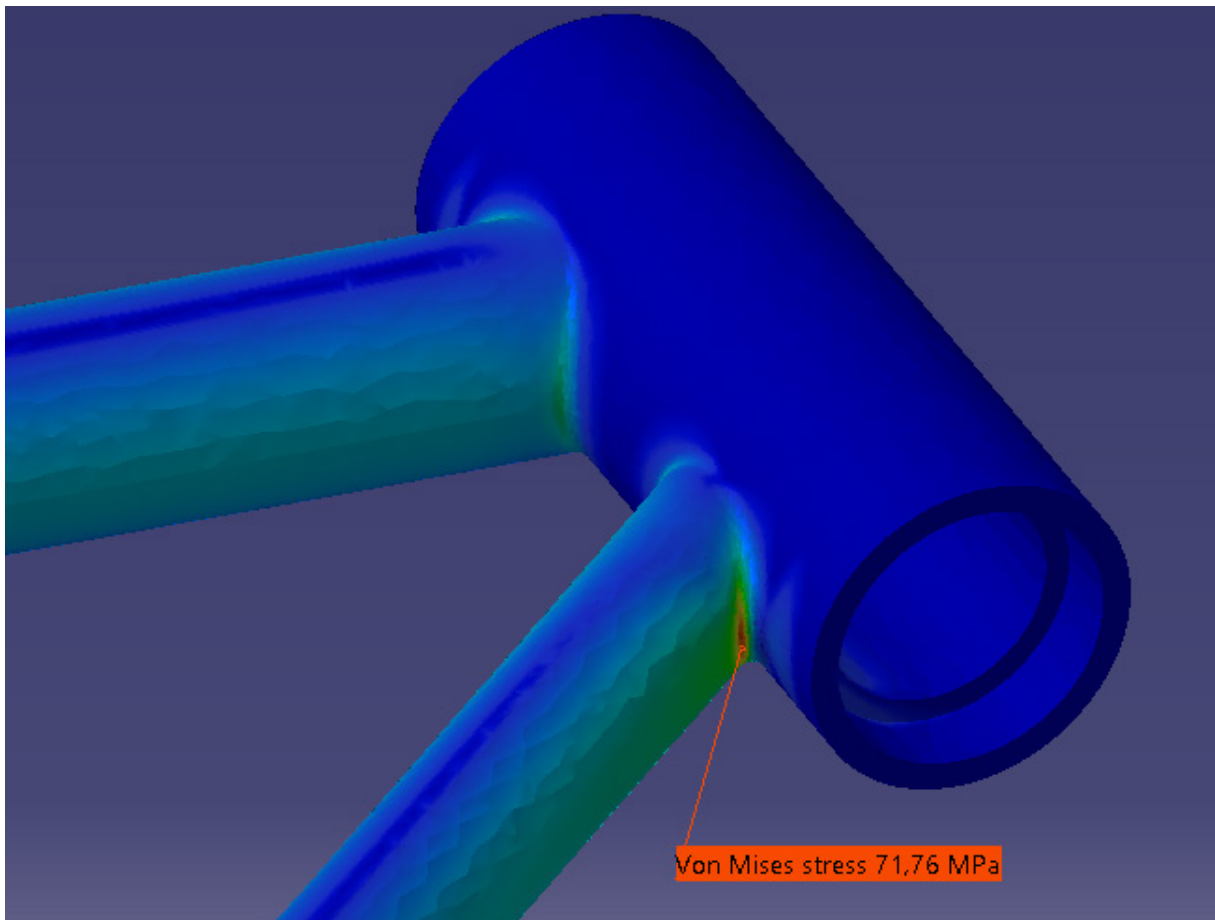
Figur 32. Spänningar hos den andra iterationen av den förstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.



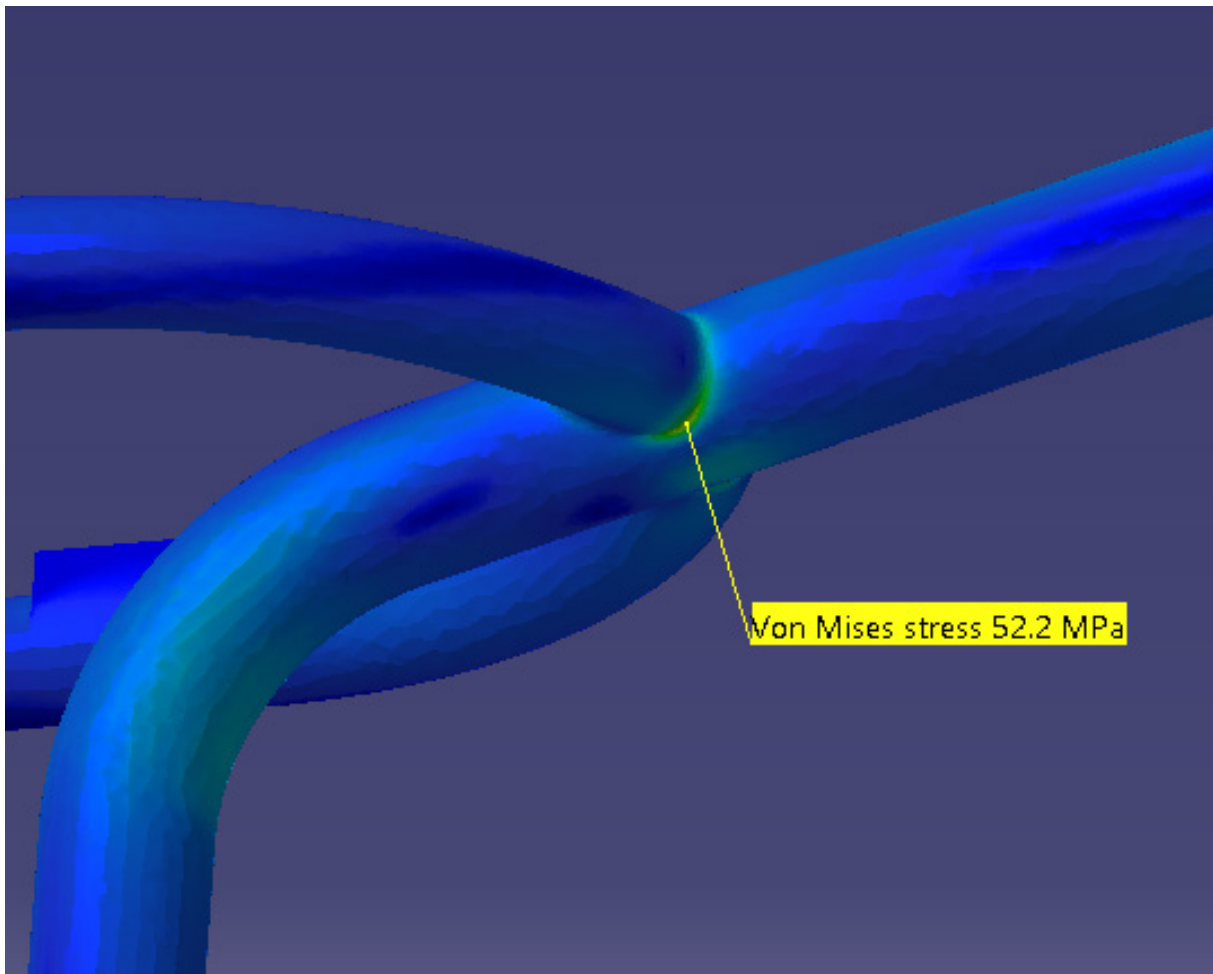
Figur 33. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.



Figur 34. Spänningar hos den andra iterationen av den förstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

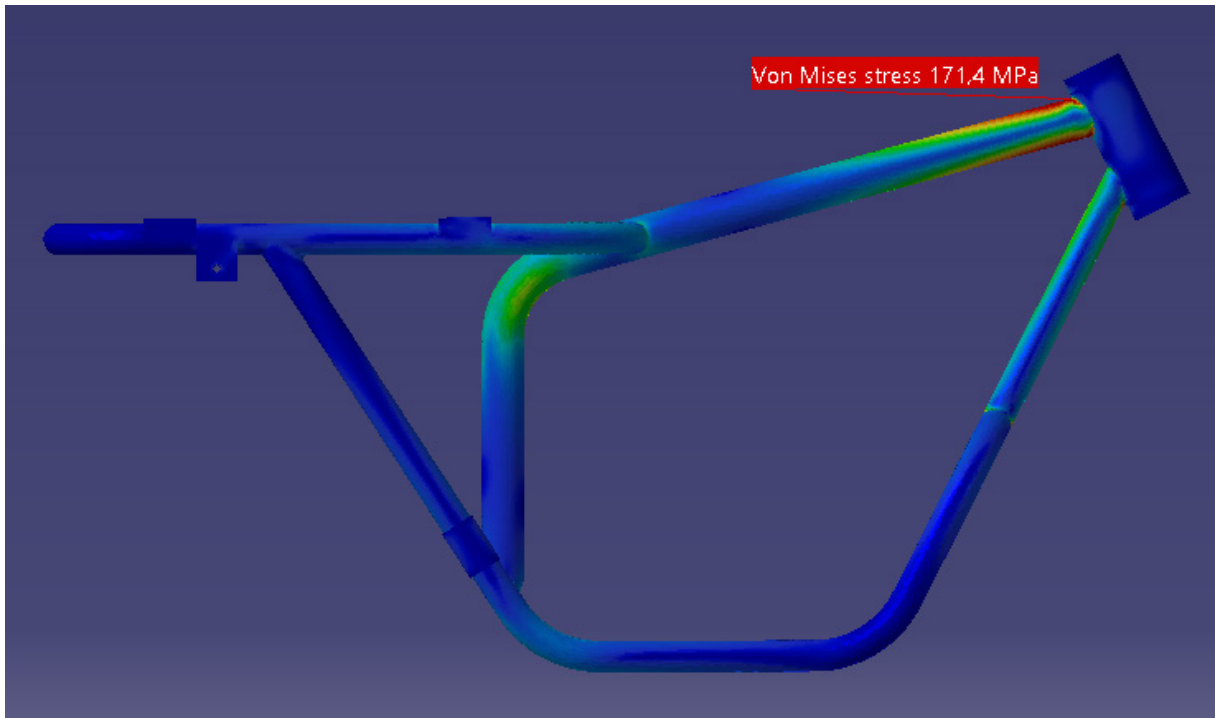


Figur 35. Spänningar hos den andra iterationen av den förstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

