



Universitetet
i Stavanger

ØRJAN MANNSVERK & STEVEN HØILAND

VEILEDER: OVE KJETIL MIKKELSEN

Design av hjuloppheng geometri til Formula Student bil

Bacheloroppgave 2024

Maskiningeniør

Institutt for maskin, bygg og materialteknologi (IMBM)

Det teknisk-naturvitenskapelige fakultet (TN)



Forord

Denne oppgaven ble skrevet for studentorganisasjonen ION Racing ved Universitetet i Stavanger. Håpet er å kunne veilede fremtidige medlemmer gjennom prosessen av å designe et hjuloppheng, samtidig som vi kan gi dem et grunnlag for videreutvikling av bilen.

Vi vil først takke vår veileder Ove Mikkelsen for god veiledning under arbeidet med denne oppgaven. Vi vil også takke alle medlemmer og ledere ved ION Racing for god støtte og for å ha skapt et godt miljø hvor vi kan utvikle oss som både personer og ingeniører. Vi vil også derfor takke Universitetet i Stavanger for å støtte slike studentorganisasjoner. Uten dem hadde ikke slike prosjekter vært mulig. Vi takker også til alle våre medstudenter som har bidratt til både et godt sosialt miljø og et bra læringsmiljø.

Videre vil vi takke alle sponsorer for å bidra til at ION Racing utvikler seg som en organisasjon.

Spesielt takk til Windtec som har bistått ekstra til denne oppgaven gjennom utdeling av datablad, og for å ha støttet oss i flere år ved å produsere karbonfiber rør for oss til hjuloppheng.



Vi vil også takke Einar Kjeka, Tomas Martin Alvestad og Mathias Alten for god kommunikasjon under skriveprosessen til hver av våre separate bacheloroppgaver, og takke Einar og Tomas for deres arbeid som maskin- og produksjonsleder for årets sesong.



Til slutt vil vi også takke leseren, som har valgt å lese denne oppgaven. Vi håper denne oppgaven har gitt en innsikt i hjulopphengsutvikling, og at den kan bidra til å hjelpe ION Racing nå nye høyder.

Innhold

Forord.....	2
Innhold	3
1 Sammendrag.....	7
2 Innledning.....	8
2.1 Bakgrunn for oppgaven.....	8
2.2 Oppgavens mål.....	8
2.3 Begrensninger til arbeidet.....	9
2.4 Om ION Racing.....	10
3 Litteraturstudie	11
3.1 Optimalisering av løpsbilers ytelse ved hjelp av hjuloppheng design.....	11
3.2 Bilens massesenter posisjon	11
3.3 Lastoverføring under kjøring.....	13
3.3.1 Statisk last i hvert hjul	14
3.3.2 Akselerasjon og resulterende langsgående lastoverføring.....	17
3.3.3 Lastoverføring under bremsing	19
3.3.4 Lastoverføring under sving.....	20
3.4 Analyse av krefter i hjuloppheng.....	23
3.4.1 Dynamisk lastfaktor under kjøring.....	23
3.4.2 Beregning av maksimal last som virker på triangelarmene.....	23
3.4.3 Beregning av krefter som virker på triangelarmene	26
3.5 Elementmetoden.....	30
3.6 Von Mises hypotesen.....	33
3.7 Cambervinkel	33
3.8 Hjulopphengskinematikk.....	35
3.9 Rullesenter.....	37
3.10 Dobbel triangelarm hjuloppheng.....	38
3.11 <i>Jacking</i>	41
3.12 Anti-rulling	42

3.13	<i>Caster</i> vinkel og <i>caster</i> lengde	42
3.14	<i>King pin</i> vinkel	43
3.15	Ackermann styring	44
3.16	Slippvinkel.....	46
3.17	Spissingsvinkel.....	47
3.18	Over- og understyring.....	48
3.19	Dempesystemer	48
3.19.1	<i>Push-rod</i> demping	49
3.19.2	<i>Pull-rod</i> demping.....	49
3.19.3	Direkte demping	50
3.20	Tvinnet karbonfiber rør	51
3.21	Friksjonskoeffisienten	51
3.22	Programvarer	51
3.22.1	Microsoft Excel	51
3.22.2	<i>OptimumKinematics</i>	52
3.22.3	<i>Autodesk Inventor</i>	52
3.22.4	<i>Ansys Mechanical ADPL</i>	52
3.23	Aluminiumslegeringer	53
3.24	Lineær interpolasjon.....	53
4	Generering og valg av hjuloppheng konsept	54
4.1	Identifisering av behov til hjulopphenget.....	54
4.1.1	Behov for ønsket håndtering	54
4.1.2	Tekniske behov for regelverk og eksterne motorer	54
4.2	Rangering av behov.....	57
4.3	Definering av målspesifikasjoner	58
4.4	Dekomponering av problemer	59
4.5	Konseptgenerering ved hjelp av konsept kombinasjonstabell.....	60
4.6	Valg av konsept.....	65
4.7	Utredning og valg av front <i>push-rod</i> system	68

5	Analyse og utvikling av hjulopphengets kinematikk	72
6	Beregning av krefter i hjulopphenget og modellering av deler	74
	6.1 Beregning av massesenter	74
	6.2 Beregning av statiske krefter	74
	6.3 Påvirkning av aerodynamikk og bakkegrep	75
	6.4 Beregning av lastoverføring under kjøring	76
	6.5 Beregning av maksimale krefter i hvert system	81
	6.6 Beregning av krefter som virker på triangelarmer	83
	6.7 Elementmetode analyse av hjuloppheng	85
	6.8 Modellering av deler i Autodesk Inventor	90
7	Resultat	91
	7.1 Resultater fra kinematikk analyse	91
	7.2 Resultat fra beregning av krefter	93
	7.3 Resultater fra elementmetoder analyse	93
8	Diskusjon	104
9	Konklusjon	108
A	Vedlegg	112
	A1 Data Sheet – EN AW 6082 – Rods and bars	112
	A2 Data Sheet – EN AW 7075 – Rods and bars	113
	A3 Konsepter	114
	A4 Konsept <i>screening</i> valgmatrise	117
	A5 Konsept <i>scoring</i> matrise for hjuloppheng konseptene bak på bilen	119
	A6 Massesenter kalkulator	120
	A7 UF3369 TCR Resin System – Technical Data Sheet	122
	A8 Hjuloppheng koordinater fra OptimumKinematics	125
	A9 Fullstendig tabell over rullesenterbevegelse	127
	A10 Aksialkrefter i fremre og bakre Hjuloppheng etter simulering i Ansys Mechanical APDL	128
	A11 Skjærekrefter og bøyemoment i Fremre hjuloppheng under hard bremsing	129
	A12 Forstudierapport	131

A13 <i>Bill of materials</i> fremre hjuloppheng per side	136
A14 <i>Bill of materials</i> bakre hjuloppheng per side.....	138
A15 Arbeidstegninger.....	140

1 Sammendrag

ION Racing er i stor utvikling og bilen har de siste årene hatt store endringer. ION Racing har hatt overgang fra karbonfiber monocoque til stålramme og implementert aerodynamiske komponenter for å øke marktrykket under kjøring. Dette har resultert i at det nåværende hjulopphenget er utdatert. Samtidig planlegger ION Racing en overgang til fire-hjuls framdrift med ekstern motor og girkasse i hvert hjul. Dette er en omfattende oppgave som krever gjennomgang av flere systemer.

I denne bacheloroppgaven skal det utvikles et hjuloppheng som er oppdatert til stålramme og tilrettelagt for bruk av eksterne motorer. Denne oppgaven skrives i samarbeid med to andre oppgaver, en oppgave skriver om design av motor og girkasse til hjulene, og den andre skriver om design av ny spindel som kan holde disse motorene. Alle oppgavene skrives separat, men tar utgangspunkt i beregninger og dimensjoner funnet i de ulike oppgavene.

ION Racing konkurrerer i Formula Student, som er en ingeniørkonkurranse på tvers av universiteter og land. ION Racing er med på UK delen av konkurransen, som tar sted på Silverstone i England. Konkurransen stiller med et spesifikt sett av regler om hvilke designparametere bilen må forholde seg til for å bli godkjent for å delta i denne konkurransen. Dette inkluderer krav til sikkerhet og rettferdig konkurranse.

I denne oppgaven skal vi benytte metodikk fra *Product Design and Development* om innsamling av rådata, identifisering av behov, problem dekomponering, konseptutvikling og konseptvalg for hjulopphenget og tilhørende dempesystem. For optimalisering og utvikling av hjulopphengets geometri og kinematikk skal simuleringsprogrammet *OptimumKinematics* benyttes sammen med litteratur fra *Race Car Design* om hvordan å oppnå ønskelige egenskaper fra hjulopphenget. Det skal også gjøres fullstendig styrkeanalyse av alle komponenter med bruk av FEM i Ansys Mechanical APDL og Autodesk Inventor. Autodesk Inventor skal også benyttes for å 3D modellering og sammenstilling av hjulopphenget.

Fra arbeidet i denne bacheloroppgaven ble det utviklet dobbelt triangelarmt hjuloppheng med et *push-rod* dempesystem både fremme og bak. Fra konseptutviklingen ble det bestemt at hjulopphenget skulle ha konvergerende armer med ulik lengde, dette viste seg å være kritisk for å oppnå stabilitet i bilen og for å optimalisere balansen mellom grep i svinger versus på strekker. Ulik lengde på armene reduserer bevegelse av rullecenteret og konvergerende armer forhindrer uønskede hjulvinkling under sving.

Det største problemet med å introdusere motorer i hjulet var svingradiusen, dette problemet kan bli løst med ny styresnekke eller økt rotasjon av rattet. Selv om motorene bød på problemer for svingradiusen klarte vi å oppnå en svinradius under kravet satt. Det nye hjulopphenget har også gode bevegelsesforhold i dempesystemet, noe som gjorde at hjulopphenget ble stivere. Dette er veldig positivt da stivhetene var en av de svake punktene med det eldre hjulopphenget.

2 Innledning

2.1 Bakgrunn for oppgaven

I 2019 gikk ION Racing fra selvbærende karosseri, også kalt monocoque, til stålramme. I 2022 returnerte ION Racing til Silverstone etter Covid-19. Dette året ble ION Racing etablert som et topplag etter å være eneste elektriske bil til å fullføre *Trackdrive* (utholdenhetsløpet) og vant også prisen *Most Efficient Car 2022*. ION Racing har fortsatt satsingen og har nå utviklet Aeropakke med frontvinge, bakvinge og *diffuser* til 2023 bilen, og planlegger å nå nye høyder med å utvikle fire-hjuls framdrift med eksterne motorer i hvert hjul. Dette gjøres for å forbedre akselerasjon og kontroll, samt for å kunne implementere *Torque vectoring*. Dette vil gjøre at ION Racing vil kunne konkurrere med de beste lagene i Europa samtidig som det vil sikre at laget fortsetter å utvikle seg inn i framtiden.

Endringene som er gjort sammen med ønsket om fire-hjuls framdrift har resultert i at hjulopphenget er utdatert da det nå er utsatt for høyere krefter med marktrykket fra Aeropakken, samt at stabilitet og håndtering har endret seg når geometrien har blitt tilpasset for å passe stålrammen. Målet med denne oppgaven er å utvikle ett hjuloppheng som gir ønsket stabilitet og håndtering, er stiv nok for å optimalisere aeropakken samtidig som det svarer til volumbegrensningene som tilhører de eksterne motorene.

2.2 Oppgavens mål

Hjulopphenget er en sentral del av alle biler, og et godt design av dette systemet kan ofte utgjøre forskjellen mellom en konkurransedyktig og en ukjørbar bil. Det er derfor viktig å designe en geometri som både oppfyller kravene for kjøreegenskaper for å maksimere ytelsen, men også er simpel nok til at den kan produseres. Ved å velge en god geometri kan en også minimere mengden krefter som går gjennom systemet, som igjen kan være med på å redusere vekten på delene.

Ved større endringer på racing biler blir det nødvendig å totalt re-designe hjulopphenget, da maksimal ytelse oppstår når hjulopphenget er skreddersydd for den spesifikke bilen. Det at ION Racing benytter stålramme introduserer nye problemstillinger for design av dempesystem.

Opgavens formål vil bli å designe geometri til ett nytt hjuloppheng som passer med eksterne motorer, samt finne en god løsning på hvordan geometrien kan integreres med demper montert til en stålramme. Dette innebærer å vurdere ulike eksisterende løsninger for dempesystem, for så å tilpasse den til stålrammen. Samtidig legger vi opp designet slik at krengestag kan benyttes.

I forhold til geometri designet, finnes det en rekke karakteristikkene som en må ta høyde for. Dette er blant annet statisk bevegelse, hump og tilbake støt, rulling, *dive* og *squat*. For å optimalisere disse karakteristikkene er det mange designvalg som må tas og kompromisser må bli gjort avhengig av hva målet er. Når design er valgt vil vi 3D-modellere alle komponenter og sikre ett trygt hjuloppheng med å gjennomføre fullstendig elementanalyse av alle komponenter i hjuloppheng med *Ansys Mechanical APDL* og *Autodesk Inventor*.

2.3 Begrensninger til arbeidet

Denne oppgaven fokuserer på design av hjuloppheng og dempesystem oppfulgt av optimalisering av valgt geometri. Grunnet arbeidsmengde har vi valgt å ekskludere følgende temaer fra oppgaven.

Det vil ikke designes fjærer eller dempere da vi benytter utstyr fra ION Racings inventar. I tillegg er kalkulasjonene om best konfigurasjon av demper og fjær svært omfattende.

Vi har også valgt å ekskludere design av spindel. Design av dette er en krevende oppgave, i tillegg til at det skrives en annen bacheloroppgave om dette temaet parallelt med denne oppgaven.

Monteringspunktene mellom spindelen og triangelarmene er blitt definert felles slik at kinematikken påvirkes minimalt, og at det vil passe med spindel designet.

Design av krengestag er også blitt ekskludert på grunn arbeidsmengde og tidsbegrensninger. Den er også avhengig av konfigurasjonen av fjær og demper. Det ville derfor ikke vært hensiktsmessig å designe denne uten å vite fjær og demper løsningen. Det blir derimot tilrettelagt for at krengestag kan implementeres.

Hjuldata er også blitt ekskludert fra oppgaven. Dette gjøres på grunn av flere årsaker. Først, er samling av hjuldata økonomisk krevende, spesielt om en skal gjøre dette på en grundig metode. Det er også svært tidkrevende, og mange usikkerheter som oppstår fordi det er flere parametere som kan påvirke et hjuls grep. Disse må elimineres for å få et riktig bilde på hvordan dekkene påvirker grep. Dette har også allerede blitt utredet i en tidligere oppgave skrevet for ION Racing.

Lagre, bolter og lim er også blitt ekskludert i denne oppgaven. Dette er blitt gjort på grunn av tidsbegrensningen til oppgaven. Det ville også tatt fokus vekk fra målet med oppgaven, som var å finne en passende geometri. Det antas derfor at komponentene som er brukt på årets bil vil være passende for hjuloppheng når en ser på kreftene som vil virke i systemet. For å bevise om limen holder måtte også fysisk testing blitt gjennomført.

Valg av tykkelse på karbonfiberrør er også ikke tatt med i oppgaven. Kreftene som vil virke på karbonfiberrørene vil bli identifisert ved FEA. En vil da kunne velge tykkelse basert på disse kreftene enten ved dialog med produsent eller ved å gjennomføre fysiske tester. Dette er blitt ekskludert på

grunnlag av tidsbegrensninger. Tykkelsen på rørene ville også, innenfor realistiske mål, hatt minimalt med effekt på resten av designet, og er derfor ikke kritisk for å oppnå målet med oppgaven.

2.4 Om ION Racing

ION racing er en student organisasjon på Universitetet i Stavanger som hvert år bygger en racerbil i klassen Formula Student. Klassen består av flere arrangerte konkurranser i året, hvor hver konkurranse holdes på ulike baner over hele verden. Samlet sett gjør dette Formula Student til Europas største ingeniørkonkurranse. Sammen med bilen reiser ION Racing hvert år til Silverstone Circuit, en bane gjort kjent fra Formel 1, i England for å konkurrere i FSUK.