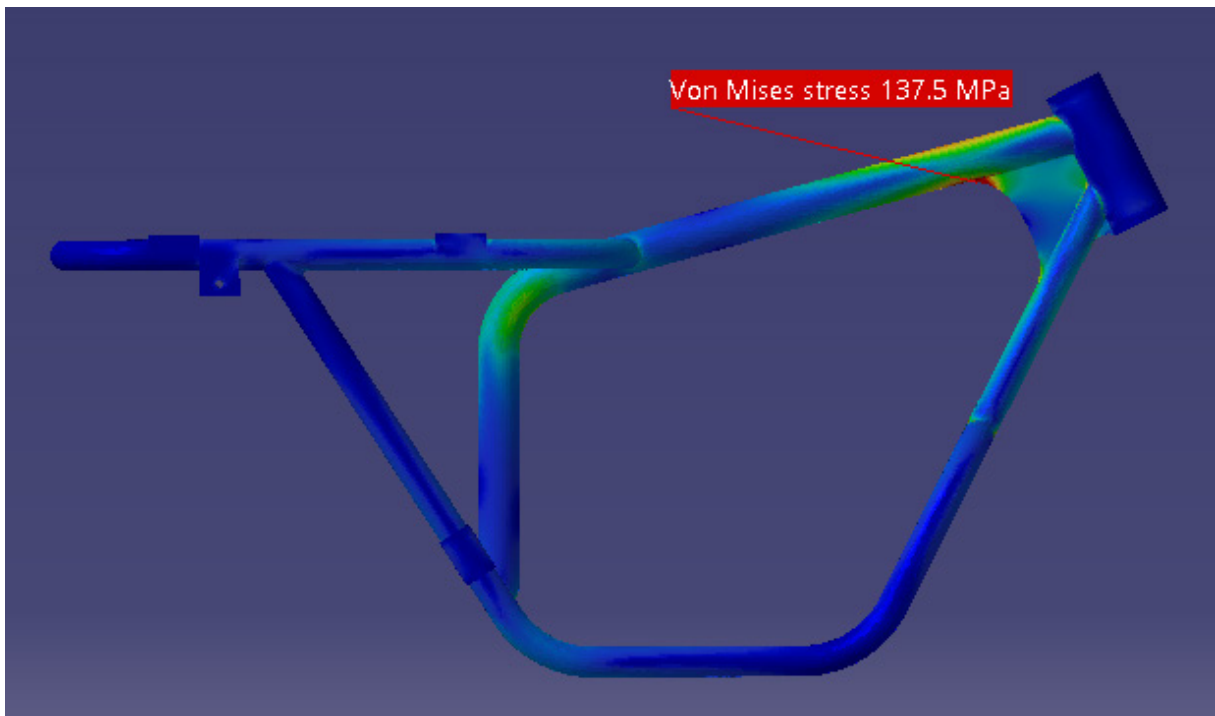


Figur 36. Spänningar hos den andra iterationen av den förstärkta ramen vid maximal acceleration. Författarens egna bild.

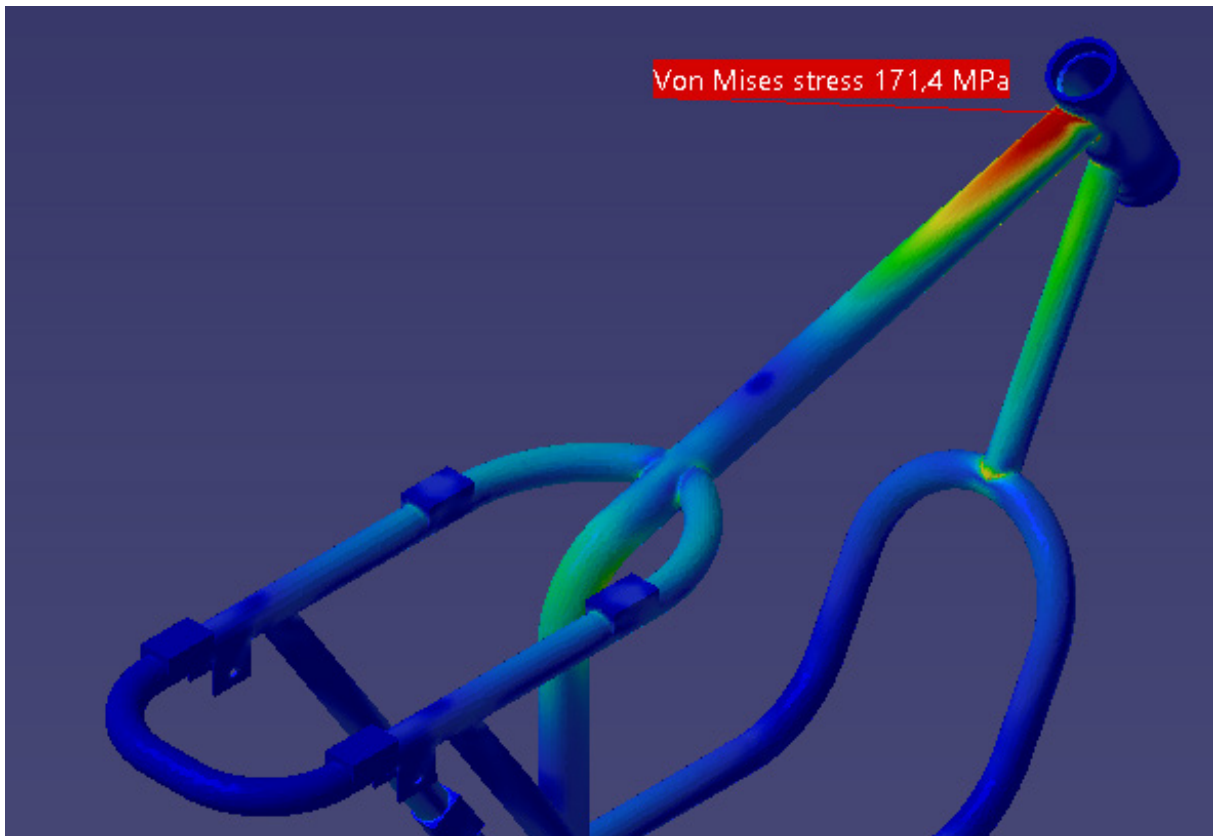
Vid belastningsfallet maximal retardation syns det en tydlig förbättring mellan originalmodellen och den andra iterationen. Spänningskoncentrationen har minskat från 171.4 MPa i figur 37 till 137.5 MPa i figur 38, koncentrationen har även flyttats från styrhuvudet till radien hos förstärkningsplåten vilket kan ses i figur 39, 40, 41 samt 42.



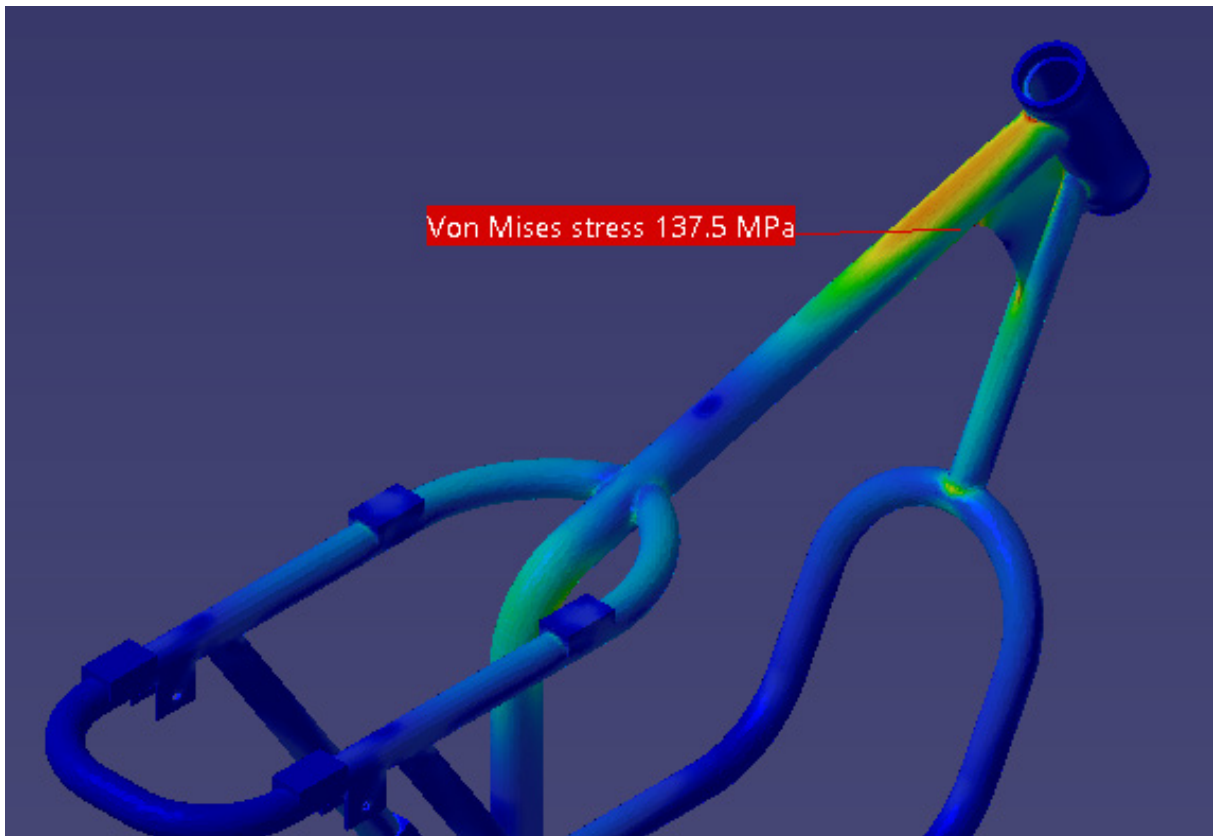
Figur 37. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