Konkurransen deles inn i to deler, statiske og dynamiske øvelser. De statiske øvelsene fokuserer på designvalg og selve ingeniørarbeidet som er blitt lagt inn under design- og produksjonsperioden. De dynamiske øvelsene er delt inn i fire konkurranser hvor bilen kjører, *skidpad*, akselerasjon, utholdenhetskjøring og spurt. Her får lagene poeng basert på bilens opptreden under øvelsene.

For å oppnå best mulig resultat og læringsutbytte for medlemmene, deles organisasjonens 40 medlemmer opp i flere grupper som har ansvaret for hver sin del av bilen. Disse gruppene er styret, maskin, elektro, data og administrasjon.

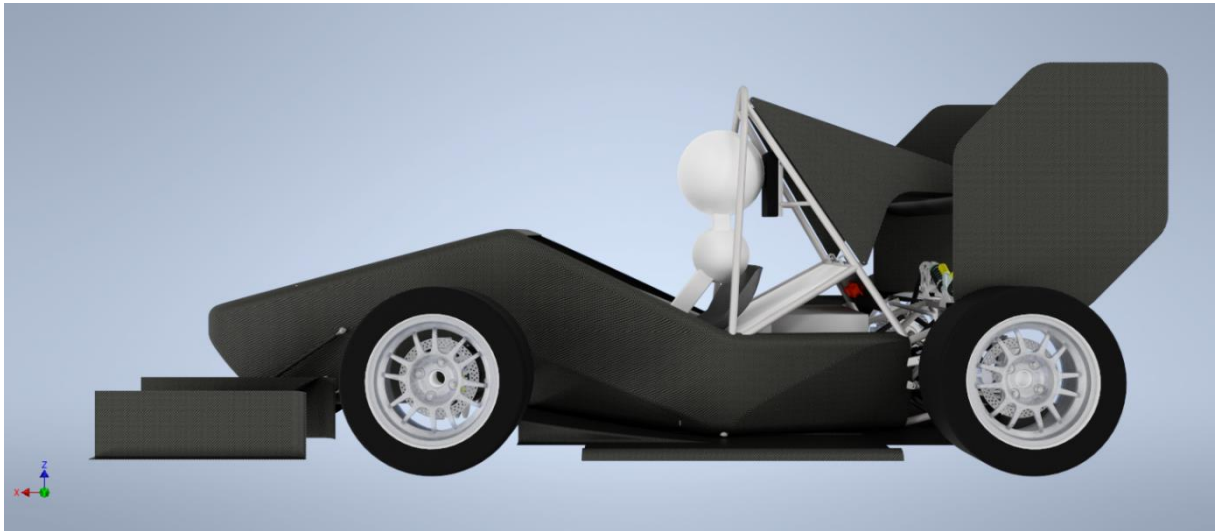
Styret er ansvarlige for å lede organisasjonen gjennom sesongen, og at arbeidet følger tidsplanen. Administrasjonen organiserer sosiale hendelser og bygger forhold til eksisterende og mulige sponsorer. Maskin er ansvarlige for alt det mekaniske på bilen. Elektro er ansvarlige for det elektriske systemet på bilen. Data sørger for at alle IT-systemer hos ION Racing fungerer slik det skal, i tillegg til å holde nettsiden oppdatert.

Gruppene deles videre inn i mindre grupper som har ansvaret for spesifikke deler på bilen. For maskin er disse gruppene hjuloppheng, ramme, drivverk, karosseri, ergonomi, styring, bremses og pedaler, elektromekanisk, og kjølesystem.

Elektrogruppen deles inn etter systemene deres. Dette innebærer innebygde systemer, elektrisk kontrollenhet, motorkontrollenhet, dashbord, lavspenning og høyspenning.

3 Litteraturstudie

3.1 Optimalisering av løpsbilers ytelse ved hjelp av hjuloppheng design



Figur 3.1.1: 3D modell av ION Racings 2024 bil, «Saga», sett fra siden.

Kort sagt er løpsbilers ytelse hvor fort den kan gjennomføre en runde på banen. Rundetiden til en bil avhenger av akselerasjon og toppfart på strekker og i svinger. De viktigste elementene for å forbedre toppfarten og akselerasjon er motorkraft, vekt, luftmotstand og grep.

For å maksimere grep, designes hjuloppheng på biler slik at den alltid vil jobbe mot å maksimere mengden grep mellom bakken og hjulet. Dette oppnås ved at hjulet til enhver tid «presses» mot bakken, uavhengig om hjulet møter på ujevnheter i bakken [1, s. 3].

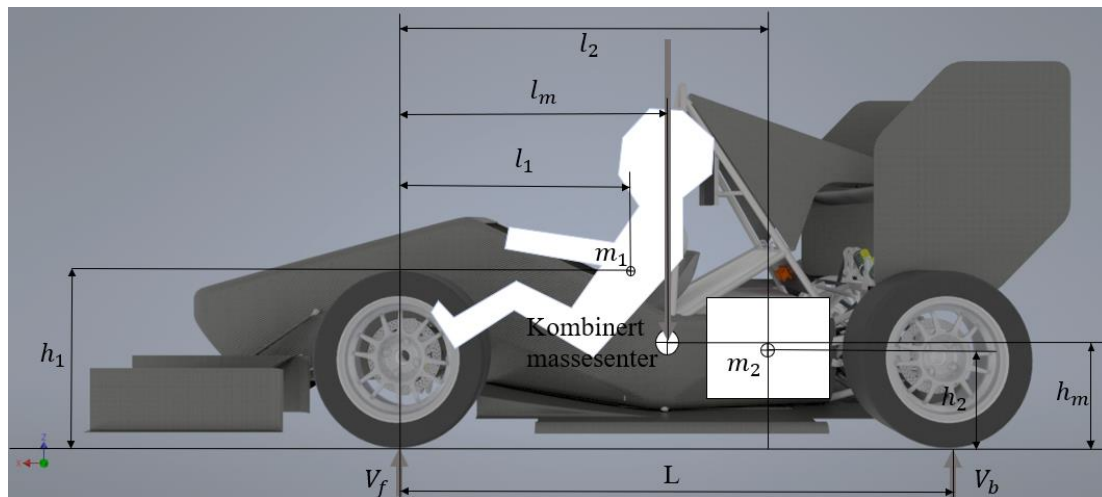
For å videre øke bilens ytelse, kan firehjuls fremdrift introduseres. Dette vil kunne øke mengden grep, spesielt for akselerasjon hvor motorkraften fordeles på alle hjulene i motsetning til bare to. I tillegg åpner det muligheten for introduksjon av nye elektriske systemer som «launch-control» og «torque vectoring» som kan begrense motorkraften for å bevare grepet i hvert hjul.

3.2 Bilens massesenter posisjon

Posisjonen til massesenteret er en kritisk parameter å ha kontroll på da det har stor påvirkning på bilens håndtering ved kjøring. Posisjonen er også viktig fordi den benyttes til beregning av en rekke andre parametere, slik som lastoverføring, mengde *anti-dive/-squat* og til styrkeberegninger, derfor er det kritisk å ha så presis som mulig posisjon på massesenteret [1, s. 4].

Massesenteret til bilen kan forklares som midtpunktet til all masse bilen består av. Det betyr at dersom bilen hadde blitt festet til et tau i dette punktet og hengt i løse luften, ville bilen hengt i likevektsposisjon. Dette betyr at ingen rotasjon ville oppstått på grunn av bilens egen vektfordeling, og bilen ville derfor ikke ha rotert mot en side. Kalkulasjoner som omgår bilens egenvekt kan derfor approksimeres til at summen av alle bilens komponents vekt vil virke i massesenteret [2, s. 29].

For å finne massesenteret må en først ta for seg hver komponents eget massesenter og vekt [1, s. 4-5]. Dette kan bli sett i figur 3.2.1 under, hvor massesenteret for føreren, batteriet og bilens totale massesenter er definert. Når en har definert hver komponents massesentre, kan vi beregne bilens kombinerte massesenter. Dette kan gjøres ved bruk av formel (1-3). En bil kan bestå av mange tusen komponenter dermed er det viktig å starte med de tyngste komponentene, og deretter fylle på etter beste evne.



Figur 3.2.1: Eksempler på komponents massesentre og bilens totale massesenter. Høyden fra bakken og distansen fra front aksel til massesentrene er oppgitt som h_n og l_n , hvor n er nummeret på massekomponenten. V noterer vekten som virker på hjulene fra bakken.

Komponentenes individuelle masser summeres til bilen og førerens totale masse, denne kalles kombinert masse [1, s. 5]:

$$m_k = \sum (m_1 + m_2 + \dots + m_n) \quad (1)$$

~ m_k = Kombinert masse, kg

~ m_1 til m_n = massen til komponentene

Posisjonen kan deretter finnes ved [1, s. 5]:

$$l_m = \frac{\sum(m_1 \cdot l_1 + m_2 \cdot l_2 + \dots + m_n \cdot l_n)}{m_k} \quad (2)$$

$$h_m = \frac{\sum(m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2 + \dots + m_n \cdot h_n)}{m_k} \quad (3)$$

~ l_m = lengde hjulaksel til kombinert massesenter på X – akse, mm

~ h_m = høyden til kombinert massesenter fra bakkeplanet, mm

Posisjonen til massesenteret ligger i rommet, hvor x-aksen går fremover langs bilen, y-aksen går på tvers av bilen mot venstre side gjennom front aksel, og z-aksen peker oppover. Origo defineres som på midten av bilen i samme plan som front aksel, og på bakkeplanet. Koordinatsystemet er vilkårlig valgt, og velges slik da det vil simplifisere kalkulasjoner, samtidig som det er standarden for design av hjuloppheng.

Det er ønskelig med et lavt massesenter da det vil redusere momentet som vil virke på bilen når den er i dynamisk bevegelse [2, s. 29]. Hvor langt frem på bilen massesenteret er påvirker også om bilen blir baktung, fremtung eller balansert som kan gi bedre grep til de forskjellige framdriftene [1, s. 10].

3.3 Lastoverføring under kjøring

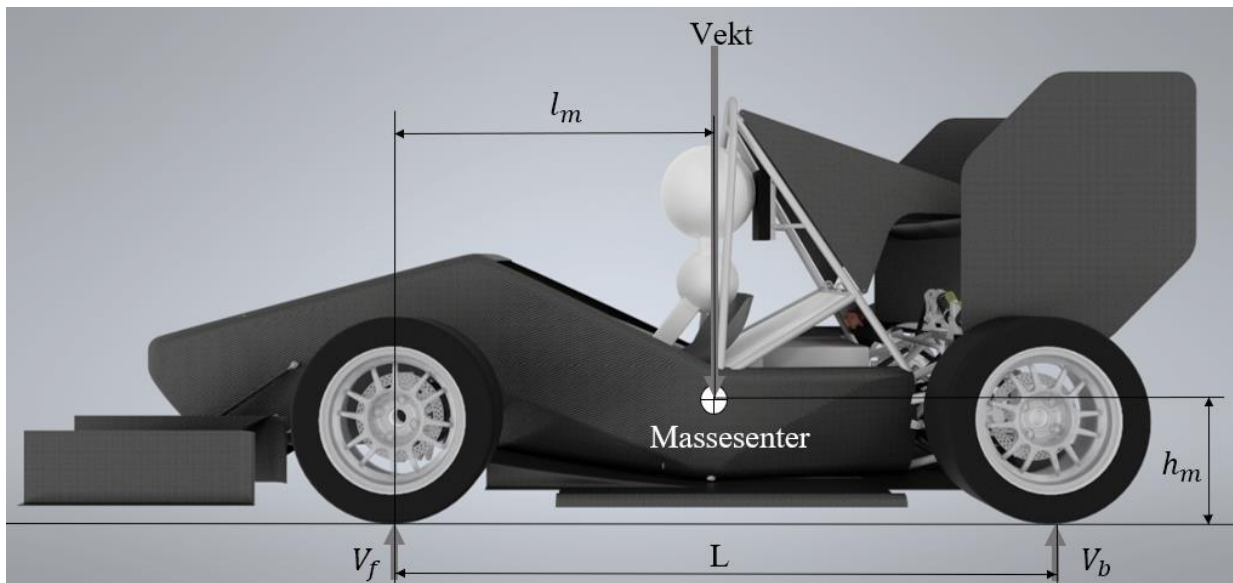
Bilens totale vekt vil være med på å dra bilen ned mot veien, som vil motstås av demperne. Dette virker gjennom hjulene, som vil da oppleve en last forårsaket av bilens vekt.

Under kjøring vil bilen oppleve det som kalles lastoverføring. Dette er følelsen av at lastfordelingen mellom hjulene i bilen endres når bilen akselerer, bremses eller svinger. Hver kjøresituasjon vil påvirke lastfordelingen forskjellig, og det er derfor viktig å ta hensyn til dette når en beregner de maksimale kreftene som vil virke på hjuloppheng. For eksempel, under akselerasjon vil det oppleves at det vil virke mindre krefter på de fremre hjulene og mer krefter på hjulene bak. Det har da oppstått en lastoverføring hvor lasten har flyttet seg fra framhjulene til bakhjulene [2, s. 32].

Det er derimot viktig å notere seg at bilens samlede vekt vil alltid være konstant, uavhengig av lastoverføringen. Dette betyr i praksis at størrelsen på lasten som forflyttes bort fra et hjul vil være lik størrelsen på lastendringen i hjulet som mottar denne lasten [2, s. 31].

For å forstå hvorfor dette fenomenet oppstår, må vi først ta for oss kreftene som vil virke mellom hjulene og bakken. Enhver bevegelse bilen gjør, oppstår som resultat av friksjonen mellom bakken og hjulet. Denne friksjonskraften vil danne et moment om massesenteret til bilen. Siden kraft og moment alltid er i balanse, vil vekten som virker på hjulene fordeles for å motstå momentet. Vekten vil da forflyttes til dekkene som er best egnet til å motstå momentet, slik at likevekt i momentet om massesenteret gjenoprettes. Dette vil forklares dypere for hver enkelt kjøresituasjon [2, s. 31].

3.3.1 Statisk last i hvert hjul



Figur 3.3.1: Kraftene som virker på bilen under statisk bevegelse.

Statisk last handler om vekten som virker på hvert hjul når bilen er i statisk bevegelse, for eksempel når den kjører med konstant fart fremover eller står stille. For å beregne vekten til bilen og lasten på hvert hjul benytter vi formel (4) som er formelen for kraft fra Newtons andre lov [1, s. 6]:

$$F = m \cdot a \quad (4)$$

~ $F = \text{kraft, } N$

~ $m = \text{Masse, } kg$

~ $a = \text{akselerasjon, } \frac{m}{s^2}$

For beregninger av vekten til bilen benyttes gravitasjonsakselerasjon, $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$ [3].

Lasten på hvert hjul kan finnes ved summen av moment om en av hjulakslingene [1, s. 7-8]. Moment har følgende formel [4, s. 122]:

$$M = F \cdot L \quad (5)$$

~ $M = \text{Moment, Nm}$

~ $F = \text{Kraft, N}$

~ $L = \text{Momentarm, avstand rotasjonsakse til } 90^\circ \text{ på kraften, } F$

Moment om front hjulaksel med positiv rotasjon mot klokken gir [1, s. 8]:

$$\sum M_f = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_f = V \cdot l_m - V_b \cdot L \quad (7)$$

$$V_b = V \cdot \frac{l_m}{L} \quad (8)$$

~ $M_f = \text{Moment front, Nm}$

~ $V = \text{Bilens vekt, N}$

~ $V_b = \text{Last bakhjul, N}$

~ $l_m = \text{Avstand til bilens massesenter, mm (millieter benyttes ofte til design)}$

~ $L = \text{Akselavstand, lengde mellom hjulakse, mm}$

Summen av krefter gir da [1, s. 8]:

$$\sum F_z = 0 \quad (9)$$

$$\sum F_z = V_f + V_b - V \quad (10)$$

$$V_f = V - V_b \quad (11)$$

~ $F_z =$ Krefter i (z – retning), N

~ $V_f =$ Last fronthjul

Lastprosent kan finnes ved [1, s. 8]:

$$\%_{front} = \frac{V_f}{V} \cdot 100\% \quad (12)$$

$$\%_{bak} = \frac{V_b}{V} \cdot 100\% \quad (13)$$

Dersom bilen har aerodynamiske elementer, vil lasten på hvert hjul øke (kjøring på strekke). Lasten kan da beregnes med:

$$V_{fh} = V_{fv} = \frac{V_f + V_{f,aero}}{2} \quad (14)$$

~ $V_{fh} =$ Last på høyre fremre hjul, N

~ $V_{fv} =$ Last på venstre fremre hjul, N

~ $V_f =$ Total last på fremre hjul, N

~ $V_{f,aero} =$ Last fra aerodynamiske elementer på fremre hjul, N

$$V_{bh} = V_{bv} = \frac{V_b + V_{b,aero}}{2} \quad (15)$$

~ $V_{bh} =$ Last på høyre bakre hjul, N

~ $V_{bv} =$ Last på venstre bakre hjul, N

~ $V_b =$ Total last på bakre hjul, N

~ $V_{b,aero} =$ Last fra aerodynamiske elementer på bakre hjul, N

3.3.2 Akselerasjon og resulterende langsgående lastoverføring

Når bilen akselererer, vil bilen oppleve en lastoverføring mot bakhjulene. Lastoverføringen fører til at demperne foran vil komprimeres mindre enn demperne bak. Dette fenomenet kalles *squat* og kan beskrives med at bilen blir lavere bak enn foran.