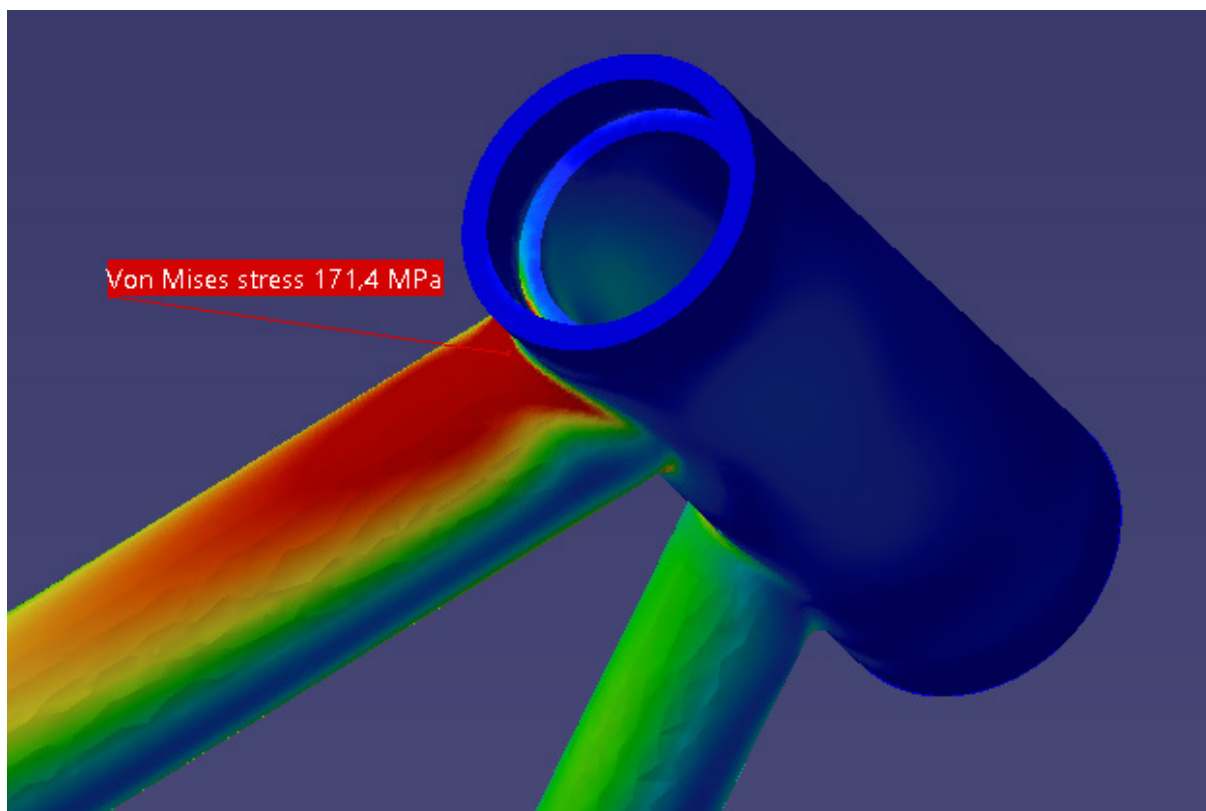
Figur 38. Spänningar hos den andra iterationen av den förstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



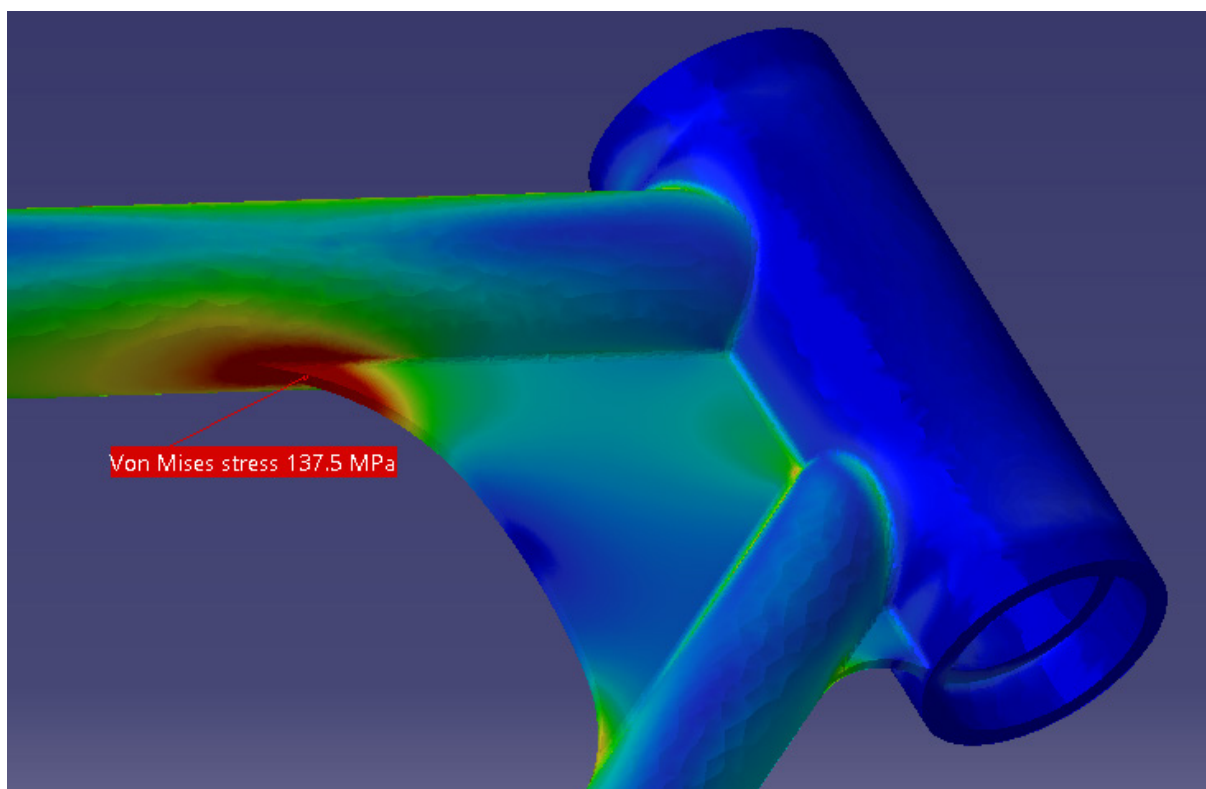
Figur 39. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



Figur 40. Spänningar hos den andra iterationen av den förstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



Figur 41. Spänningar hos den oförstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.



Figur 42. Spänningar hos den andra iterationen av den förstärkta ramen vid maximal retardation. Författarens egna bild.

Konstruktionen inkluderande ram samt svingel anses nu vara tillräckligt optimerad och spänningarna är nu så låga att de ger goda marginaler mot utmattnig.



SLUTSATS

9. SLUTSATS

En ramdesign som är väl lämpad för användningsområdet samt uppfyller kundens krav på estetik har tagits fram. Tillverkningsmetod har också valts i form av bockning av rör med efterföljande svetsning. Hänsyn till vald tillverkningsmetod har tagits vid framtagning av designen.

FEM-analyserna visade att den ursprungliga modellen behövde stärkas upp för att klara av belastningarna i de dimensionerande belastningsfallen. Genom att addera förstärkningsplåtar kring styrhuvudet på ramen och ändra formen på svingelns motorfäste så kunde spänningarna i modellen sänkas till rimliga nivåer i alla tre dimensionerande belastningsfall. Spänningen minskade i de kritiska områdena och den maximala spänningen förflyttade sig till mindre kritiska områden vilket innebär att risken för utmattningsminskning minskar. Även deformationer vid kurvtagning har studerats och det har konstaterats att deformationen i konstruktionen ligger inom godkända gränser. Detta trots att det inte finns någon motor eller liknande komponent i mitten av ramen som hjälper till att stötta upp konstruktionen.

Enligt FEM-analysen kan det användas krommolybdenstål med en relativt låg sträckgräns eftersom det belastningsfall som ger upphov till högst spänningar skapar spänningskoncentrationer som uppgår till maximalt 189 MPa. Det ger en säkerhetsfaktor på drygt två om krommolybdenstål med en sträckgräns på 400 MPa skulle användas. Detta är en låg sträckgräns för att vara ett krommolybdenstål.

9.1 REKOMMENDATIONER FÖR VIDARE ARBETE

Närmare studier av batteriet och övriga komponenter till kommande koncept bör göras för att undersöka hur dessa påverkar spänningsskildningen i konstruktionen. Ytterligare optimering bör göras utifrån denna undersökning.

Då man har kännedom om de komponenter som skall användas kan dessutom detaljkonstruktion av fästelement för dessa ske. Då kan man även säkerställa att utrymmeskrav för dessa komponenter möts.

Formen på de förstärkningsplåtar som har konstruerats i detta examensarbete bör därefter optimeras vidare för att minska spänningarna i ramen ytterligare.

KÄLLFÖRTECKNING

NE. (2019). Motorcykel. Hämtad från <https://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/lång/motorcykel>

Sveriges fordonsbyggares riksorganisation (2009). SFRO:s nya bygghandbok: 1.0. Dvärsätt: Sveriges fordonsbyggares riksorganisation (SFRO).

Lindstedt, P. & Burenus, J. (2003). The value model: how to master product development and create unrivalled customer value. Ödesborg: Nimba.

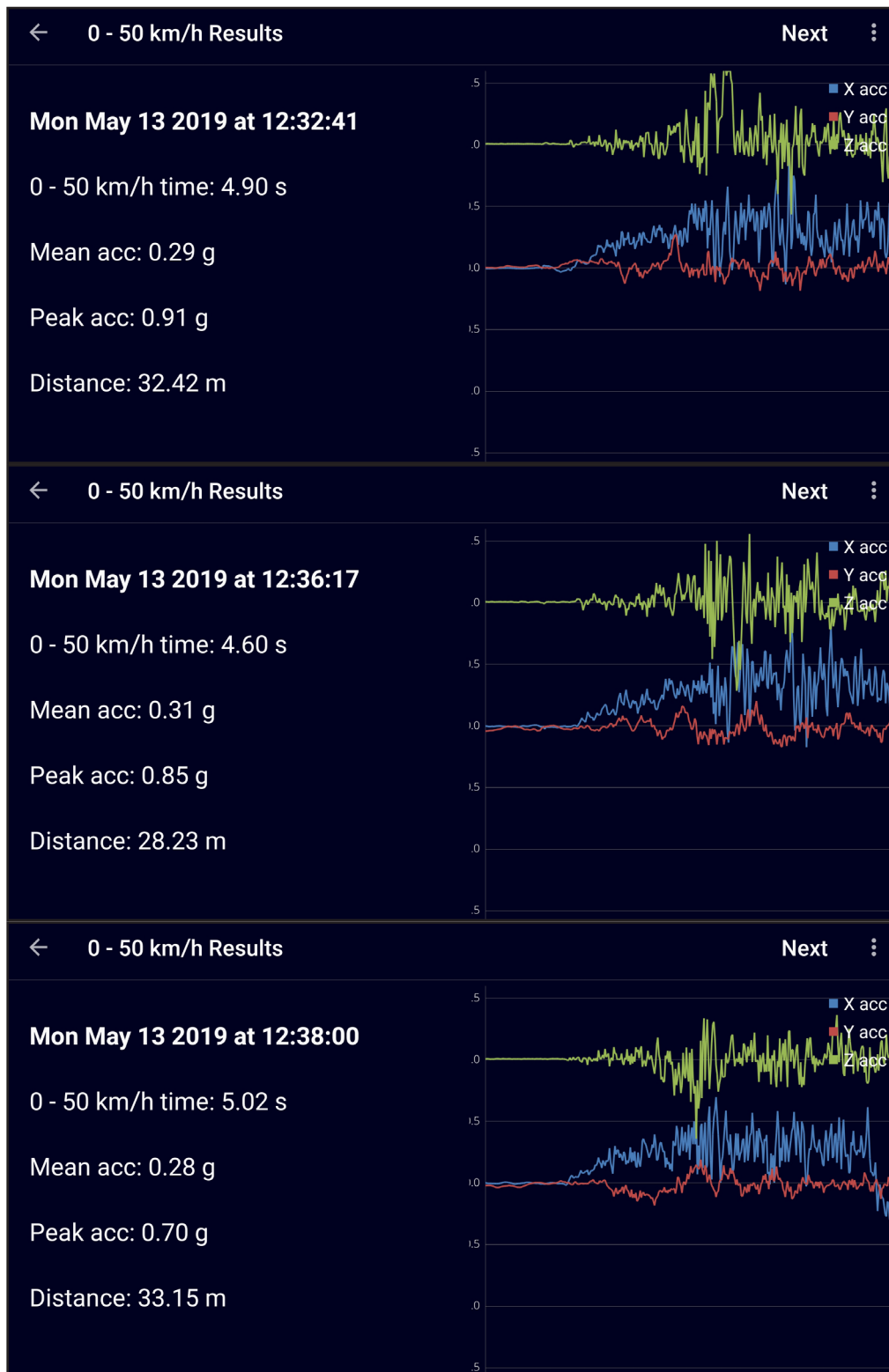
Trafikverket. (2012). Vägars och gators utformning, Begrepp och grundvärden. Hämtad från https://www.trafikverket.se/contentassets/18ab6d1957f04fa49039b11998c7c016/hela_begrepp_o_grundvarden_rev.pdf

CES Edupack. (2018) (Version 18.1.1). [Computer software]. Cambridge, United Kingdom: Granta Design Limited

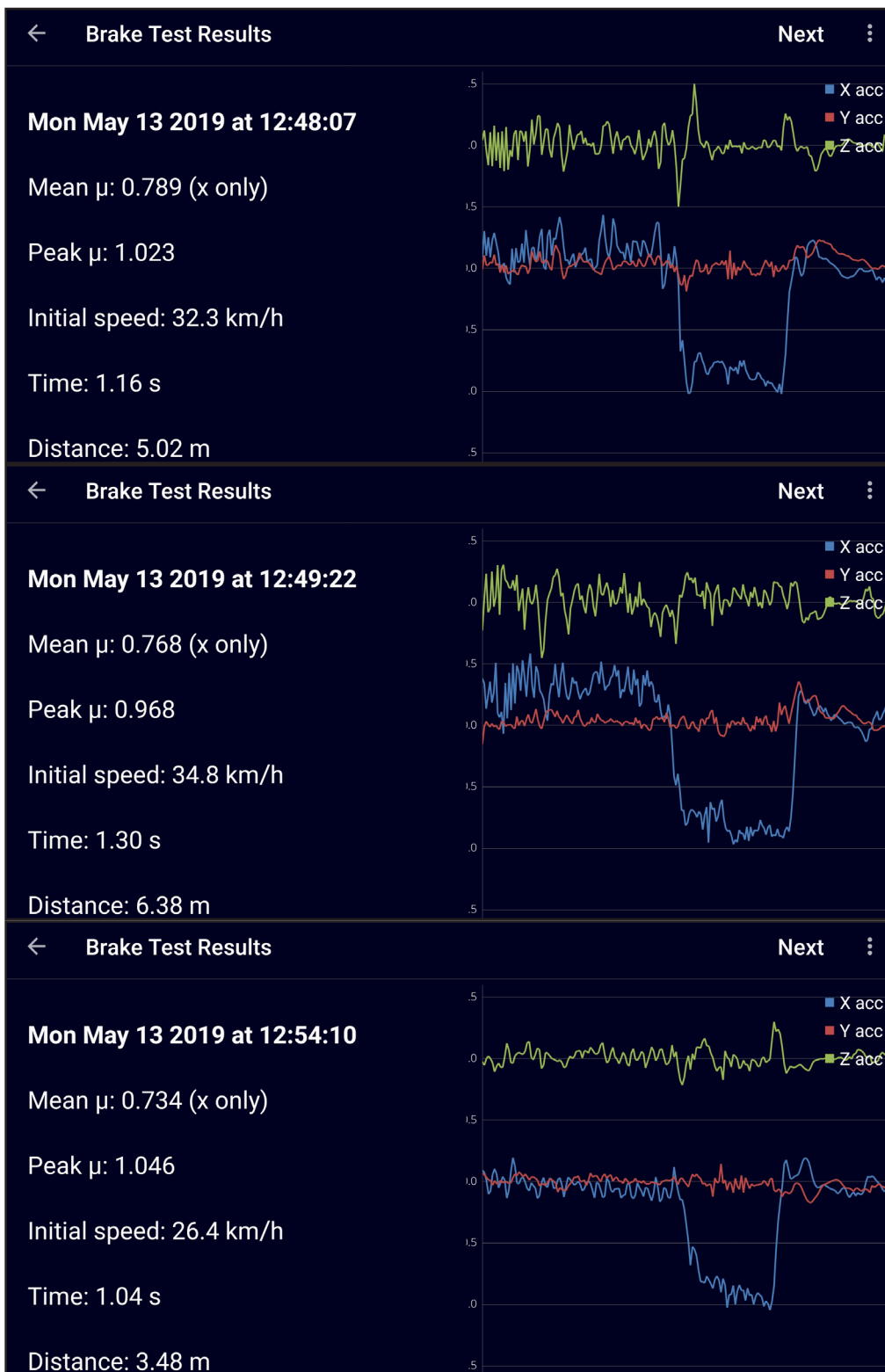
BILAGOR

Bilaga 1 - Empirisk data från fysiskt test av maximal acceleration och retardation
Acceleration