Analyse av lastoverføringen starter med å se på Newtons andre lov beskrevet av formel (4) hvor bilen har en konstant vekt m i kg og akselerasjon a i $\frac{m}{s^2}$. Kraftene som akselererer bilen framover, kommer av friksjonskraften mellom dekkene og bakken. Disse kreftene presser på bilen og rammen slik at den akselereres framover [1, s. 10]. Da situasjonen er en dynamisk bevegelse hvor $a \neq 0$, kan vi ta i bruk D'Alemberts prinsipp. Den sier at enhver dynamisk situasjon kan gjøres om til en statisk situasjon ved å legge til fiktive krefter som vil virke mot å motstå de dynamiske kreftene [5]. Situasjonen vil da se ut som i figur 3.3.2.

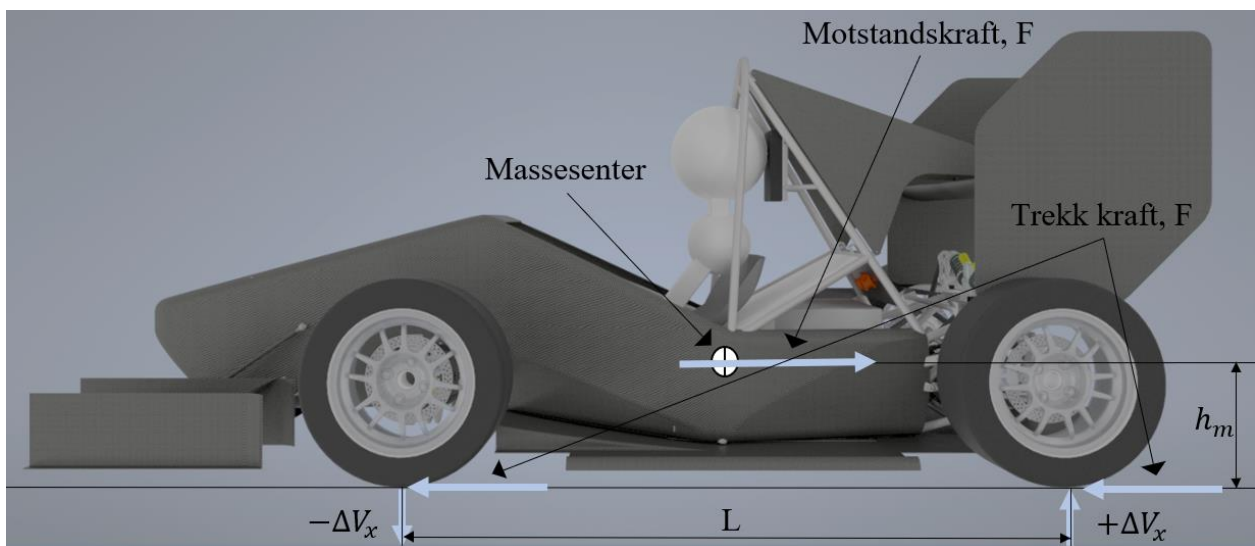


Fig. 3.3.2: Kraftene som virker under akselerasjon.

For å finne akselerasjonen, må vi først beregne den maksimale akselerasjonskraften av motorene. Denne kan finnes med:

$$F_{motor,total} = \frac{4 * \tau_{motor}}{r} \quad (16)$$

- ~ $F_{motor,total}$ = Totale akselerasjonskraften fra motorene, N
- ~ τ_{motor} = Momentet dannet av motoren i ett hjul, Nm
- ~ r = Effektiv radius på dekket, m

Endringen i last kan finnes ved å beregne på summen av moment rundt kontaktflaten til fronthjulene [1, s. 11]:

$$F \cdot h_m - \Delta V_{x,aks} \cdot L = 0 \quad (17)$$

$$\Delta V_{x,aks} = \pm \frac{F h_m}{L} \quad (18)$$

~ $\Delta V_{x,aks}$ = Lastoverføring i langsgående retning, N

~ F = Akselerasjonskraft, N

~ h_m = Massesenterets høyde, m

~ L = Bilens hjulbase, m

Lasten på hvert hjul foran kan da gis ved:

$$V_{f,h,aks} = V_{f,v,aks} = \frac{V_f - \Delta V_{x,aks}}{2} \quad (19)$$

~ $V_{f,h,aks}$ = Maksimal last under akselerasjon på fremre høyre hjul, N

~ $V_{f,v,aks}$ = Maksimal last under akselerasjon på fremre venstre hjul, N

~ V_f = Statisk last foran, N

Og for lasten bak:

$$V_{b,h,aks} = V_{b,v,aks} = \frac{V_b + \Delta V_{x,aks}}{2} \quad (20)$$

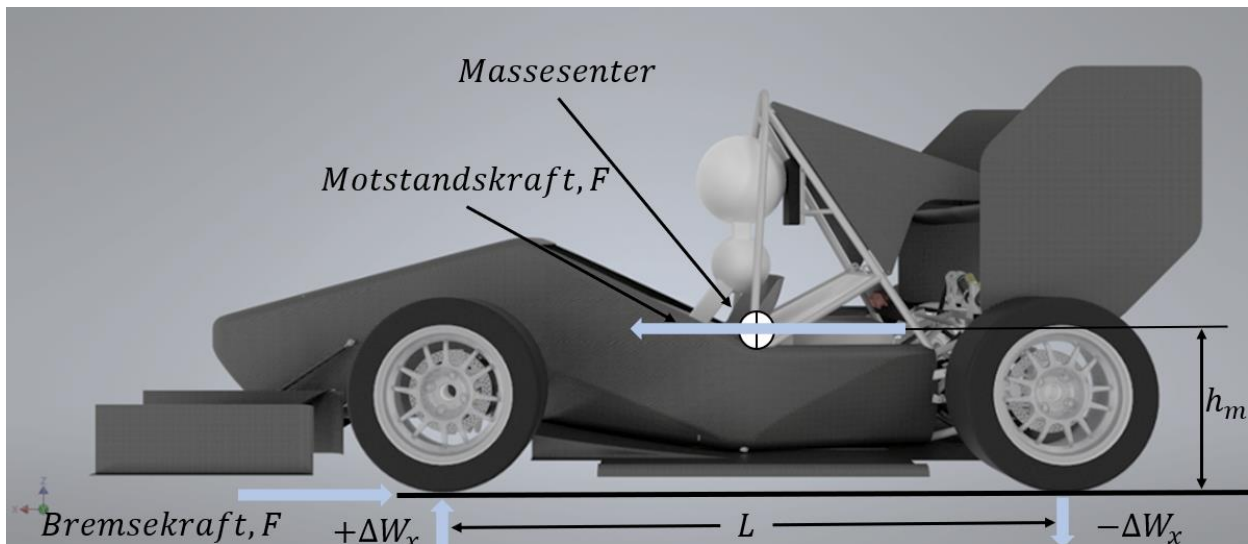
~ $V_{b,h,aks}$ = Maksimal last under akselerasjon på bakre høyre hjul, N

~ $V_{b,v,aks}$ = Maksimal last under akselerasjon på bakre venstre hjul, N

~ V_b = Statisk last på hjulene bak, N

3.3.3 Lastoverføring under bremsing

Under bremsing vil bilen oppleve en motsatt effekt enn under akselerasjon. Bilen vil da oppleve at vekten forflyttes fremover til de fremre hjulene. Dette fenomenet oppstår da bremskraften for hvert hjul vil peke bakover, i motsatt retning av kjøreretningen. Maksimal bremskraft vil da oppstå ved grensen mellom statisk og dynamisk friksjon, grensen for når dekkene vil miste grepet med bakken. Vi kan da bruke d'Alemberts prinsipp igjen for å få kreftene vist i figur 3.3.3 [1, s. 16-17].



Figur 3.3.3: Kraftene som vil virke på bilen under bremsing, inkludert den imaginære motstandskraften som vil virke i massesenteret.

For å finne den totale bremskraften, kan en beregne den maksimale statiske friksjonskraften som kan virke mellom dekkene og bakken [1, s. 16]:

$$F_{bremms} = V \cdot \mu_x \quad (21)$$

~ $V =$ Bilens Vekt, N

~ $\mu_x =$ Langsgående friksjonskoeffisient

En kan da finne den totale lastoverføringen ved å bruke formel (15), slik som for akselerasjon [1, s. 16]:

$$\Delta V_{x,bremms} = \pm \frac{F_{bremms} \cdot h_m}{L} \quad (22)$$

~ $F_{bremms} =$ Bilens totale bremskraft, N

~ $h_m =$ Høyden til bilens massesenter, m

~ $L =$ Bilens hjulbase, m

Vi kan da beregne lasten i hvert dekk:

$$V_{bh,bremsing} = V_{bv,bremsing} = \frac{(V_b + V_{b,aero}) - \Delta V_{x,brems}}{2} \quad (23)$$

- ~ $V_{bh,bremsing}$ = Last på bakre høyre hjul under bremsing, N
- ~ $V_{bv,bremsing}$ = Last på bakre venstre hjul under bremsing, N
- ~ V_b = Statisk last på bakhjul, N
- ~ $V_{b,aero}$ = Aerodynamisk marktrykk på bakhjul, N
- ~ $\Delta V_{x,brems}$ = Lastoverføring under bremsing, N

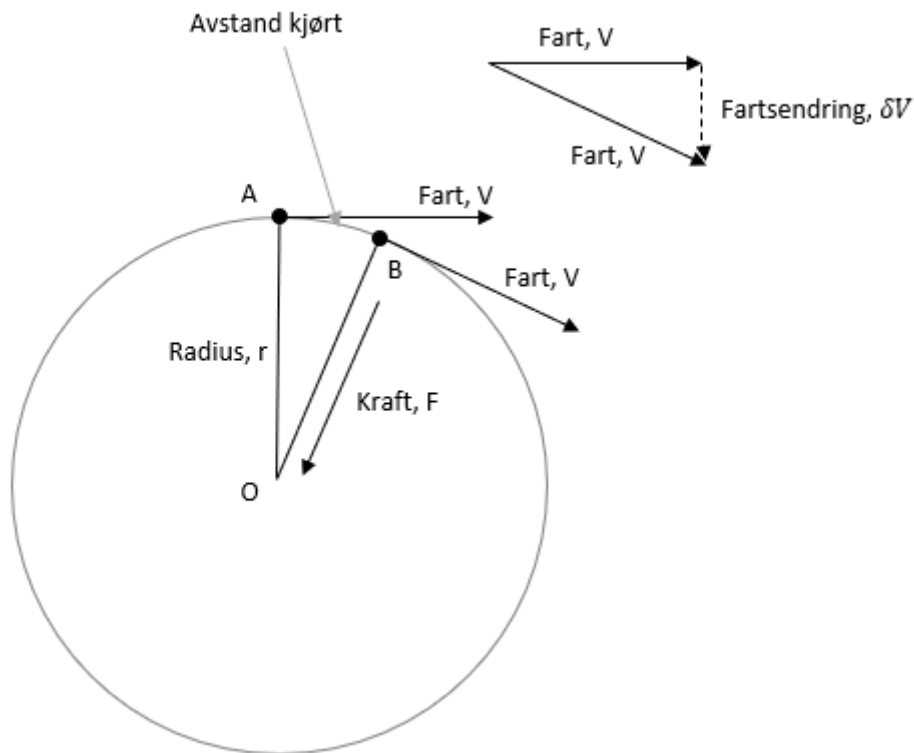
$$V_{fh,bremsing} = V_{fv,bremsing} = \frac{(V_f + V_{f,aero}) + \Delta V_{x,brems}}{2} \quad (24)$$

- ~ $V_{bh,bremsing}$ = Last på bakre høyre hjul under bremsing, N
- ~ $V_{bv,bremsing}$ = Last på bakre venstre hjul under bremsing, N
- ~ V_b = Statisk last på bakhjul, N
- ~ $V_{b,aero}$ = Aerodynamisk marktrykk på bakhjul, N
- ~ $\Delta V_{x,brems}$ = Lastoverføring under bremsing, N

Under bremsing vil lastoverføringen også føre til at fremre dempere komprimeres, mens bakre dempere dekomprimeres. Dette er det vi kaller *dive*, da det vil se ut som bilen «lener seg» fremover [1, s. 16].

3.3.4 Lastoverføring under sving

Biler vil naturlig ønske å gå i rett bane. For at dem ikke skal gjøre dette, må de utsettes for en kraft som fører dem i en annen retning. Denne kraften kalles sentripetalkraften, og ved en konstant svingradius vil den alltid peke mot sentrum av sirkelen bilen kjører om. Dette kan bli sett i figur 3.3.4. I sammenheng med biler, blir kraften ofte referert til som svingkraften. Den oppstår som den samlede friksjonskraften mellom dekkene og bakken, og det er derfor bilen opplever å spinne ut av svingen dersom en skulle miste grepet i en av dekkene under svinger [1, s. 18-21].



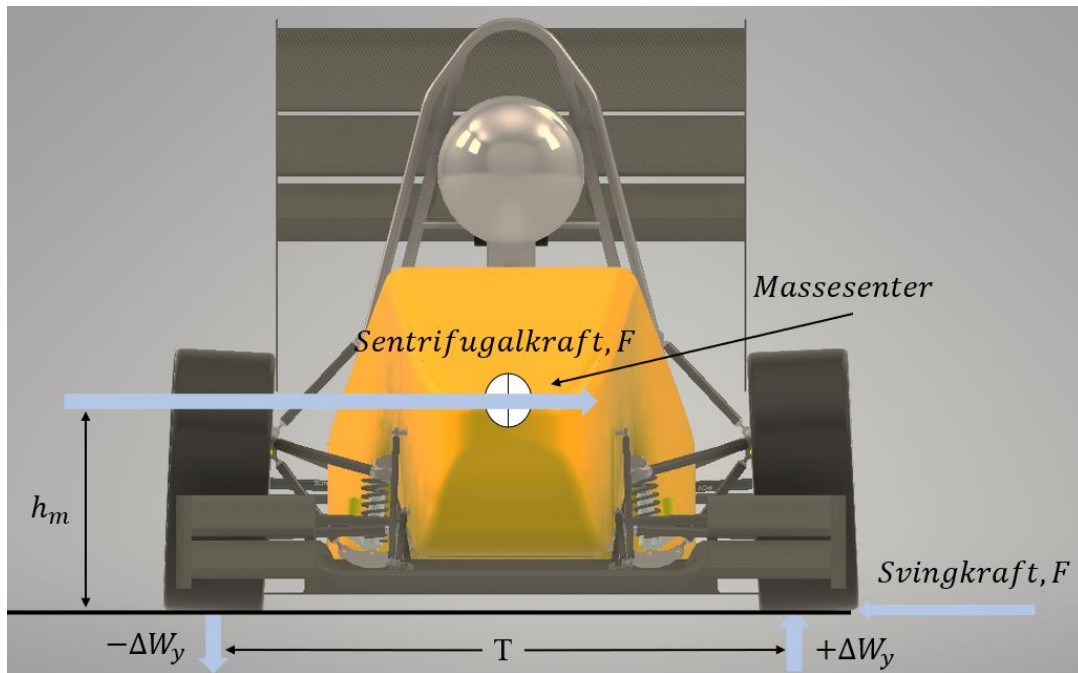
Figur 3.3.4: Kraften F endrer Fartsvektorens retning til å alltid oppstå som tangenten av en sirkel om punkt O . Det er dette som får bilen til å svinge [1, s. 18].