ACCELERATION



RETARDATION



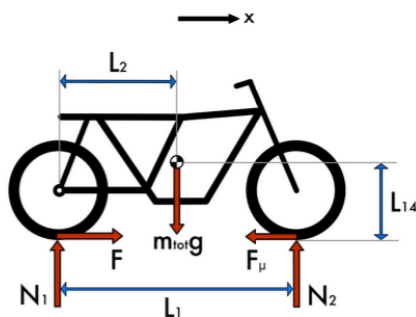
BILAGA 2 - HANDBERÄKNINGAR LASTFALLEN ACCELERATION OCH-RETARDATION

Bilaga 2 - Handberäkningar lastfallen acceleration och retardation

Acceleration rak väg (konst. acc. $a_{0,acc}$)

$$a_x = a_{0,acc}$$

Hela motorcykeln



Lagen för tp's rörelse \Rightarrow

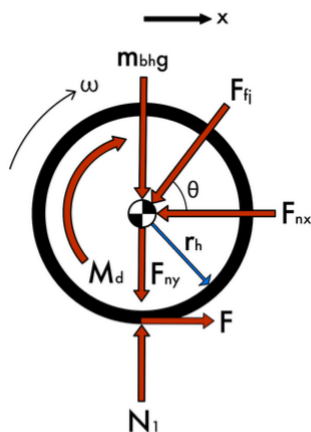
$$\sum F_x = m a_x \Rightarrow F - F_\mu = m_{tot} a_{0,acc} \quad (1)$$

$$\uparrow: N_1 + N_2 - m_{tot} g = 0 \quad (2)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för hela motorcykeln $\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$

$$N_1 L_2 - F L_{14} - N_2 (L_1 - L_2) + F_\mu L_{14} = 0 \quad (3)$$

Bakhjulet



Lagen för tp's rörelse $\Rightarrow \sum F_x = m a_x \Rightarrow$

$$F - F_{nx} - F_{ff} \cos(\theta) = m_{bh} a_{0,acc} \quad (4)$$

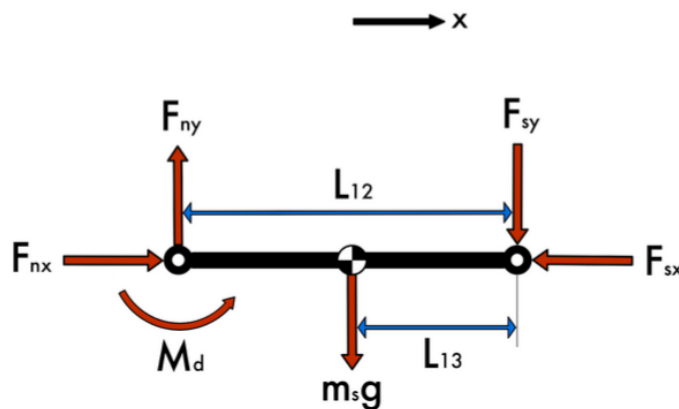
$$\uparrow: N_1 - F_{ny} - m_{bh} g - F_{ff} \sin(\theta) = 0 \quad (5)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet

$$\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega} \text{ och } \dot{\omega} = \frac{a_{0,acc}}{r_h} \Rightarrow$$

$$M_d - F r_h = I_{bh} \frac{a_{0,acc}}{r_h} \quad (6)$$

Svingeln



Lagen för tp's rörelse \Rightarrow

$$\sum F_x = m a_x \Rightarrow$$

$$F_{nx} - F_{sx} = m_s a_{0,acc} \quad (7)$$

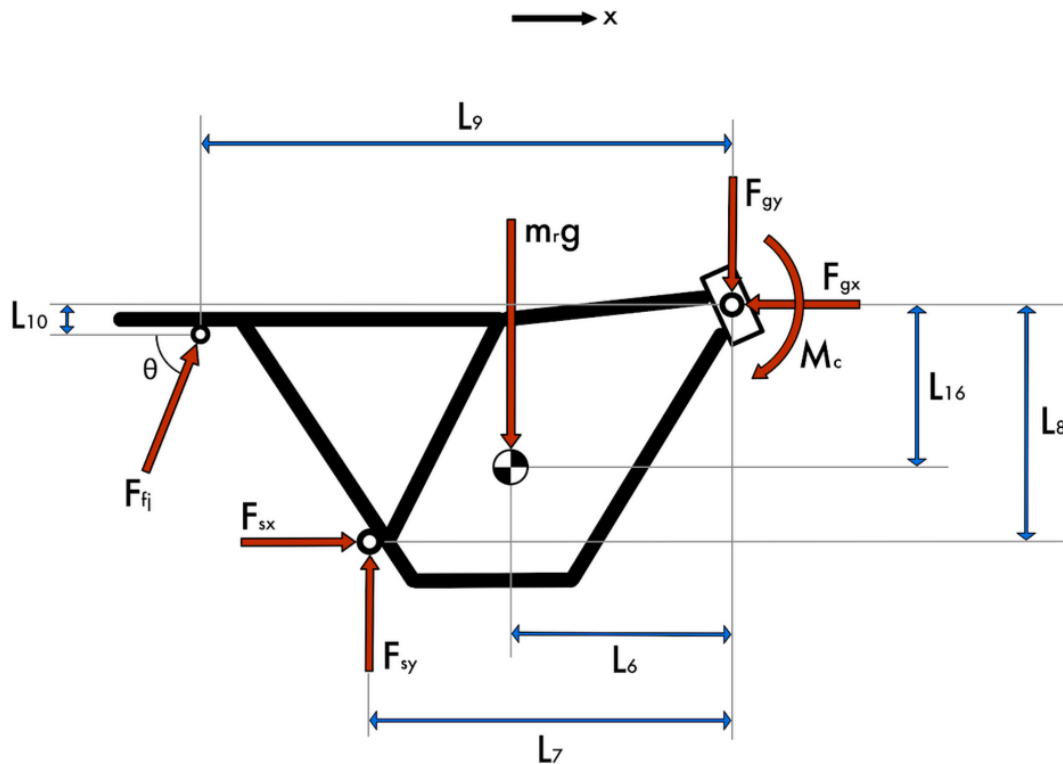
$$\uparrow: F_{ny} - F_{sy} - m_s g = 0 \quad (8)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för svingeln

$$\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$$

$$F_{sy} L_{13} + F_{ny} (L_{12} - L_{13}) - M_d = 0 \quad (9)$$

Ramen



Lagen för tp's rörelse $\Rightarrow \sum F_x = m a_x \Rightarrow$

$$F_{sx} + F_{fj} \cos(\theta) - F_{gx} = m_r a_{0,acc} \quad (10)$$

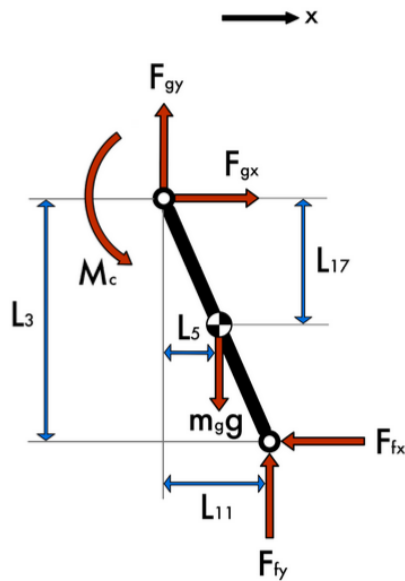
$$\uparrow: F_{sy} + F_{fj} \sin(\theta) - F_{gy} - m_r g = 0 \quad (11)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för ramen

$$\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$$

$$F_{gy} L_6 - F_{gx} L_{16} + M_c + F_{sy} (L_7 - L_6) - F_{sx} (L_8 - L_{16}) + \\ + F_{fj} \cos(\theta) (L_{16} - L_{10}) + F_{fj} \sin(\theta) (L_9 - L_6) = 0 \quad (12)$$

Framgaffeln



Lagen för tp's rörelse $\Rightarrow \sum F_x = m a_x \Rightarrow$

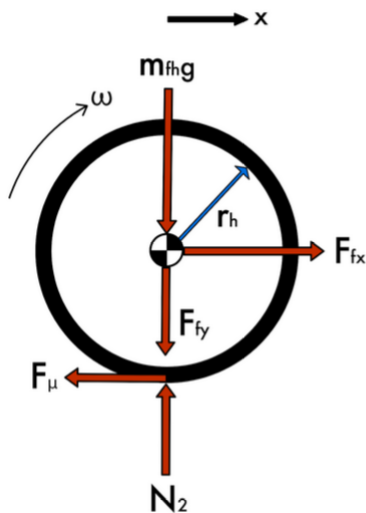
$$F_{gx} - F_{fx} = m_g a_{0,acc} \quad (13)$$

\uparrow : $F_{gy} + F_{fy} - m_g g = 0 \quad (14)$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för framgaffeln $\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$

$$F_{gx}L_{17} + F_{gy}L_5 - M_c + F_{fx}(L_3 - L_{17}) - F_{fy}(L_{11} - L_5) = 0 \quad (15)$$

Framhjulet



Lagen för tp's rörelse $\Rightarrow \sum F_x = m a_x \Rightarrow$

$$F_{fx} - F_{\mu} = m_{fh} a_{0,acc} \quad (16)$$

\uparrow : $N_2 - m_{fh} g - F_{fy} = 0 \quad (17)$

Lagen för rörelsemängdsmomentet

$$\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega} \text{ och } \dot{\omega} = \frac{a_{0,acc}}{r_h} \Rightarrow$$

$$F_{\mu} r_h = I_{fh} \frac{a_{0,acc}}{r_h} \quad (18)$$

Lösningsgång - Acceleration

$$(18) \Rightarrow F_{\mu} = I_{fh} a_{0,acc}$$

$$(1) \Rightarrow F = m_{tot} a_{0,acc} + F_{\mu}$$

$$(6) \Rightarrow M_d = I_{bh} \frac{a_{0,acc}}{r_h} + F r_h$$

$$(2) \text{ i } (3) \Rightarrow N_2 = \frac{m_{tot} g L_2 + F_{\mu} L_{14} - F L_{14}}{L_1}$$

$$(2) \Rightarrow N_1 = m_{tot} g - N_2$$

$$(8) \text{ i } (9) \Rightarrow F_{ny} = \frac{M_d + m_s g L_{13}}{L_{12}}$$

$$(8) \Rightarrow F_{sy} = F_{ny} - m_s g$$

$$(5) \Rightarrow F_{fj} = \frac{N_1 - F_{ny} - m_{bh} g}{\sin(\theta)}$$

$$(4) \Rightarrow F_{nx} = F - F_{fj} \cos(\theta) - m_{bh} a_{0,acc}$$

$$(7) \Rightarrow F_{sx} = F_{nx} - m_s a_{0,acc}$$

$$(10) \Rightarrow F_{gx} = F_{sx} + F_{fj} \cos(\theta) - m_r a_{0,acc}$$

$$(11) \Rightarrow F_{gy} = F_{sy} + F_{fj} \sin(\theta) - m_r g$$

$$(12) \Rightarrow M_c = F_{gx} L_{16} + F_{sx} (L_8 - L_{16}) - F_{gy} L_6 - F_{sy} (L_7 - L_6) - F_{fj} \cos(\theta) (L_{16} - L_{10}) + \\ - F_{fj} \sin(\theta) (L_9 - L_6)$$