Sentripetalkraften F er definert som [1, s. 19]:

$$F = \frac{mv^2}{R} \quad (25)$$

- ~ $m =$ massen til bilen, kg
- ~ $v =$ hastigheten, $\frac{m}{s}$
- ~ $R =$ radius til svingen, m

Som ved lineær akselerasjon, kan vi dra nytte av d'Alemberts prinsipp for å gjøre denne dynamiske situasjonen om til en statisk situasjon. En motstående kraft virker derfor gjennom massesenteret og ut fra sirkelen, vinkelrett på fartsvektoren. Denne imaginære kraften refereres til som sentrifugalkraften i en sving. [1, s. 18-21]



Figur 3.3.5: Kraftene som virker på bilen under sving, sammen med den imaginære kraften F som virker i massesenteret [1, s. 20].

Den største lastoverføring skjer når svingkraften er på sitt maksimale, dette er når bilen er på grensen av hva dekkets laterale friksjon tillater [1, s. 18-24]. Maksimal svingkraft er [1, s. 20]:

$$F_y = V \cdot \mu \quad (26)$$

- ~ $F_y =$ Maksimal svingkraft, N
- ~ $V =$ Vekt til bilen inkludert høyeste marktrykk, N
- ~ $\mu =$ Friksjons koeffisienten

Siden sentrifugalkraften virker gjennom bilens massesenter og ikke kontaktflaten skapes det et moment i bilen som roterer den ut av svingen. Dette fører til lastoverføring til de ytre dekkene for å motvirke momentet. Lastoverføringen kan dermed regnes ved summen av moment i «y-retning» om kontaktflatene [1, s. 18-21]:

$$\Delta V_y = \pm \frac{F_y h_m}{T} \quad (27)$$

- ~ $\Delta V_y =$ Lastoverføringen, N
- ~ $h_m =$ Høyden til massesenteret
- ~ $T =$ Hjulbredden, mm

Dette gir oss den totale lastoverføringen. Hvordan den fordeler seg mellom fronthjulene og bakhjulene varierer svært etter en rekke faktorer, blant annet stivheten til rammen og fjærene [1, s. 22].

3.4 Analyse av krefter i hjulopphenget

3.4.1 Dynamisk lastfaktor under kjøring

En konkurransebil er et dynamisk objekt og er sjeldent utsatt perfekte situasjoner slik som utregningene tilsier. Av denne årsaken benyttes diverse dynamiske faktorer for å dekke uønsket vibrasjon og variasjon i kreftene som oppstår under håndtering av bilen og for å sikre at designet er trygt. Disse designfaktorene er listet i tabell 4.4.1 [1, s. 45-46].

Tabell 3.4.1: Liste over dynamiske faktorer som benyttes for beregning av maksimale krefter under kjøring. [1, s. 46]

Last situasjon	Dynamisk multiplikasjons faktor
Maks. vertikal Last	3.0
Maks. sving	1.3 på vertikal og lateral last
Maks. bremsing	1.3 på vertikal og langsgående laster
Maks. akselerasjon	1.3 på vertikal og langsgående laster

3.4.2 Beregning av maksimal last som virker på triangelarmene

For å analysere kreftene i armene må en først finne lasten som virker på hele hjulopphenget og hvordan de fordeles over systemet. En tar da for seg både hjulopphenget foran og bak under akselerasjon, bremsing, sving og statisk kjøring [1, s. 77].

Maksimal vertikal last

Maksimal vertikal last oppnås når bilen kjører på en rett strekke med dens maksimale fart. Da vil hjullasten inkludere vekten av bilen og det maksimale marktrykket bilen kan oppnå. Her benyttes den dynamiske faktoren 3 for vertikal last forårsaket av massen, mens faktoren 1,3 benyttes for aerodynamisk last [1, s. 77-79].

Vertikal designlast per side av bilen [1, s. 78]:

$$V_{statisk,maks} = 0,5 \cdot [V \cdot D_f + V_{aero} \cdot D_{f,aero}] \quad (28)$$

- ~ $V_{statisk,maks} = \text{Vertikal last på bilen, } N$
- ~ $V = \text{Vekt av bilen med fører, } N$
- ~ $D = \text{Marktrykk, } N$
- ~ $D_f = \text{Dynamisk faktor}$

Maksimal bremsing

Maksimal last under bremsing skjer når bilen bremses fra høy fart. Her benyttes dynamisk faktor 1,3 etter tabell 3.4.1. Fremre hjuloppheng vil oppnå høyeste last på grunn av lastoverføringen fremover under bremsing [1, s. 77-79].

Vertikal designlast på fremre hjul under bremsing [1, s. 78]:

$$V_{Ver,brems} = V \cdot D_f \quad (29)$$

- ~ $V_{Ver,brems} = \text{Vertikal last på kontaktflate, } N$
- ~ $V = \text{Last på hjul, } N$
- ~ $D_f = \text{dynamisk faktor}$

Langsgående bremskraft kan finnes ved å multiplisere $V_{Ver,brems}$ med friksjonskoeffisienten, μ_x [1, s. 16]:

$$F_x = V_{Ver,brems} \cdot \mu_x \quad (30)$$

- ~ $F_x = \text{Langsgående bremskraft, } N$
- ~ $\mu_x = \text{Langsgående friksjonskoeffisient}$

Langsgående bremskraft i denne situasjonen blir da [1, s. 78]:

$$F_{Lang,brems} = F_x \cdot D_f \quad (31)$$

Maksimal sving

Maksimal last oppstår i bilens ytre hjul i en sving. For å finne dette må vi finne den statiske lasten på hjulene og legge til lastoverføringen relatert til hvilken ende av bilen en ser på. Den statiske vekten beregnes ved hjelp av formel (8) og (11). Lastoverføringen multipliseres så med overføringsforholdet

mellom foran og bak på bilen. Den tilsvarer hvor stor andel av den totale lastoverføringen vil foregå foran på bilen.

Last på fremre ytre hjul kan da beregnes ved [1, s. 78]:

$$V_{ver,sving} = \left(0,5 \cdot V_{bil} \cdot \left(\frac{L_m}{L} \right) + (\Delta V \cdot \Delta V_{forhold}) \right) \cdot D_f \quad (32)$$

- ~ V_{sving} = Vertikal last på ytre hjul, N
- ~ V_{bil} = Bilens totale vekt inkludert marktrykk, N
- ~ 0,5 = Halvparten av last på hjulsett
- ~ L_m = Avstand hjulaskel til massesenter, mm
- ~ L = Akselavstand
- ~ ΔV = Vertikal lastoverføring, N
- ~ $\Delta V_{forhold}$ = Overføringsforholdet av vertikal last til ytterste dekk

For den laterale kraften bruker man:

$$F_{y,sving} = V_{sving} \cdot \mu_y \cdot D_f \quad (33)$$

Maksimal akselerasjon

Maksimal akselerasjon skjer når bilen akselererer maksimalt uten å miste grep fra stillestående posisjon. Da er akselerasjon høyest, og avtar ettersom farten øker og luftmotstanden blir kraftigere. Siden maksimal akselerasjon skjer under lav fart har dermed aerodynamisk marktrykket ingen effekt på lasten påført hjulopphenget.

For beregning av designlast benytter man en dynamisk faktor på 1,3, som er hentet fra tabell 3.4.1.

Vertikal designlast blir [1, s. 78]:

$$V_{Ver,aks} = V \cdot D_f \quad (34)$$

- ~ $V_{Ver,aks}$ = Vertikal last på hjulene, N
- ~ V = Last på dekk under akselerasjon, N

Akselerasjon fører også til en langsgående kraft som avhenger av vertikal last og friksjonskoeffisienten, μ_x , slik som ved formel (21). Design akselerasjonskraft blir da [1, s. 78]:

$$F_{Lang,aks} = F_x \cdot D_f \quad (35)$$

~ $F_{Lang,aks}$ = Langsgående last på hjulet, N

~ D_f = Dynamisk faktor

Akselerasjonskraften overføres til triangelarmene via hjulnavet og virker derfor langsgående i høyden av hjulets sentrum og ikke kontaktflaten slik som de andre kreftene [1, s. 80-82].

3.4.3 Beregning av krefter som virker på triangelarmene

Et dobbelt triangelarmt hjuloppheng er designet slik at det skal bære minst mulig bøyemoment, dette inkluderer å ha pinne koblinger i festepunktene til rammen og for triangelarmenes kobling til spindelen. Pinne koblingene gjør at hjulopphenget kan rotere i punktene. Dette resulterer i at motstand av krefter skjer hovedsakelig med strekk og kompresjon av rørene (aksialkrefter). For analyse av kreftene i hjulopphenget blir hjulstillingen ignorert i disse beregningene da cambervinkel, scrub radius og caster har lite påvirkning på kreftene. [1, s. 84]

Maksimal Vertikal last

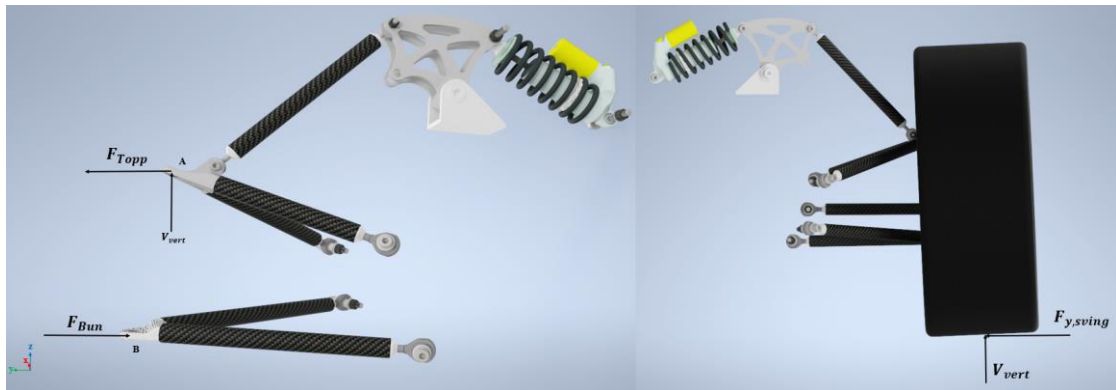
Den vertikale lasten som oppstår nær toppfarten blir motstått av kreftene fra dempesystemet og triangelarmen den festes til. Lasten vil derfor kun virke på denne triangelarmen, vist i figur 3.4.1. [1, s. 80]



Figur 3.4.1: Fordeling av krefter under maksimal statisk bevegelse til venstre. Her vil kun vertikal last virke, og krefter vil derfor kun gå gjennom triangelarmen festet til demperen. Krefter som vil virke på dekket fra bakken vises til høyre.

Maksimal sving

Under maksimal sving vil vertikal last påvirke systemet slik som situasjonen for maksimal vertikal kraft. Forskjellen er derimot at det her benyttes vertikal last utledet i formel (32). Under sving er hjulopphengets også utsatt for en horisontal, lateral kraft som virker lateralt mellom hjulet og bakken se formel (33). Denne kraften skaper et moment om senterpunktet til hjulet, som da vil «trekke» på øvre triangelarm i node A, og presse på nedre triangelarm i node B slik som vist i figur 3.4.2 under. Kraftene som virker i triangelarmene, må da motvirke disse kreftene. [1, s. 81-82]



Figur 3.4.2: Fordeling av krefter mellom triangelarmene under maksimal sving til venstre. Krefter som vil virke på dekket fra bakken vises til høyre.

Summen av moment om øvre triangelarm gir [1, s. 81]:

$$F_{Topp} \cdot h_2 = V_{Lat} \cdot h_1 \quad (36)$$

$$F_{Topp} = \frac{h_1}{h_2} \cdot V_{Lat} \quad (37)$$

~ F_{Topp} = Horisontal kraft som virker på øvre bærearmer, N

~ V_{Lat} = Lateral hjullast, N

~ h_1 = Avstand node A til kontaktflaten, mm

~ h_2 = Vertikal avstand node A til Node B, mm

Summen av moment om Node B gir [1, s. 81]:

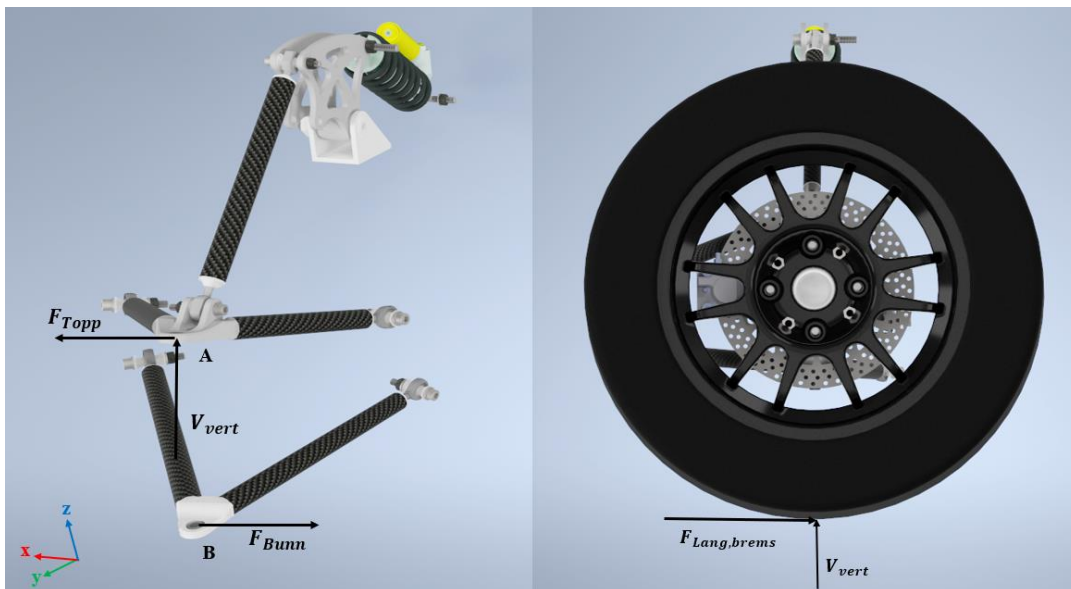
$$F_{Bunn} \cdot h_2 = V_{lat} \cdot (h_2 + h_1) \quad (38)$$

$$F_{Bunn} = \frac{(h_2 + h_1)}{h_2} \cdot V_{Lat} \quad (39)$$

~ F_{Bunn} = Horizontal kraft som virker på nedre bæream, N

Maksimal bremsing

Under bremsing er hjuloppheget utsatt for en vertikal last og en langsgående kraft. Den vertikale lasten er utledet i ligning (29). De langsgående kreftene som virker på triangelarmene, finnes ved bruk av formel (31). Den langsgående kraften skaper et moment om nodene, som fører til at node A blir trukket fremover langs bilens mens node B blir trukket i motsatt retning. Fordelingen av krefter blir da som vist i figur 3.4.3. [1, s. 82]



Figur 3.4.3: Fordeling av krefter på hjuloppheget under maksimal bremsing til høyre. Krefter som vil virke på dekket fra bakken vises til høyre.

Summen av moment om Node A gir [1, s. 82-83]:

$$F_{Topp} = \frac{h_1}{h_2} \cdot V_{Lang} \quad (40)$$

~ F_{Topp} = Langsgående kraftkomponent fra øvre bæream, N

~ V_{Lang} = Vertikal hjullast, N

~ h_1 = Avstand fra node A til kontaktflaten, mm

~ h_2 = Avstand node A til node B, mm

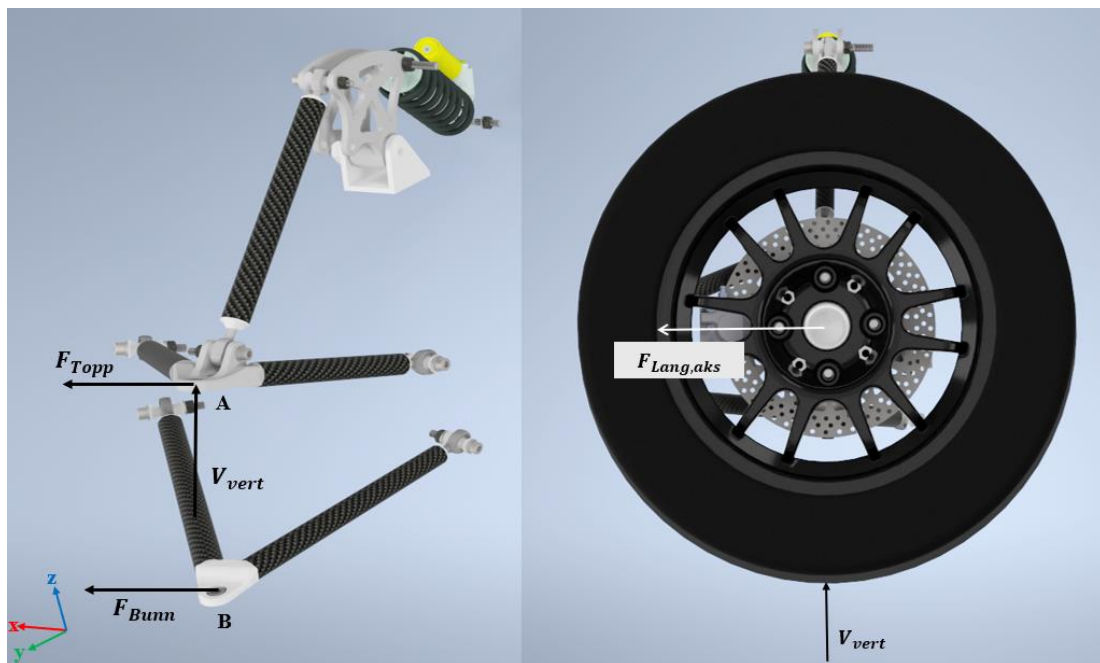
Summen av moment om node B gir [1, s. 82-83]:

$$F_{Bunn} = \frac{h_1 + h_2}{h_2} \cdot V_{Lang} \quad (41)$$

- ~ F_{Bunn} = Langsgående kraftkomponent fra øvre bæream, N
- ~ V_{Lang} = Vertikal hjullast, N
- ~ h_1 = Avstand fra node A til kontaktflaten, mm
- ~ h_2 = Avstand fra node A til node B, mm

Maksimal akselerasjon

Under maksimal akselerasjon er hjulopphenget utsatt for en vertikal last og en langsgående kraft. Den vertikale lasten og langsgående kraften er beregnet ved hjelp av formel (34) og (35). Kraftene vil under denne situasjonen fordeles slik som vist i figur 3.4.4. Den vertikale kraften vil igjen kun bli tatt opp av triangelarmen festet til demperen. Begge de langsgående kreftene vil peke fremover, da akselerasjonskraften vil virke i sentrum av hjulet, og derfor ikke danne et moment om sentrum. [1, s. 82]



Figur 3.4.4: Fordeling av krefter i hjulopphenget under maksimal akselerasjon til høyre. Krefter som vil virke på dekket fra bakken vises til høyre.

Dersom vi tar for oss summen av moment om akslingen får vi:

$$\sum M = F_{Topp} \cdot h_2 - F_{Bunn} \cdot h_1 = 0 \quad (42)$$

~ F_{Topp} = Kraft som virker på øvre bærearm, N

~ h_2 = Distanse mellom node A og node B, m

~ F_{Bunn} = Kraft som virker på nedre bærearm, N

~ h_1 = høyde til node B, m

Hvor det kan vises at:

$$F_{Lang,aks} = F_{Topp} + F_{Bunn} \quad (43)$$

Dersom vi løser for F_{topp} får vi:

$$F_{Topp} = \frac{F_{Lang,aks} \cdot h_1}{h_2 + h_1} \quad (44)$$

Vi kan da sette formel (44) inn i formel (43) for å gi oss F_{bunn} :

$$F_{Bunn} = F_{Lang,aks} - \frac{F_{Lang,aks} \cdot h_1}{h_2 + h_1} \quad (45)$$

3.5 Elementmetoden

Elementmetoden bruker materialteknologi som materialers egenskaper sammen med konstruksjonsanalyse til å analysere spenninger og forskyvninger av objekter og strukturer. Dette gjøres ved å dele objektet inn i mange små elementer og bruke matematiske approksimeringsmetoder til å interpolere spenning og forskyvning fra element til element. Elementmetoden resulterer ofte i store algebraiske ligninger med mange ukjente variabler, dermed er bruk av datamaskiner for elementmetoden kritisk da du raskt og effektivt kan legge inn objekter, noder, grenseverdier og materialegenskaper og deretter løse problemet med noen tastetrykk [6, s. 1].

Elementmetoden på datamaskinen kan beskrives i 7 steg [6, s. 4]:

- ~ Strukturen deles inn i flere elementer og gjøres klar til analyse.
- ~ En definerer elementenes egenskaper som programmet vil benytte til sine beregninger. Dette er blant annet elastisitetsmodulen E og tverrsnittareal
- ~ Ved likevekt i strukturen kan de strukturelle matrisene med sine verdier settes opp. Da kan kreftene på strukturen og dens noder overføres til forskyvninger ved nodene.
- ~ En kan så legge inn kreftene som vil virke på strukturen. Krefter, trykk og momenter som virker eksternt på strukturen legges inn.
- ~ En definerer så grenseverdier på strukturen. En må da ta for seg hvilke grenseverdier som vil virke hvor på strukturen, og eventuelt om det eksisterer grenseverdier for gitte nodeforskyvninger.
- ~ Når en har definert strukturen, kreftene og grenseverdiene kan en løse matrisene definert i punkt 3 for å finne de ukjente verdiene for krefter, forskyvning eller andre parametere.
- ~ Vi kan så bruke kreftene beregnet til å beregne spenningen i objektet på nodene.

Rammekonstruksjon

En rammekonstruksjon er en bygg struktur som består av bjelker. En bjelke er et konstruksjonselement som bærer alle kraftformer, dette inkluderer aksialkraft, skjærkraft og bøyemoment, i motsetning til stangelementer som bare bærer aksialkraft [6, s. 57]. Bjelker kan ha alle støtter, som for eksempel stiftstøtte (*pin support*) eller fast kobling (*fixed support*). Dette betyr at det må legges inn grenseverdier for både forskyvning og rotasjon. Elementmetoden benytter også geometri for å overføre hver enkelt elements lokale koordinatsystem til et felles koordinatsystem [6, s. 213].

Pinne kobling støtte

Pinne støtte koblinger som bolter eller hjullager. Stiftstøtte koblinger har begrensninger for lineær forflytning i X-, Y- og Z- retningene, uten å begrense rotasjon i et kritisk plan. Dette fører til at stiftstøtte-koblinger ikke overfører bøyemoment mellom eller til elementene [4, s. 211].

Grenseverdiene i planet er (U_x, U_y) [6, s. 81].

Faste koblinger

Faste koblinger som Y-stykke bindeelementer, sveis eller flerbolt koblinger, binder ett eller flere elementer slik at de begrenses i både lineær forskyvning og rotasjon. Faste koblinger overfører aksialkrefter, skjærkrefter og moment og er derfor stive [4, s. 211]. Grenseverdiene i planet er (U_x, U_y, ϑ) [6, s. 139].

Teori bak elementmetoden

Elementmetoden benytter geometriske verdier som lengde L og tverrsnitt A sammen med mekaniske egenskaper som Elastisitetsmodulen E og poissonsforholdet til å komponerestrukturelle matriser.

Disse element-ligningene relaterer krefter på nodene med elementenes tverrsnitt og treghetsmoment, sammen med E-modul og poissonsforholdet til å finne deformasjon og spenning i elementene [6, s. 2], [6, s. 14]. Grunnlaget for forskyvningen er Hookes lov. Fra denne loven kan spenninger og krefter finnes.

Hookes lov er forholdet mellom spenning og tøyning for ett element med E-modulen E [6, s. 59]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (46)$$

~ $\sigma = \text{Spenning, MPa}$

~ $E = \text{Elastisitetsmodulen, GPa}$

Aksialspenning har formelen [7, s. 142-143]:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (47)$$

~ $F = \text{Kraft, N}$

~ $A = \text{Tverrsnitt av stav, mm}^2$

Fra forskyvningen i ett element i til j kan aksialkraften F finnes ved:

$$F(x) = \begin{bmatrix} -EA & EA \\ L & L \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_{ix} \\ d_{jx} \end{Bmatrix} \quad (48)$$

~ $F(x) = \text{aksialkrefter, N}$

~ $L = \text{lengde, mm}$

~ $\begin{Bmatrix} d_{ix} \\ d_{jx} \end{Bmatrix} = \text{forskyvning i knutepunkt } i \text{ og } j, \text{ mm}$

Bøyemoment er definert i formel (5) og kan relateres til forskyvningen i en bjelke med [6, s. 137]:

$$m(x) = EI \frac{d^2 u(x)}{dx^2} \quad (49)$$

- ~ $m(x) = \text{bøyemoment}, Nm$
- ~ $I = \text{Treghetsmomentet til bjelke}, mm^4$
- ~ $u(x) = \text{forskyvningsverdiene i et punkt } x$

Skjærkraft kan relateres til forskyvning i bjelke med formelen [6, s. 137]:

$$f(x) = EI \frac{d^3 u(x)}{dx^3} \quad (50)$$

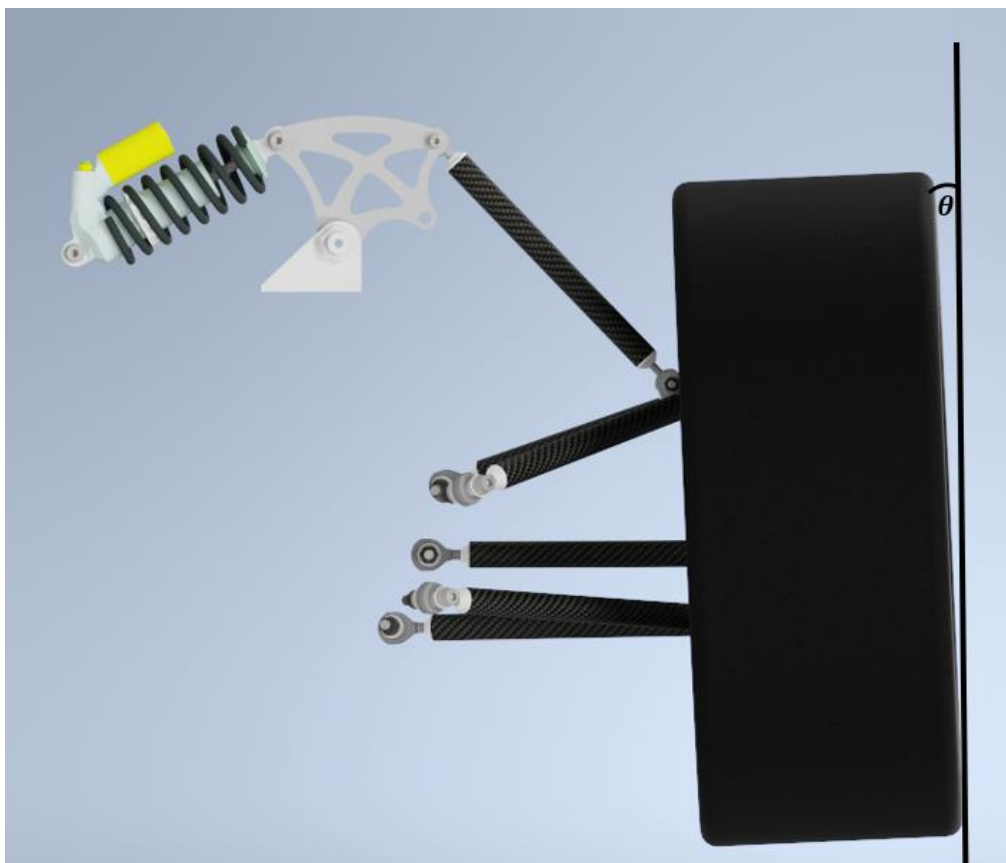
- ~ $f(x) = \text{Skjærkraft}, N$

3.6 Von Mises hypotesen

Von Mises hypotesen er en hypotese for å approksimere når et element utsatt for multiaksiale spenninger og skjærspenninger vil flyte. Denne hypotesen er spesielt nyttig for utregninger av styrken til duktile materialer som aluminium og stål. Von Mises benyttes blant annet av FEA verktøyet i *Autodesk Inventor* [8, s. 205-207].

3.7 Cambervinkel

Når en setter opp en bils hjulstilling og geometri, er cambervinkelen en viktig parameter å ta høyde for. Den definerer vinkelen mellom hjulet og en imaginær vertikal linje gjennom senterpunktet i hjulets kontaktflate sett forfra på bilen, slik som i figur 3.7.1 [9].



Figur 3.7.1: Cambervinkelen θ oppgitt i grader ($^{\circ}$).

Fra konvensjon defineres cambervinkelen som positiv når hjulet lener seg utover fra bilen, og negativ når den lener seg innover mot bilen. [9]

Målet med å vinkle hjulene er hovedsakelig å maksimere mengden grep, spesielt gjennom svinger, hvor en vil kunne ta svingene raskere. Dette oppnås ved å forsøke å ha best cambervinkel til enhver tid. [1, s. 62]

Et dilemma en må ta stilling til derimot, er at hjulet ønsker forskjellig camber vinkel alt etter hvor krapp svingen er. Når en kjører rett frem, er optimal cambervinkel 0° , da hele kontaktflaten vil ligge mot bakken. Under svinger er det hovedsakelig to fenomener en må forholde seg til. Først, vil sentripetalkraften som bilen opplever i svingen føre til at bilen vil «lene seg» utover i svingene. Denne bevegelsen vil være med å endre cambervinkelen til hjulene. I tillegg vil sentripetalkreftene gjøre at dekkene horisontal forskyves langs bakken. For å kompensere for dette, må cambervinkelen ytterligere økes [1, s. 62].

For maksimalt grep og kjøreegenskaper vil man at toppen av alle dekk peker innover i svinger, og så nærme 0° som mulig på strekkninger uten rulling [1, s. 62].

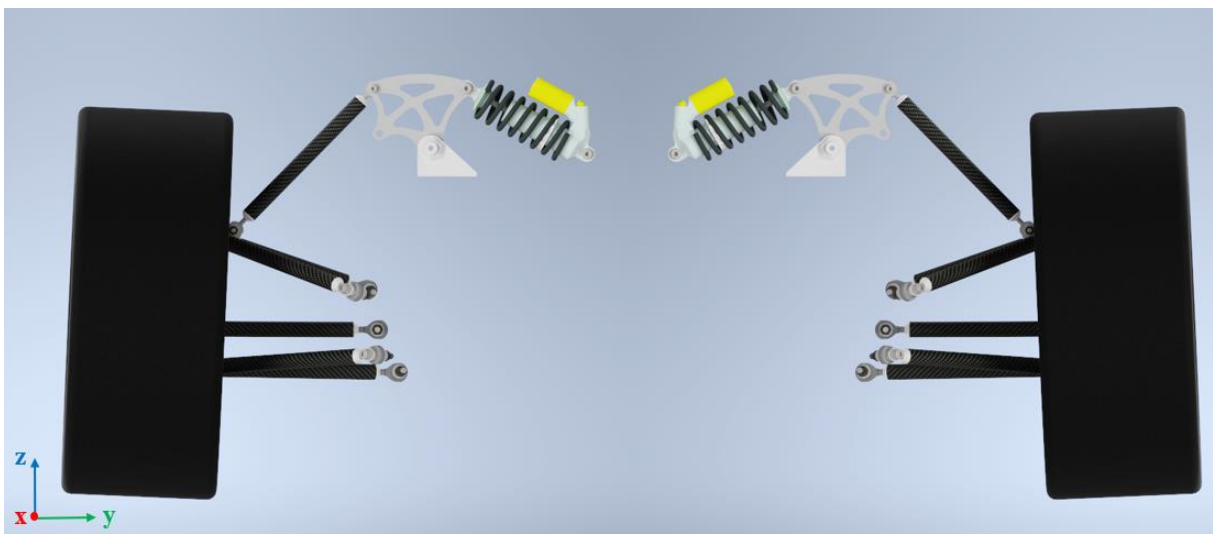
3.8 Hjuloppningskinematikk

For å evaluere et hjuloppnings kinematikk fokuserer man hovedsakelig på fire situasjoner. Dette innebærer statisk bevegelse, hump, tilbakestøt og rulling.