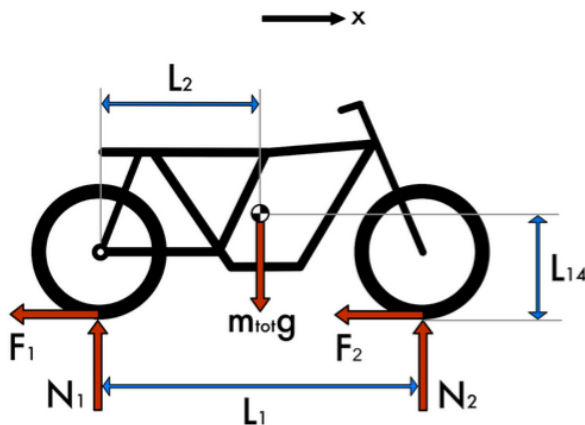
$$(13) \Rightarrow F_{fx} = F_{gx} - m_g a_{0,acc}$$

$$(14) \Rightarrow F_{fy} = m_g g - F_{gy}$$

Retardation rak väg (konst. ret. $-a_{0,ret}$)

$$a_x = -a_{0,ret}$$

Hela motorcykeln



$$F_1 = \mu_v N_1 \quad (1)$$

$$F_2 = \mu_v N_2 \quad (2)$$

Lagen för tp's rörelse \Rightarrow

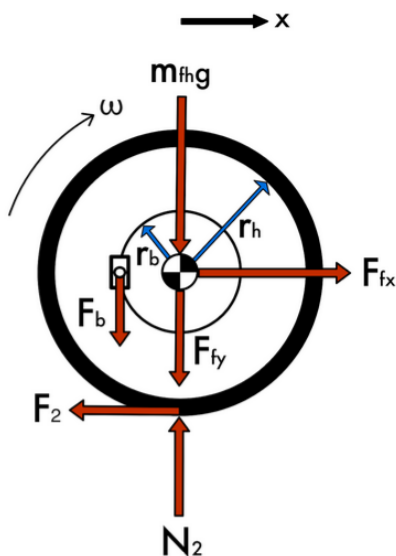
$$\sum F_x = m a_x \Rightarrow$$

$$-F_1 - F_2 = m_{tot}(-a_{0,ret}) \quad (3)$$

$$\uparrow: N_1 + N_2 - m_{tot} g = 0 \quad (4)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för hela motorcykeln $\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$

Framhjulet



Lagen för tp's rörelse $\Rightarrow \sum F_x = m a_x \Rightarrow$

$$F_{fx} - F_2 = m_{fh}(-a_{0,ret}) \quad (6)$$

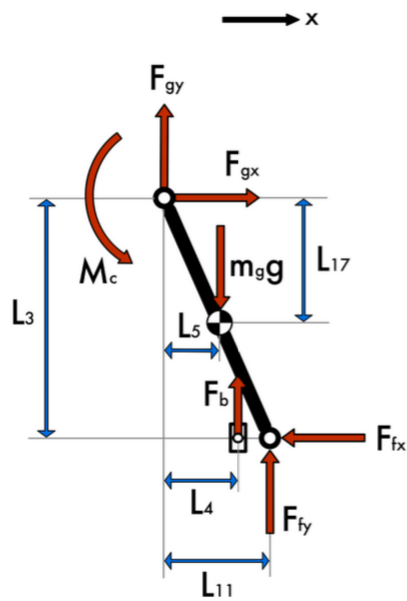
$$\uparrow: N_2 - m_{fh} g - F_{fy} - F_b = 0 \quad (7)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet

$$\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega} \text{ och } \dot{\omega} = \frac{-a_{0,ret}}{r_h} \Rightarrow$$

$$F_2 r_h - F_b r_b = I_{fh} \left(-\frac{a_{0,ret}}{r_h} \right) \quad (8)$$

Framgaffeln



Lagen för tp 's rörelse $\Rightarrow \sum F_x = m a_x \Rightarrow$

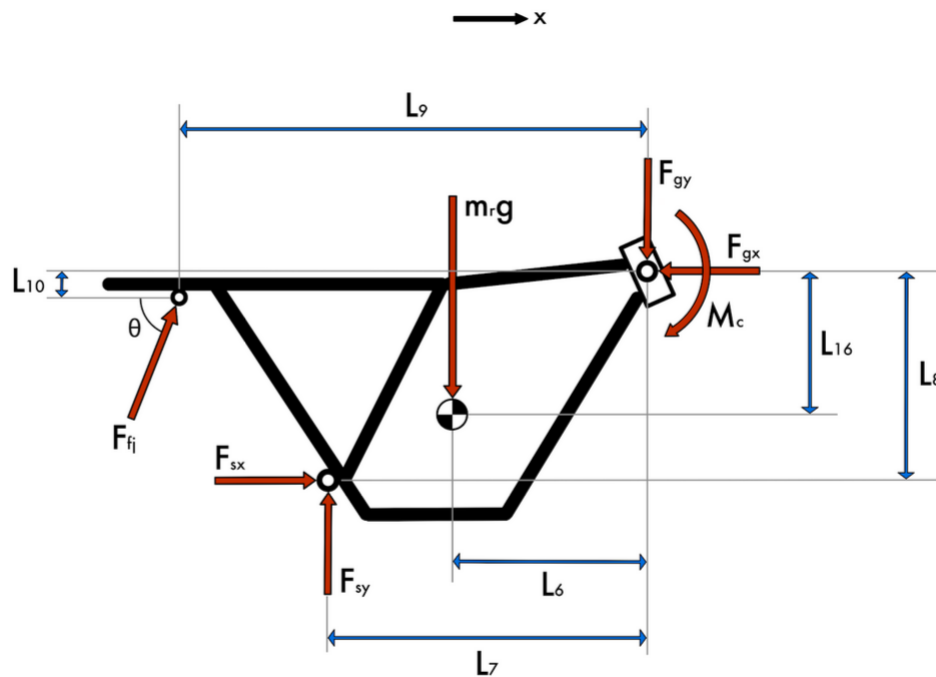
$$F_{gx} - F_{fx} = m_g(-a_{0,rel}) \quad (9)$$

$$\uparrow: F_{fy} + F_b + F_{gy} - m_g g = 0 \quad (10)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för
framgaffeln $\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$

$$F_{fy}(L_{11} - L_5) + F_b(L_4 - L_5) - F_{fx}(L_3 - L_{17}) - F_{gx}L_{17} - F_{gy}L_5 + M_c = 0 \quad (11)$$

Ramen



Lagen för tp's rörelse $\Rightarrow \sum F_x = m a_x \Rightarrow$

$$F_{sx} + F_{ff} \cos(\theta) - F_{gx} = m_r (-a_{0,rel}) \quad (12)$$

$$\uparrow: F_{sy} + F_{ff} \sin(\theta) - m_r g - F_{gy} = 0 \quad (13)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för ramen

$$\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$$

$$M_c + F_{gy} L_6 - F_{gx} L_{16} + F_{sy} (L_7 - L_6) + \\ + F_{ff} \sin(\theta) (L_9 - L_6) + F_{ff} \cos(\theta) (L_{16} - L_{10}) - F_{sx} (L_8 - L_{16}) = 0 \quad (14)$$

Lösningsgång - Retardation

$$(1) \text{ o } (2) \text{ i } (5) \text{ ins. i } (4) \Rightarrow N_2 = \frac{m_{tot}g(\mu_v L_{14} + L_2)}{L_1}$$

$$(4) \Rightarrow N_1 = m_{tot}g - N_2$$

$$(1) \Rightarrow F_1 = \mu_v N_1$$

$$(2) \Rightarrow F_2 = \mu_v N_2$$

$$(8) \Rightarrow F_b = \frac{F_2 r_h + \frac{I_{fh} a_{0,ret}}{r_h}}{r_b}$$

$$(6) \Rightarrow F_{fx} = F_2 - m_{fh} a_{0,ret}$$

$$(7) \Rightarrow F_{fy} = N_2 - m_{fh} g - F_b$$

$$(9) \Rightarrow F_{gx} = F_{fx} - m_g a_{0,ret}$$

$$(10) \Rightarrow F_{gy} = m_g g - F_{fy} - F_b$$

$$(11) \Rightarrow M_c = F_{fx}(L_3 - L_{17}) + F_{gx}L_{17} + F_{gy}L_5 - F_{fy}(L_{11} - L_5) - F_b(L_4 - L_5)$$

$$(12) \text{ o } (13) \text{ i } (14) \Rightarrow F_{fj} = \frac{F_{gx}L_8 - F_{gy}L_7 - M_c - m_r a_{0,ret}(L_8 - L_{16}) - m_r g(L_7 - L_6)}{\sin(\theta)(L_9 - L_7) + \cos(\theta)(L_8 - L_{10})}$$