Statisk bevegelse

Statisk bevegelse er når bilen står stille eller kjører på en flat strekke og hjuloppningen ikke utsettes for spontane krefter. Det vil da ikke være noen bevegelse i rammen i forhold til hjuloppningen.

Hjulstillingen er da i statisk posisjon. [1, s. 62]

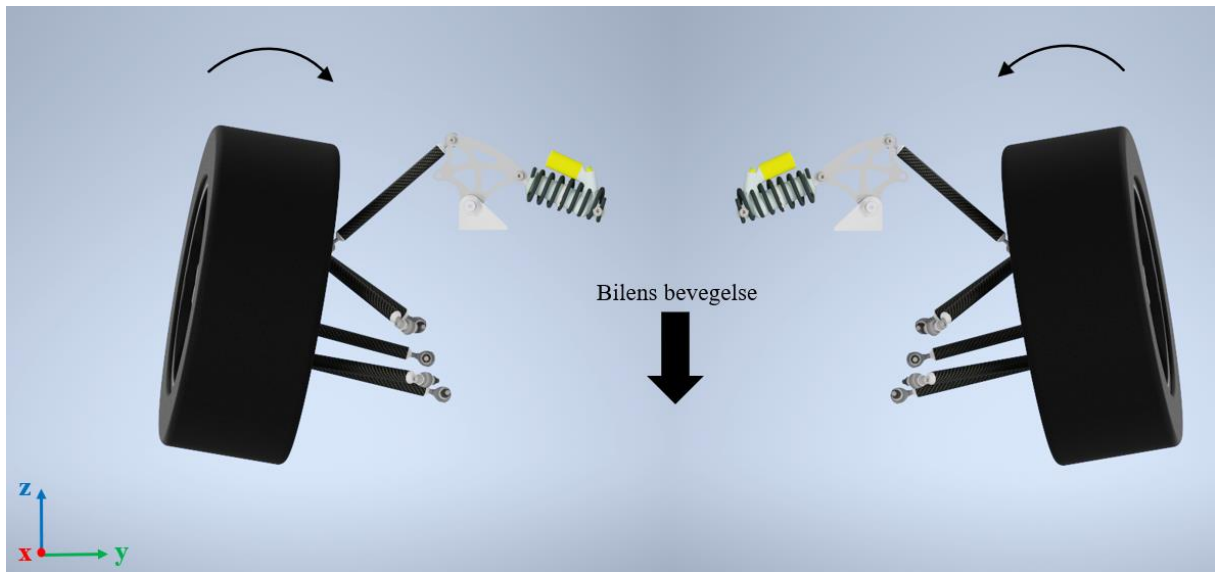


Figur 3.8.1: Seksjon av hjuloppningen under statisk bevegelse.

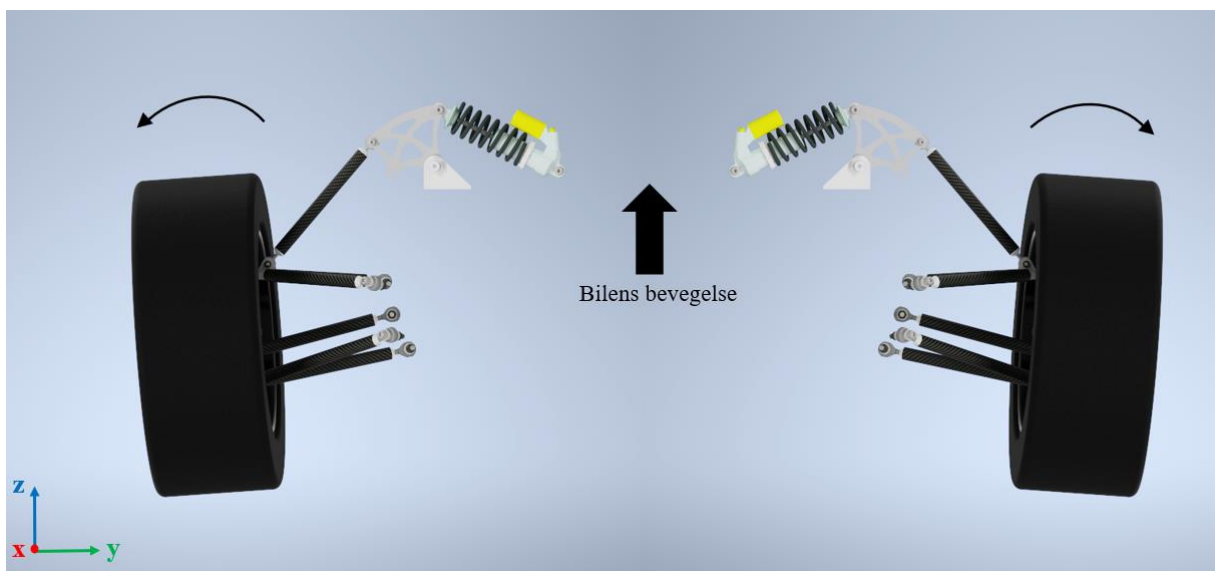
Hump og Tilbakestøt

Hump og tilbakestøt oppstår når hjulene møter ujevnheter i veien. Under hump vil dempesystemet oppleve en spontan vertikal retningsending i forhold til rammen som gjør at fjærene og hjuloppningen komprimeres. Tilbakestøt er situasjoner hvor demperen dekomprimeres, som for eksempel etter hump. Eksempler på bevegelsene kan bli sett i figur 3.8.2 og 3.8.3 [10, s. 226].

Hump og tilbakestøt har flere variasjoner, for eksempel kan det være bare ett hjul som treffer en hump eller at begge hjulene bevegtes i forhold til rammen.



Figur 3.8.2: Seksjon av hjuloppheget under hump. Demperen komprimeres da, som fører til at hjulet løftes oppover.



Figur 3.8.3: Seksjon av hjuloppheget under tilbake støt. Her vil hjulet bli presset nedover.

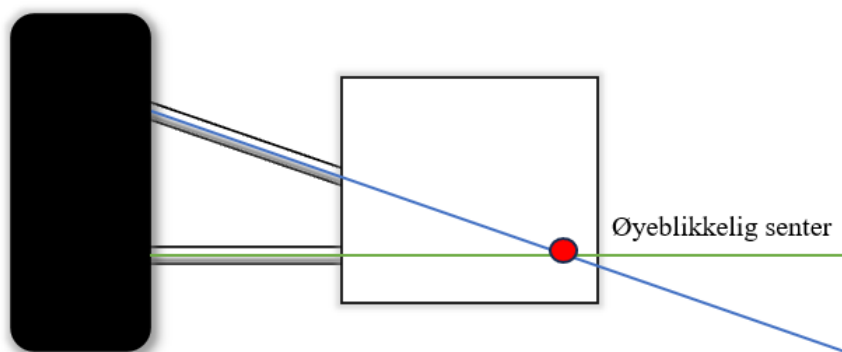
Rulling

Når bilen svinger, vil sentripetalkraften som virker på hjulene føre til at bilen «lener» seg utover fra svingen. Det er denne effekten som omtales som rulling i sammenheng med hjuloppheget. Da triangellarmene er festet til rammen, vil rulling føre til at den «drar» på triangellarmene. Dette fører til en endring i hjulstillingen, spesielt med tanke på camber og spissing. Dette kan ha store effekter på kjøreegenskapene til bilen. Situasjonen vil føre til at bilens ytre hjul i svingen opplever hump, mens bilens indre hjul blir utsatt for tilbake støt. [10, s. 234]

3.9 Rullesenter

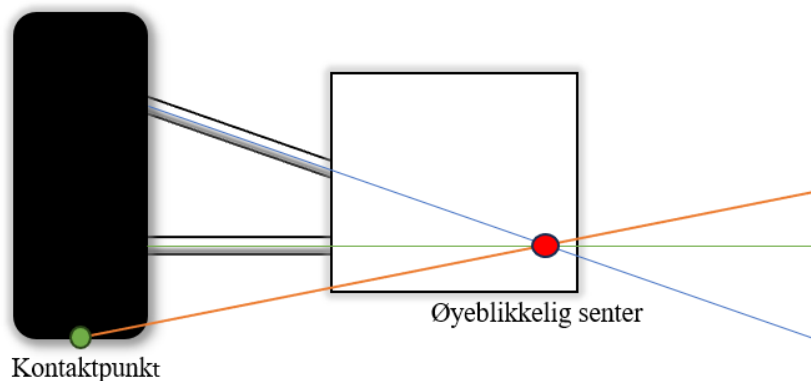
Rullesenteret er punktet hjulopphengen roterer om i øyeblikket under rulling, og er derfor svært viktig å definere.

Rullesenteret kan defineres ved å trekke en imaginær linje gjennom hver triangelarm i hjulopphengen. Da vil en se at dersom triangelarmene på hver side ikke er parallelle, vil de imaginære linjene konvergere i et punkt. Dette punktet kalles for det øyeblikkelige rotasjonssenteret, og er punktet hvor den siden av hjulopphengen roterer om akkurat i det øyeblikket. Dette vises i figur 3.9.1. Det samme punktet kan bli funnet for motsatt side av hjulopphengen ved samme fremgangsmåte [1, s. 65-66].

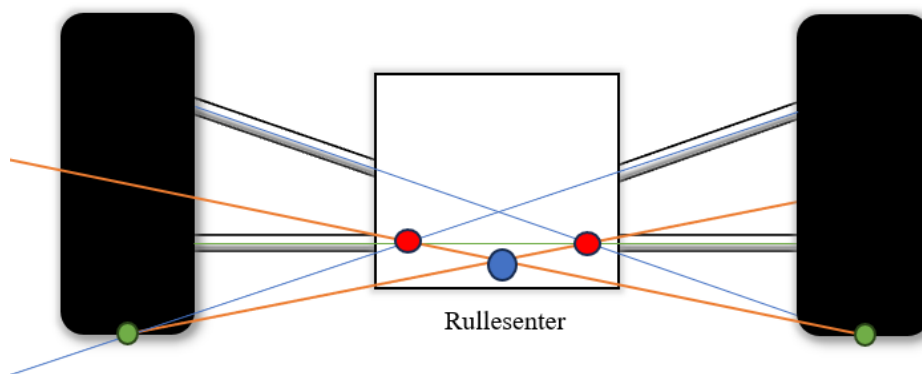


Figur 3.9.1: Illustrasjon av det øyeblikkelige rotasjonssenteret til en seksjon av hjulopphengen.

En kan videre trekke en linje mellom de øyeblikkelige rotasjonssentrene og kontaktpunktet mellom dekket og bakken, se figur 4.9.2. Dette danner da en ny imaginær linje for hver side av hjulopphengen. Skjæringspunktet mellom disse linjene kalles videre for rullesenteret, og vises i figur 3.9.3. Dette er punktet som rammen til bilen roterer rundt i det øyeblikket [1, s. 66].



Figur 3.9.2: Illustrasjon av den imaginære linjen gjennom kontaktpunktet og det øyeblikkelige rotasjonssenteret.



Figur 3.9.3: Illustrasjon av rullesenteret til den delen av bilen.

Mengden rullestenteret beveger seg bør holdes til en forsvarlig mengde. Dette betyr at den bør ikke bevege seg mer enn 50 mm vertikalt og 100 mm lateralt. Ved store bevegelser i rullesenteret kan man oppleve at bilen blir svært ustabil og vanskelig å kjøre [1, s. 65-67].

Store endringer i rullesenter posisjon kan også føre til at rullesenteret beveger seg gjennom bakkeplanet eller forbi massesenteret. Dette bør i høyest grad unngås, da dette introduserer karakteristikk som er svært uønskelige. Begge situasjonene gjør bilen ustabil, og kan i verste fall føre til at bilen vil rulle ukontrollert i svingene [1, s. 65-67].

For å redusere rullesenteret er det derfor normalt å ha et høyt rullesenter, uten at det overstiger massesenteret. Et høyt rullesenter vil også kunne redusere mengden rulling under svinger, hvor et rullesenter som ligger i samme punkt som massesenteret vil føre til ingen rulling. Dette skjer fordi mengden rulling fungerer ved å se på momentet dannet av svingkraften som virker i massesenteret. Momentarmen er da distansen mellom massesenteret og rullesenteret. Fra samme logikk kan en da se at bilen vil oppleve motsatt rulling ved å ha rullesenteret over massesenteret, da momentet da vil virke i motsatt retning [1, s. 66].

Det er derimot noen fordeler med å ha et lavere rullesenter, da ett høyt rullesenter vil øke mengden *jacking* som vil virke på bilen under svinger, som er uønskt. Det vil også føre til at dekket vil «slepes» langs bakken under hump og tilbakestøt, som øker slitasjen [1, s. 67].

Rullesenteraksen er linjen som går igjennom framre og bakre hjuloppheng, denne brukes til å redusere torsjon i rammen. Det kan være en fordel å ha litt stigning i aksen [1, s. 67].

3.10 Dobbel triangelarm hjuloppheng

Dobbelt triangelarmt hjuloppheng er en mye benyttet design for hjuloppheng i moderne racing og er standarden i for eksempel Formel 1. Konseptet dobbelt triangelarm består av en øvre og nedre triangelarm, også kalt triangelarm, hvor triangelarmene vil bestå av to festepunkter på bilen og ett

felles festepunkt på spindelen. Dette er for å minske bevegelsesfriheten for å oppnå et stabilt hjuloppheng [1, s. 61-62]. Triangelarmene kan designes som ett stykke materiale eller som to staver festet med ett Y-stykke slik som i figur 3.10.1.



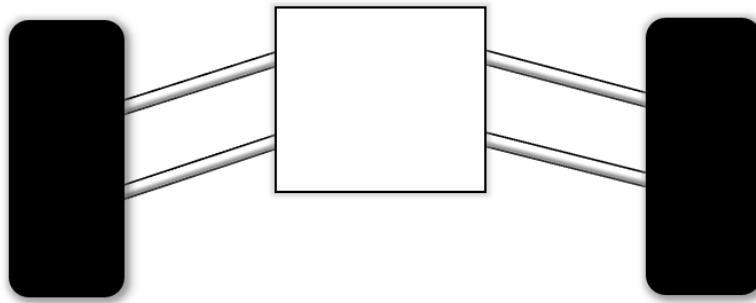
Figur 3.10.1: Triangelarm design benyttet på dagens biler hos ION Racing. Triangelarmen består av et Y-stykke, to karbonfiber rør, to aluminium braketter og to stav-ende lager (Rod end bearing). Y-stykket brukes for å feste karbonfiberrørene sammen. Aluminiumbrakettene limes inn i karbonfiberrørene for å lage gjenger til stav-ende lagerene.

Fordelen med et slikt oppsett er at en kan enkelt designe et fullt uavhengig hjuloppheng. Dette betyr at hvert hjul kan bevege seg uavhengig av bevegelsen til de andre hjulene. Dette er svært ønskelig i løpsbiler, da det er med på å maksimere grepet individuelt for hvert hjul vil ha til enhver tid [1, s. 61].

Parallele armer med lik lengde

Parallele armer med lik lengde er den simpleste formen for dobbel triangelarm hjuloppheng se figur 3.10.2. Med parallelle triangelarmer, er det ingen cambervinkel gjenoppsetting under rulling. Dette betyr at dersom bilen utsettes for 4° rulling, vil dekkene oppleve en tilsvarende cambervinkel endring på 4° for alle hjulene, samtidig er det ingen cambervinkel endring ved hump siden dekket flytter seg opp og ned gjennom en vertikal linje [1, s. 63-65].

Et parallelt hjuloppheng kan derimot skape en del bevegelse av rullerenteret. parallele hjuloppheng er ideelle når aerodynamikk eller kontroll av hump og tilbake støt er et fokus for bilen slik som i Formel 1 [1, s. 63-65].

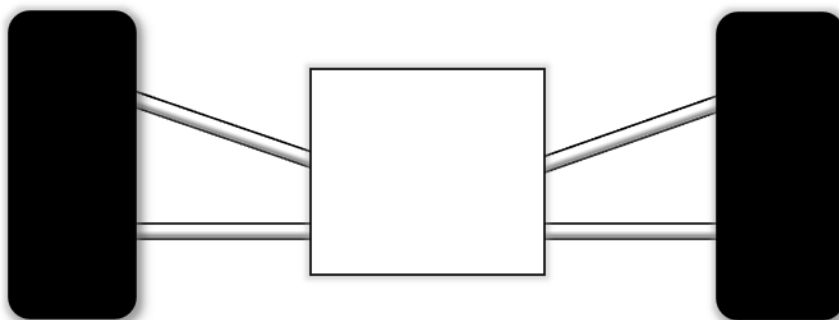


Figur 3.10.2: Tegning av parallelle armer i et hjuloppheng.

Konvergerende armer med lik lengde

Konvergerende armer er hovedsakelig for å kontrollere bevegelsen av rullesenteret. Dette oppnås ved at man vinkler armene slik at man kan trekke to imaginære linjer gjennom hver triangelarm, hadde linjene krysset hverandre, sett forfra på bilen ville armene konvergere til dette punktet. Armene er da ikke lenger parallelle, men konvergerende, se figur 3.10.3 [1, s. 65-66].

Det er flere fordeler med å sette opp hjuloppheng slik. Først, kan man redusere rullesenterbevegelsen med dette. Når bilen opplever dynamisk bevegelse, vil rullesentrenes posisjon endres. For å redusere dette, kan man implementere konvergerende armer og la dem konvergere høyt fra bakkeplanet [1, s. 65-66]. Som nevnt ved parallelle armer vil 4° rulling forårsake 4° cambervinkel endring i hjulene, mens ved hump og tilbake støt vil hjulene oppleve 0° endring. Ved konvergerende armer vil det ikke være slik. Under rulling vil man oppleve at cambervinkel endringen på dekkene er lavere enn vinkelendringen på rammen, mens ved hump og tilbake støt vil cambervinkel endringen nå være større enn 0° . Dette er viktig å ha kontroll på, da det kan utnyttes til å forbedre bilens grep til bakken i sving [1, s. 67-68].

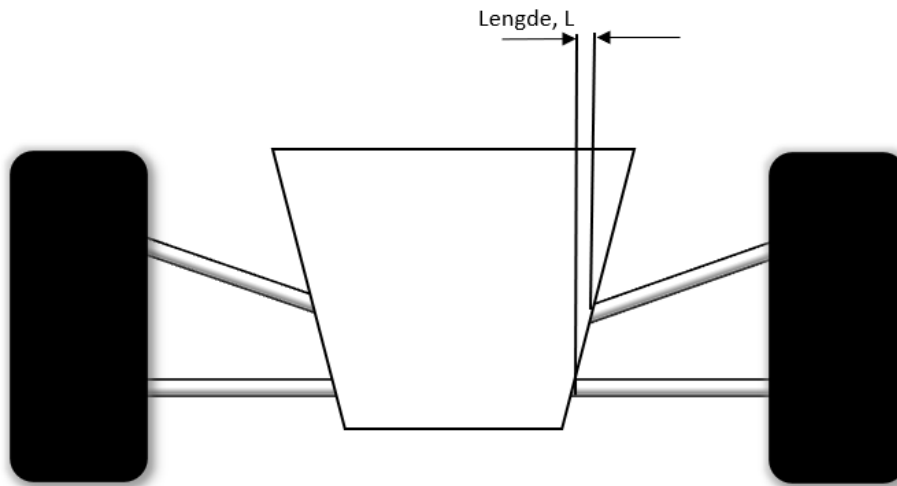


Figur 3.10.3: Tegning av et konvergerende hjuloppheng.

Konvergerende armer med ulik lengde

Konvergerende armer med ulik lengde settes opp likt som nevnt tidligere, men nå har armene ulik lengde. Dette vil være med på å ytterligere redusere rullesenter bevegelsen, med minimalt med endring

i cambervinkel endringen i forhold til konvergerende armer med lik lengde. Dette er derfor et effektivt verktøy å benytte for å få kontroll på rullesenteret, konvergerende armer med ulik lengde er illustrert i figur 3.10.4 [1, s. 68-697].



Figur 3.10.4: Illustrasjon av konvergerende hjuloppheng med ulik lengde.

3.11 Jacking

Jacking er en form for lateral vektoverføring mot ytre hjul som oppstår under ekstrem svingning. Det oppstår på grunn av vinklingen på armene og hvordan kreftene i armene dekomponeres etter å motstå den laterale svingkraften [1, s. 144-158].

Det er hovedsakelig tre designvalg som vil ha en stor effekt på mengden *jacking* bilen vil oppleve. Dette er rullesenter høyde, *caster* vinkel og *king pin* vinkel [1, s. 144-158].

Mengden *jacking* er viktig å holde under et forsvarlig nivå. Dette kan gjøres ved å ikke ha mer *caster* eller *king-pin* vinkel enn nødvendig, og ha så lavt rullesenter som mulig uten at det øker rullesenter bevegelsen for mye [1, s. 144-158].

For mye *jacking* kan i verste fall føre til at indre hjul løftes fra bakken under sving, som videre vil svekke bilens bakkegrep. Det vil også kunne føre til økt ustabilitet i bilen, i form av under eller overstyring. *Jacking* vil også kunne bidra til mer torsjon i rammen, som er uønskelig [1, s. 144-158].

Jacking er ett fenomen som oppstår under kjøring. Det er ingen parametere for *jacking* i *OptimumKinematics* og *jacking* unngås med konservativ bruk av *king pin* vinkel og *caster* vinkel

3.12 Anti-rulling

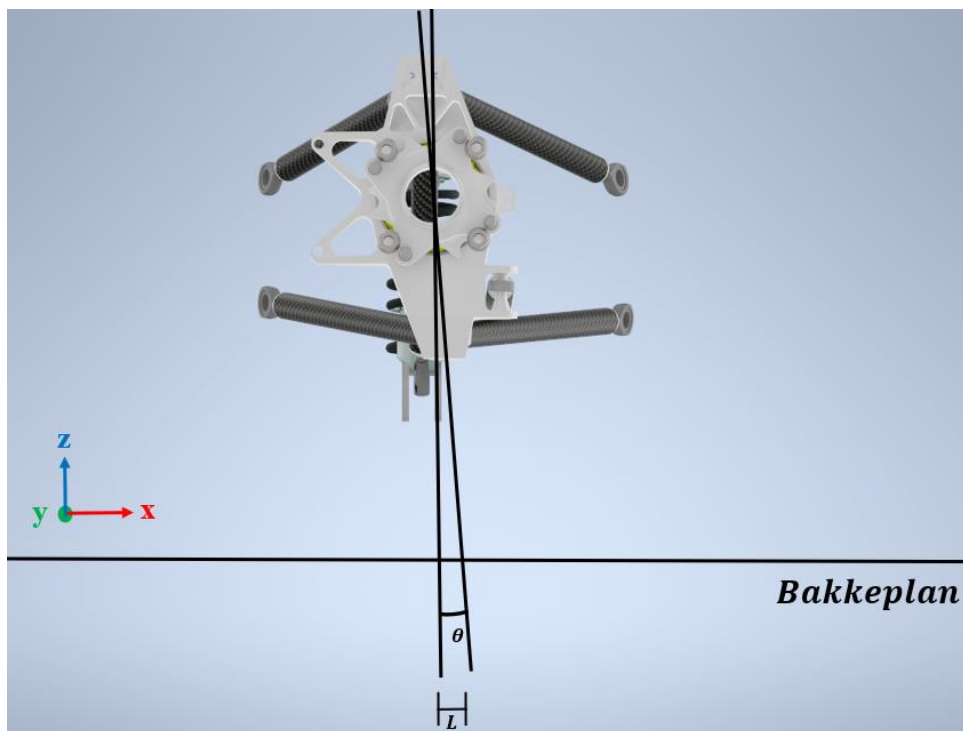
Slik som forklart under hjuloppheng kinematikken, vil bilen rulle utover i en sving. Dette kan føre til en stor mengde cambervinkel endring, spissingsvinkel endring, *jacking* og en rekke andre, mindre ønskelige egenskaper. Ved stor mengde rulling kan bilen også i verste fall treffe bakken.

For å unngå dette kan en til en viss grad redusere bevegelsesforholdet, ofte kalt *motion ratio*, mellom hvor mye dekket forflyttes og fjæren komprimeres, eller ha stivere fjærer. Dette kan derimot ikke alltid være ønskelig, da stivere fjærer kan gjøre at bilen reagerer dårligere til ujevnheter på banen, og generelt forverre kjøreeplevelsen til føreren [1, s. 92-94].

En annen måte å redusere rulling på er ved å introdusere anti-rulling, gjerne ved et krengestag. Den vil fungere ved å øke stivheten over akselen kun ved rulling, uten å påvirke *squat* og *dive*. Tradisjonelt vil krengestaget implementeres som et stag som går på tvers av bilen, og vil bli utsatt for torsjon under rulling som fører til at den virker mot å gjenopprette statisk posisjon [1, s. 111-113].

3.13 Caster vinkel og *caster* lengde

Caster vinkel er en parameter som omhandler vinkelen mellom en imaginær vertikal linje gjennom hjulets kontaktflate og den imaginære linjen dannet gjennom triangelarmenes monteringspunkt på spindelen, sett fra siden på bilen. Dette kan bli sett i figur 3.13.1. *Caster* implementeres gjerne på forhjulene på en bil [1, s. 157].



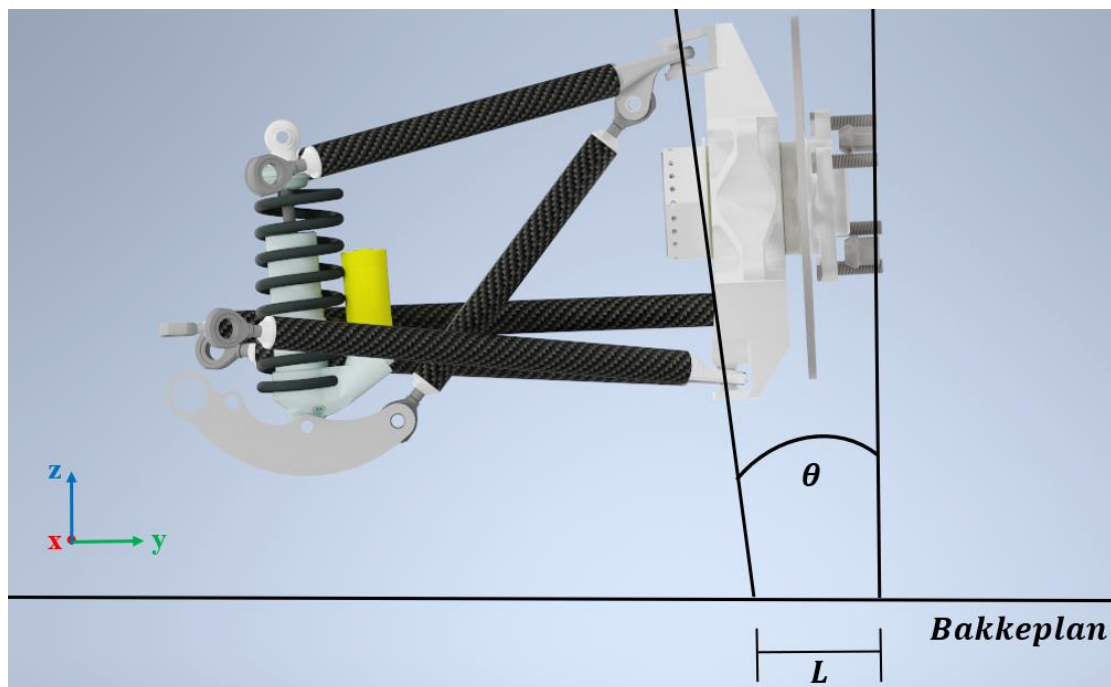
Figur 3.13.1: *Caster* vinkelen θ i grader ($^\circ$), og *caster* lengden L .

Ved å implementere *caster* vinkel, vil den påvirke hvordan bilen håndterer, spesielt i svinger. Det ytre hjulet i en sving vil få mer negativ *camber* under sving. Dette kan være fordelaktig for å motvirke *king pin* vinkelens påvirkning, samt få hjulet til å peke innover i en sving. En vil derimot ikke ha for mye negativ *camber*, da det kan være med på å redusere kontaktflaten dersom vinkelen blir for stor. *Caster* vinkel påvirker også hjulet ved å øke mengden *jacking* [1, s. 157-159].

Caster vinkel påvirker også *caster* lengden. Det er den horisontale distansen mellom kontaktpunktet og skjæringspunktet mellom *caster* vinkelens imaginære linje og bakkeplanet. Denne lengden er viktig da den spiller inn i bilens stabilitet. Ved å ha en viss lengde, kan en føre til at forhjulene får en selvopprettende effekt, som er med på å gjøre bilen mer stabil [1, s. 157-159].

Generelt sett bør *caster* lengden være minst 15 mm. Lengden bør heller ikke være overdrevent lang, da det vil påvirke kjørefølelsen for føreren, blant annet ved å sterkt redusere hvor mye av kreftene som virker på hjulene som blir overført til føreren. En for lang *caster* lengde vil også kunne gjøre det tyngre for føreren å svinge [1, s. 157-159].

3.14 *King pin* vinkel



Figur 3.14.1: *King Pin* vinkel θ og scrub radius L .

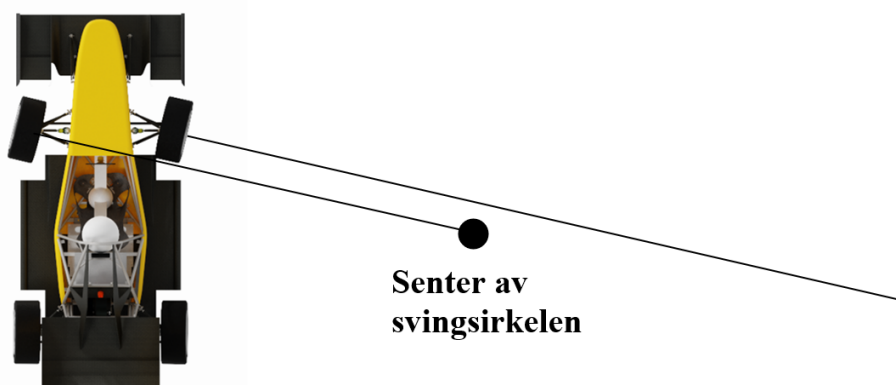
King pin vinkel er vinkelen mellom to imaginære linjer sett forfra på bilen. Den ene er en vertikal linje gjennom kontaktpunktet til hjulet, og den andre er linjen dannet gjennom triangellarmenes monteringspunkter på spindelen ofte kalt styreaksen [1, s. 156-157]. Dette kan bli sett i figur 3.13.1.

Det er både fordeler og ulemper med en stor *king pin* vinkel. Først er det nødvendig for å oppnå en ønskelig *scrub* radius. Dette er distansen mellom kontaktpunktet og skjæringspunktet mellom styreaksen og bakkeplanet, slik som vist i figur 3.14.1. Desto større denne lengden er, jo mer av kreftene vil sendes gjennom styresystemet til føreren. Dette kan være uønskelig i situasjoner hvor kun et av hjulene treffer en ujevnhet i bakken, som kan føre til at rattet plutselig blir «dratt» til den siden. En bør derfor forsøke å begrense lengden til under 40 mm. Dette kan gjøres ved å enten montere armene nærmere senteret av hjulet, eller om det ikke går, øke *king pin* vinkelen slik at den er vinklet mot kontaktpunktet [1, s. 156-157].