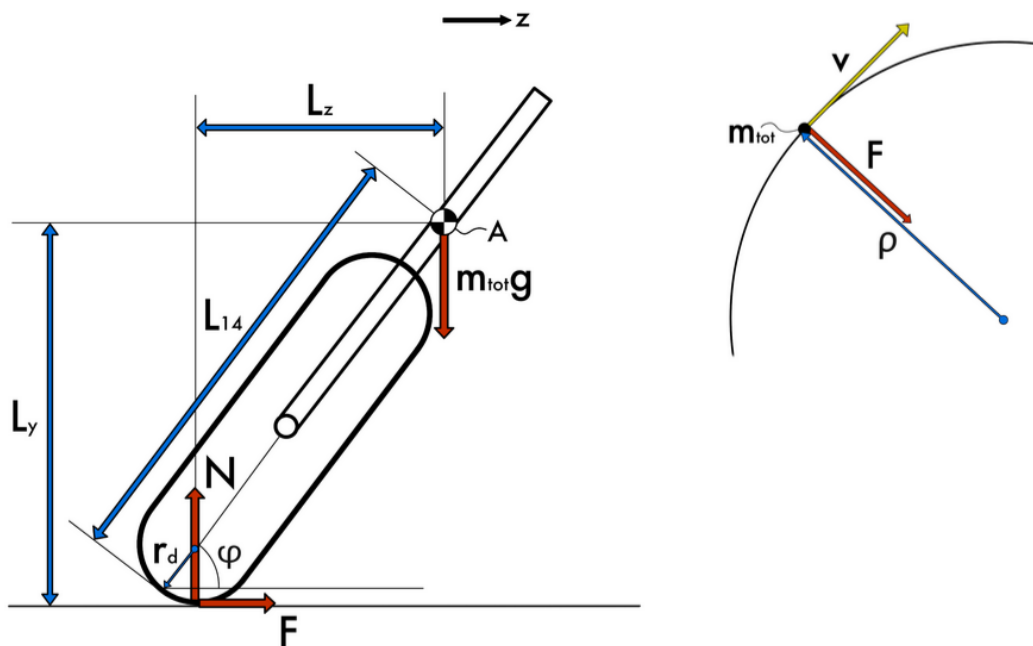
$$(12) \Rightarrow F_{sx} = F_{gx} - m_r a_{0,ret} - F_{fj} \cos(\theta)$$

$$(13) \Rightarrow F_{sy} = F_{gy} + m_r g - F_{fj} \sin(\theta)$$

Bilaga 3 - Handberäkningar lastfall kurvtagning

Kurvtagning (konst. hastighet v och kurvradie ρ)

Hela motorcykeln



Lagen för tp 's rörelse i normalriktningen \Rightarrow

$$\sum F_z = m_{tot} \frac{v^2}{\rho} \Rightarrow$$
$$F = m_{tot} \frac{v^2}{\rho} \quad (1)$$

$$L_y = L_{14} \sin(\varphi) + r_d - r_d \sin(\varphi) \quad (2)$$

$$L_z = L_{14} \cos(\varphi) - r_d \cos(\varphi) \quad (3)$$

$$\uparrow: N - m_{tot} g = 0 \quad (4)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för hela motorcykeln $\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$

$$FL_y - NL_z = 0 \quad (5)$$

(1) och (4) in i (5) \Rightarrow

$$\frac{m_{tot}v^2}{\rho} L_y - m_{tot} g L_z = 0$$

Med (2) och (3) \Rightarrow

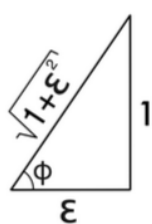
$$\frac{m_{tot}v^2}{\rho} (L_{14} \sin(\varphi) + r_d - r_d \sin(\varphi)) - m_{tot}g(L_{14} \cos(\varphi) - r_d \cos(\varphi)) = 0$$

$$\Leftrightarrow \eta \sin(\varphi) + \gamma \cos(\varphi) = \delta \quad (*) \quad \text{där } \eta = \frac{m_{tot}v^2}{\rho} (L_{14} - r_d)$$

$$\gamma = m_{tot} g (r_d - L_{14})$$

$$\delta = -\frac{m_{tot}v^2}{\rho} r_d$$

Inför transformationen:



$$\sin(\varphi) = \frac{1}{\sqrt{1+\varepsilon^2}}$$

$$\cos(\varphi) = \frac{\varepsilon}{\sqrt{1+\varepsilon^2}}$$

$$\text{In i } (*) \Rightarrow \frac{\eta}{\sqrt{1+\varepsilon^2}} + \frac{\gamma\varepsilon}{\sqrt{1+\varepsilon^2}} = \delta$$

$$\Rightarrow (\eta + \gamma\varepsilon)^2 = \delta^2 (1 + \varepsilon^2)$$

$$\Rightarrow \eta^2 + 2\eta\gamma\varepsilon + \gamma^2\varepsilon^2 = \delta^2 + \delta^2\varepsilon^2$$

$$\Rightarrow (\gamma^2 - \delta^2)\varepsilon^2 + 2\eta\gamma\varepsilon = \delta^2 - \eta^2$$

$$\Rightarrow \varepsilon^2 + \frac{2\eta\gamma}{\gamma^2 - \delta^2} \varepsilon = \frac{\delta^2 - \eta^2}{\gamma^2 - \delta^2}$$

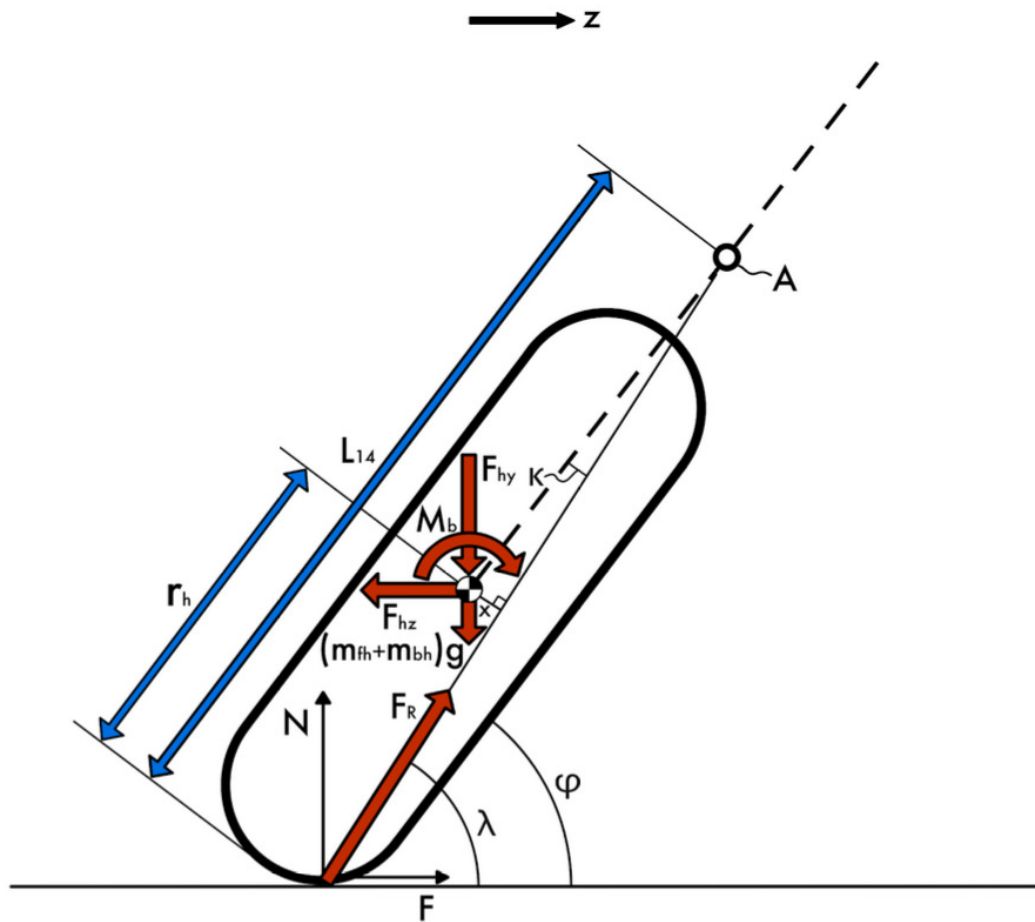
$$\Rightarrow \left(\varepsilon + \frac{\eta\gamma}{\gamma^2 - \delta^2}\right)^2 - \left(\frac{\eta\gamma}{\gamma^2 - \delta^2}\right)^2 = \frac{\delta^2 - \eta^2}{\gamma^2 - \delta^2}$$

$$\Rightarrow \varepsilon = -\frac{\eta\gamma}{\gamma^2 - \delta^2} \pm \sqrt{\left(\frac{\eta\gamma}{\gamma^2 - \delta^2}\right)^2 + \frac{\delta^2 - \eta^2}{\gamma^2 - \delta^2}} \quad (**)$$

och enligt transformationen är $\tan(\varphi) = \frac{1}{\varepsilon}$

$$\Rightarrow \varphi = \arctan\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \quad (***)$$

Hjulen



$$\lambda = \arctan\left(\frac{N}{F}\right)$$

Med (1) och (4) \Rightarrow

$$\lambda = \arctan\left(\frac{\rho g}{v^2}\right) \quad (6)$$

$$\kappa = \lambda - \varphi \quad (7)$$

$$x = (L_{14} - r_h) \sin(\kappa) \quad (8)$$

$$F_R = \sqrt{N^2 + F^2}$$

Ins av (1) och (4) \Rightarrow

$$F_R = \sqrt{(m_{tot}g)^2 + \left(\frac{m_{tot}v^2}{\rho}\right)^2} \quad (9)$$

Lagen för rörelsemängdsmomentet $\Rightarrow \sum M_{tp} = I_{tp} \dot{\omega}$ och $\dot{\omega} = 0$ för hjulen

$$\Rightarrow \sum M_{tp} = 0 \Rightarrow$$

$$M_b - F_R x = 0 \quad (10)$$

$$(6) \text{ i } (7) \Rightarrow \kappa = \arctan\left(\frac{\rho g}{v^2}\right) - \varphi$$

$$\text{ins. i } (8) \Rightarrow x = (L_{14} - r_h) \sin\left(\arctan\left(\frac{\rho g}{v^2}\right) - \varphi\right)$$

$$\text{ins. i } (10) \Rightarrow M_b = F_R (L_{14} - r_h) \sin\left(\arctan\left(\frac{\rho g}{v^2}\right) - \varphi\right)$$

$$\text{ins av } (9) \Rightarrow M_b = \sqrt{(m_{tot}g)^2 + \left(\frac{m_{tot}v^2}{\rho}\right)^2} (L_{14} - r_h) \sin\left(\arctan\left(\frac{\rho g}{v^2}\right) - \varphi\right) \quad (11)$$

Lösningsgång - Kurvtagning

$$\eta = \frac{m_{tot}v^2}{\rho} (L_{14} - r_d)$$

$$\gamma = m_{tot}g(r_d - L_{14})$$

$$\delta = -\frac{m_{tot}v^2}{\rho} r_d$$

$$(**) \Rightarrow \varepsilon = -\frac{\eta\gamma}{\gamma^2 - \delta^2} \pm \sqrt{\left(\frac{\eta\gamma}{\gamma^2 - \delta^2}\right)^2 + \frac{\delta^2 - \eta^2}{\gamma^2 - \delta^2}}$$

$$(***) \Rightarrow \varphi = \arctan\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)$$

$$(11) \Rightarrow M_b = \sqrt{(m_{tot}g)^2 + \left(\frac{m_{tot}v^2}{\rho}\right)^2} (L_{14} - r_h) \sin\left(\arctan\left(\frac{\rho g}{v^2}\right) - \varphi\right)$$

BILAGA 4 - MATLAB-KOD FÖR SAMTLIGA LASTFALL

%% Indata

% Massor [kg]

m_tot=193.3; % Totala massan av motorcykel + förare (Christian, vikt 76,9 kg)

m_r=148.8; % Ramens massa (inklusive förare och komponenter)

m_s=2.3; % Svingelns massa

m_fh=7.1; % Framhjulets massa (Däck=3,1 kg)

m_bh=25.1; % Bakhjulets massa (Navmotor+fälg=22 kg, Däck=3,1 kg)

m_g=10; % Gaffelns massa

% Längder [m]

L_1=1.41; % Hjulbasen

L_2=0.566; % Hela motorcykelns tyngdpunktsläge i horisontalled (från bakaxeln)

L_3=0.535; % Framgaffelns vertikala längd

L_4=0.205; % Det horisontella avståndet från bromsklossen fram till styrhuvudet

L_5=0.175; % Framgaffelns tyngdpunktsläge i horisontalled (från styrhuvudet)

L_6=0.4956; % Ramens tyngdpunktsläge i horisontalled (från styrhuvudet)

L_7=0.588; % Det horisontella avståndet från svingelns infästning i ramen till styrhuvudet

L_8=0.420; % Det vertikala avståndet från svingelns infästning i ramen till styrhuvudet

L_9=0.895; % Det horisontella avståndet från fjädringens infästning i ramen till styrhuvudet

L_10=0.135; % Det vertikala avståndet från fjädringens infästning i ramen till styrhuvudet

L_11=0.345; % Framgaffelns horisontella längd

L_12=0.490; % Svingelns horisontella längd

L_13=0.214; % Svingelns tyngdpunktsläge i horisontalled (från svingelns infästning i ramen)

L_14=0.65; % Hela motorcykelns tyngdpunktsläge i vertikalled (från marken)

L_15=0.1025; % Längd från centrum av bakre hjulaxel till centrum av "klykan" där motorn är infäst

L_16=0.15; % Ramens tyngdpunktsläge i vertikalled (från styrhuvudet)

L_17=0.19; % Framgaffelns tyngdpunktsläge i vertikalled (från styrhuvudet)

% Radier [m]

r_h=0.33; % Hjulens radie

r_b=0.145; % Bromsskivans medelradie (fram)

r_d=0.0435; % Däckets kontur-radie (längs den yta som är i kontakt med marken)

rho=10; % Radie på kurvan vid kurvtagning

% Vinklar [grader]

theta=68; % Vinkel på bakhjulets dämpare (fjädring) (från horisontal referens)

% Tröghetsmoment [kg*m^2]

I_fh=0.682; % Tröghetsmomentet på framhjulet

I_bh=0.825; % Tröghetsmomentet på bakhjulet

% Accelerationer (& retardationer) [m/s^2]

g=9.81; % Gravitationen

a_0_acc=0.3*g; % Maximal acceleration

a_0_ret=0.8*g; % Maximal retardation

% Hastigheter [m/s]

v=22.5/3.6; % Hastighet vid kurvtagning

% Friktionstal [Dimensionslöst]

my_v=0.8; % Antaget friktionstal vid inbromsning

%% Acceleration rak väg (Konstant acceleration a0)

F_my=l_fh*a_0_acc; % Ekv (18)

F=m_tot*a_0_acc+F_my; % Ekv (1)

M_d=(l_bh*a_0_acc)/r_h+F*r_h; % Ekv (6)

N_2=(m_tot*g*L_2+F_my*L_14-F*L_14)/L_1; % Ekv (2) i (3)

N_1=m_tot*g-N_2; % Ekv (2)

F_ny=(M_d+m_s*g*L_13)/L_12; % Ekv (8) i (9)

F_sy=F_ny-m_s*g; % Ekv (8)

F_fj=(N_1-F_ny-m_bh*g)/sind(theta); % Ekv (5)

F_nx=F-F_fj*cosd(theta)-m_bh*a_0_acc; % Ekv (4)

F_sx=F_nx-m_s*a_0_acc; % Ekv (7)

F_gx=F_sx+F_fj*cosd(theta)-m_r*a_0_acc; % Ekv (10)

F_gy=F_sy+F_fj*sind(theta)-m_r*g; % Ekv (11)

M_c=F_gx*L_16+F_sx*(L_8-L_16)-F_gy*L_6-F_sy*(L_7-L_6)-F_fj*cosd(theta)*(L_16-L_10)-F_fj*sind(theta)*(L_9-L_6); % Ekv (12)

F_fx=F_gx-m_g*a_0_acc; % Ekv (13)

F_fy=m_g*g-F_gy; % Ekv (14)

M_c2_acc=F_gx*L_17+F_gy*L_5+F_fx*(L_3-L_17)-F_fy*(L_11-L_5); % Ekv (15) % Kontroll av Momentet i punkt C

disp('Acceleration rak väg (Konstant acceleration a0)');

disp(['Fnx = ',num2str(F_nx),' N']);

disp(['Fny = ',num2str(F_ny),' N']);

disp(['Ffj = ',num2str(F_fj),' N']);

disp(['Fsx = ',num2str(F_sx),' N']);

disp(['Fsy = ',num2str(F_sy),' N']);

disp(['Fgx = ',num2str(F_gx),' N']);

disp(['Fgy = ',num2str(F_gy),' N']);

disp(['Ffx = ',num2str(F_fx),' N']);

disp(['Ffy = ',num2str(F_fy),' N']);

disp(['Mc = ',num2str(M_c),' Nm']);

```
disp(['Md = ',num2str(M_d),' Nm']);
```

```
%% Inbromsning (konstant retardation a_0_ret) (Båda hjulen)
```

```
N_2=((my_v*L_14+L_2)*m_tot*g)/L_1; % Ekv (1) o (2) i (5) ins i (4)
```

```
N_1=m_tot*g-N_2; % Ekv (4)
```

```
F_1=my_v*N_1; % Ekv (1)
```

```
F_2=my_v*N_2; % Ekv (2)
```

```
F_b=(F_2*r_h+(l_fh*a_0_ret)/r_h)/r_b; % Ekv (8)
```

```
F_fx=F_2-m_fh*a_0_ret; % Ekv (6)
```

```
F_fy=N_2-m_fh*g-F_b; % Ekv (7)
```

```
F_gx=F_fx-m_g*a_0_ret; % Ekv (9)
```

```
F_gy=m_g*g-F_fy-F_b; % Ekv (10)
```

```
M_c=F_fx*(L_3-L_17)+F_gx*L_17+F_gy*L_5-F_fy*(L_11-L_5)-F_b*(L_4-L_5); % Ekv (11)
```

```
F_fj=(F_gx*L_8-F_gy*L_7-M_c-m_r*a_0_ret*(L_8-L_16)-m_r*g*(L_7-L_6))/  
(sind(theta)*(L_9-L_7)+cosd(theta)*(L_8-L_10)); % Ekv (12) o (13) i (14)
```

```
F_sx=F_gx-m_r*a_0_ret-F_fj*cosd(theta); % Ekv (12)
```

```
F_sy=m_r*g+F_gy-F_fj*sind(theta); % Ekv (13)
```

```
M_c2_ret=F_gx*L_17+F_gy*L_5+F_fx*(L_3-L_17)-F_fy*(L_11-L_5)-F_b*(L_4-L_5); % Ekv  
(11) % Kontroll av Momentet i punkt C
```

```
disp('Inbromsning med båda hjulen (Konstant retardation a0)');
```

```
disp(['Ffj = ',num2str(F_fj),' N']);
```

```
disp(['Fsx = ',num2str(F_sx),' N']);
```

```
disp(['Fsy = ',num2str(F_sy),' N']);
```

```
disp(['Fgx = ',num2str(F_gx),' N']);
```

```
disp(['Fgy = ',num2str(F_gy),' N']);
```

```
disp(['Ffx = ',num2str(F_fx),' N']);
```

```
disp(['Ffy = ',num2str(F_fy),' N']);
```

```
disp(['Fb = ',num2str(F_b),' N']);
```

```
disp(['Mc = ',num2str(M_c),' Nm']);
```

```
%% Kurvtagning
```

```
gamma=m_tot*g*(r_d-L_14);
```

```
eta=(m_tot*v^2*(L_14-r_d))/rho;
```

```
delta=-(m_tot*v^2*r_d)/rho;
```

```
epsilon=-(eta*gamma)/(gamma^2-delta^2)+sqrt(((eta*gamma)/(gamma^2-  
delta^2))^2+(delta^2-eta^2)/(gamma^2-delta^2));
```

```
fi=atan(1/epsilon);
```

```
M_b=sqrt((m_tot*g)^2+((m_tot*v^2)/rho)^2*(L_14-r_h)*sin(atan((rho*g)/v^2)-fi));
```

```
disp('Kurvtagning');
```

```
disp(['Mb = ',num2str(M_b),' Nm']);
```