Overdreven vinkling bør en derimot unngå, da dette selv har noen negative effekter på kinematikken. Det vil først ha en effekt på *camber* endringen på forhjulene. I svinger vil begge sidene oppleve mer positiv *camber*, som er fordelaktig for innerhjulet, men for ytterhjulet er det svært uønskelig. For stor *king pin* vinkel kan også føre til *jacking*, som videre kan gjøre bilen ustabil [1, s. 156-157].

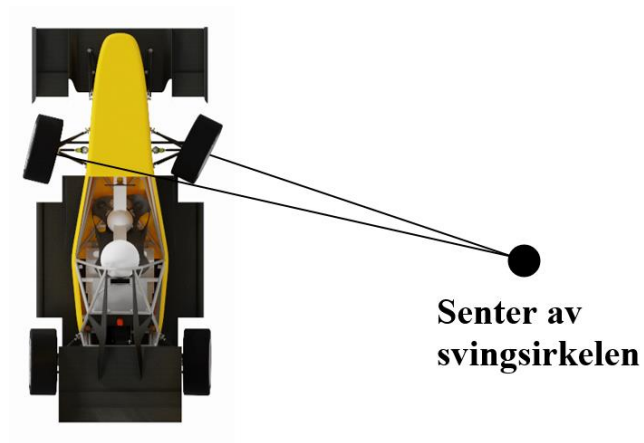
3.15 Ackermann styring

I en sving kan vi approksimere en bils bevegelse til at den går i en sirkulær bane rundt et sentrum. For å holde en konstant radius i en ideell verden uten slipvinkel, må hjulene på bilen vinkles slik at de står vinkelrett mot sirkelets senter. Innerhjulet vil derimot gå rundt sentrum med en kortere radius enn det ytre hjulet på bilen. I figur 3.15.1 kan en derfor se at begge forhjulene ikke vil kunne peke mot sentrum samtidig [2, s. 60]. Dette kalles parallellstyring, og er den simpleste metoden å benytte når en setter opp styringen til bilen. Dette er når begge forhjulene vil vinkles like mange grader når rattet roteres [1, s. 161-162].



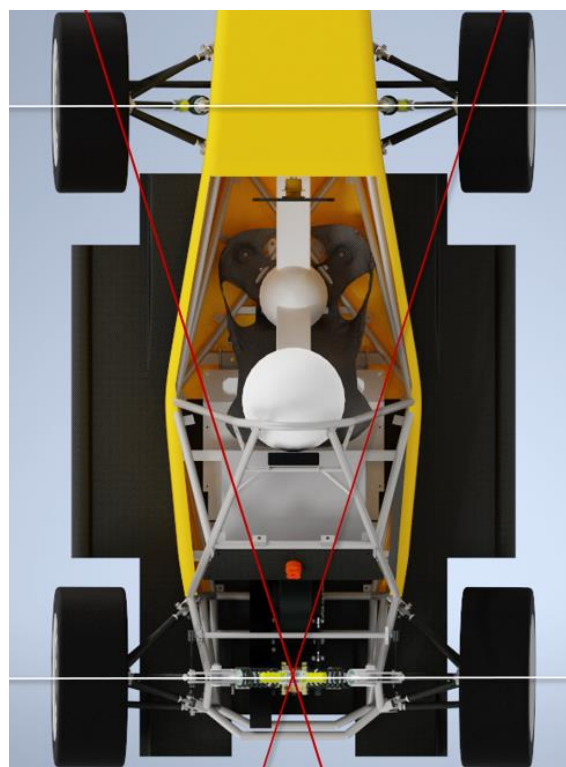
Figur 3.15.1: Figuren viser parallell styring på bilen. Her kan man se hvordan begge hjulene aldri vil kunne være vinkelrette på svingsirkelens senter samtidig.

Ved å sette opp geometrien til hjulopphenget på riktig måte, kan en få begge hjulene til å stå vinkelrett på sirkelens sentrum, slik som i figur 3.15.2. Det er dette vi kaller Ackermann styring. Da vil det indre hjulet svinge mer enn det ytre hjulet [2, s. 60].



Figur 3.15.2: Figuren viser Ackermann styring på bilen. Her vil begge hjulene kunne stå vinkelrett på svingsirkelens senter.

For å få et estimat av bilens prosentmessige Ackermann styring kan en lage en skisse over akslingene til bilen sett ovenfra, slik som i figur 3.15.3. En trekker da en imaginær linje som krysser gjennom styreaksen, akslen hjulet roterer om, og styrearmens monteringspunkt på spindelen. En gjør også dette på motsatt side av bilen. Desto nærmere skjæringspunktet mellom de to linjene er til akselen bak, desto mer Ackermann styring vil bilen ha. Dersom skjæringspunktet er på akselen bak, vil bilen ha 100% Ackermann styring. Ackermann prosent kan også beregnes ved hjelp av dataprogrammer [1, s. 162].



Figur 3.15.3: 100% Ackermann styring. Linjene i hvit er imaginære linjer gjennom bilens akslinger. Linjene i rød er imaginære linjer som krysser styrearmens monteringspunkt på spindelen og styreaksen.

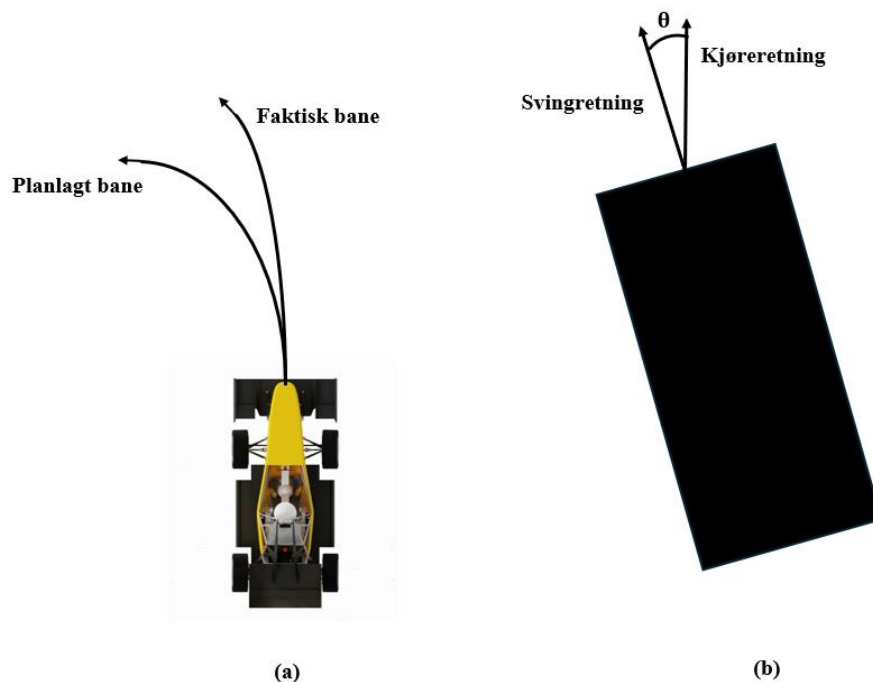
Ackermann styring, og styring generelt, blir derimot et svært komplekst tema når en introduserer ytre påvirkninger og slippvinkel. Typen dekk vil også påvirke dette. Det er derfor svært vanskelig å kunne forutsi mengden Ackermann styring en trenger uten å gjøre store beregninger og fysiske tester.

3.16 Slippvinkel

Slippvinkel er et svært omfattende tema med flere faktorer som spiller inn. Beregninger blir også betydelig vanskeligere når slippvinkel introduseres. Derfor begrenses denne forklaringen til en mer grunnleggende forklaring.

Når en bil kjører i høy fart og svinger, kan en oppleve at bilen svinger mindre enn mengden en har rotert rattet, slik som i figur 3.16.1 (a). Dette skyldes slippvinkel.

Enkelt forklart, er slippvinkelen forskjellen mellom vinkelen på hjulet og vinkelen bilen beveger seg i. For å forstå hvorfor dette skjer, kan en se dette i figur 3.15.1 (b) [1, s. 122].



Figur 3.16.1: (a) viser hvordan slippvinkel kan føre til at bilen tar en bredere sving enn planlagt. (b) viser forskjellen mellom svingretning, som er retningen dekket peker, og kjøreretning, retningen bilen faktisk kjører. Vinkelen mellom dem, θ , er slippvinkelen.

Når en svinger, vil sentripetalkrefter påvirke bilen. Dette fører til at delen av dekket som ligger i klem mellom bakken og hjulet vil deformeres. Desto mer krefter som virker på bilen, desto mer blir kontaktflaten deformert i forhold til resten av dekket. Det er dette som fører til slippvinkel, og videre at bilen vil svinge mindre enn forventet. Føreren vil derfor oppleve at dersom man tar svingen raskere, med mer krefter, vil slippvinkelen øke og forskjellen mellom vinkling av dekket og kjøreretning blir større [1, s. 122-123].

En god fører vil derimot kunne dra nytte av slippvinkelen for å forbedre sin rundetid. Alt etter vekten som virker på hjulet i det øyeblikket, vil dekket ha en optimal slippvinkel, hvor det vil kunne ta opp mest mulig laterale krefter. Desto større laterale krefter, desto høyere slippvinkel trenger en for å oppnå optimal slippvinkel. Dette defineres ofte med en graf utarbeidet av dekkdata etter testing av dekket [1, s. 128-130].

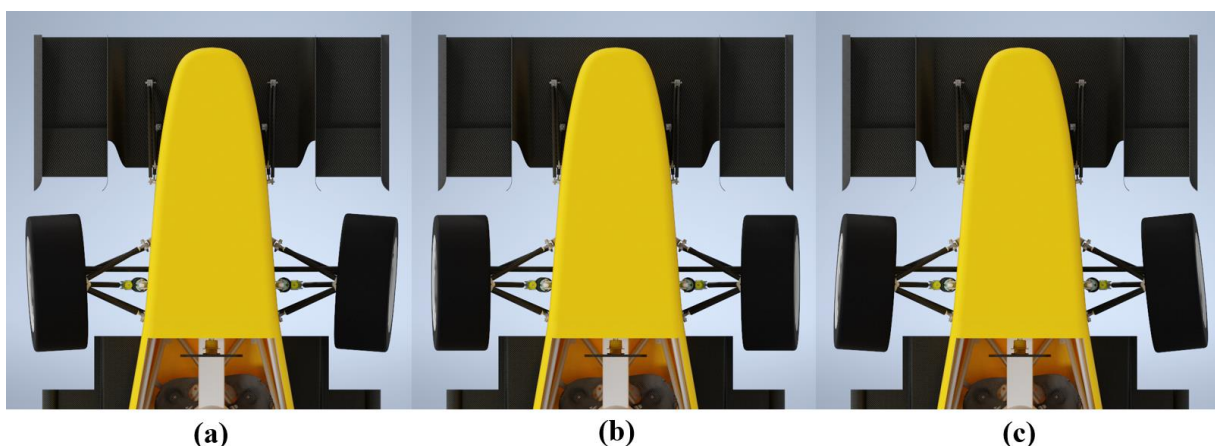
For å finne optimal slippvinkel ute på banen kreves det erfaring med bilen. Ofte vil erfarne førere kunne «føle» det på bilen, og en kan oppleve at en tar svingen mye raskere. Svinger en for lite, vil en ikke kunne ta svingen i den hastigheten. Svinger en for mye, kan en oppleve at bilen svinger svært mye mindre enn planlagt, eller i verste fall mister grep eller over- eller understyrer.

Siden dette kan ha en effekt på svingradiusen til biler, er det et viktig parameter å ta høyde for ved design av et hjuloppheng.

3.17 Spissingsvinkel

For å oppnå god stabilitet på strekker, samt oppnå ønskede kjøreegenskaper i svinger er det viktig å stille inn riktig spissing på hjulene.

Begrepet spissing omtaler vinkelen hjulene har i forhold til en imaginær linje langs bilen sett ovenfra, vist i figur 3.17.1. Ifølge konvensjon er spissingsvinkel utover fra bilen negativ, ofte kalt utover spissing, og spissingsvinkel innover mot bilen positiv, kalt innover spissing. Hjulene på hver side av bilen vil også tradisjonelt sett alltid ha samme mengde spissing [11].



Figur 3.17.1: (a) viser en bil med utover spissingsvinkel, (b) viser samme bil med nøytral spissingsvinkel, og (c) viser samme bil med innover spissingsvinkel.

Utover spissing i negativ retning vil som regel føre til en mindre stabil bil ved høy fart, men vil hjelpe bilen i svinger. Spissingsvinkel i positiv retning vil som regel ha motsatt effekt, noe som kan hjelpe mindre erfarne førere. Nøytral spissingsvinkel vil gi ingen av de nevnte fordelene og ulempene, men vil minimere dekkslitasjen [1, s. 161-162]. Effekten av spissingsvinkelen vil derimot endres noe, alt etter om hjulene er drivende hjul, altså hjul koblet til motorer, eller ikke.

Slik som nevnt tidligere vil spissing føre til økt slitasje på dekkene. Mengden spissing varierer derfor stort etter hvilket bruksområde bilen har, men er sjeldent mer enn $0,25^\circ$ i begge retninger [1, s. 160].

3.18 Over- og understyring

Dersom hjulopphenget ikke er fullstendig balansert, kan over- eller understyring oppstå.

Overstyring er situasjoner hvor føreren kan oppleve at en mister kontroll over bakenden av bilen, som ofte resulterer i at bilen spinner ut. Bilen opplever da at fronthjulenes slippvinkel blir lavere enn bakhjulenes slippvinkel. Bakhjulene vil da svinge med en større svingradius enn fronthjulene [1, s. 122]. Dette anses som en ustabil situasjon, hvor bilen ønsker å spinne ut av kontroll [2, s. 118].

Ved understyring vil føreren kunne oppleve at bilen gir etter i svinger, og svingradiusen blir større enn forventet. Det motsatte av overstyring skjer da. Bilens fronthjul vil nå ha større slippvinkel enn bakhjulene [1, s. 122].

Flere faktorer påvirker bilens stabilitet, blant annet dekkenes egenskaper, hvilke hastighet en går inn i en sving med, *jacking*, hjulstillingsparametere som spissing og cambervinkel, og hele bilens stivhet [1, s. 139-150]. Vektfordelingen spiller også en rolle i dette, hvor enden av bilen med minst vekt ofte kan oppleve å miste grep dersom vi fortsetter å øke farten til vi mister grep [1, s. 19-20]. Beregning av dette er derfor ofte kompleks, og fysisk testing av bilen brukes ofte. Dette gjøres også ofte da forskjellige førere ofte har egne preferanser etter hvordan bilens stabilitet bør være. Bilen kan da stilles inn til ønsket mengde over- eller understyring ved å enten endre på hjulstillingsparametere eller ved å introdusere et krengestag.

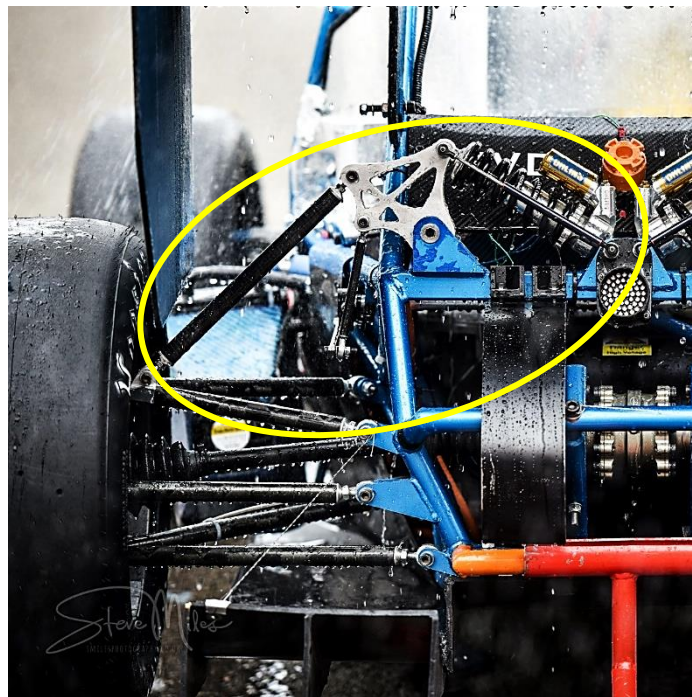
3.19 Dempesystemer

Dempesystemet i hjulopphenget er selve delen som vil ta opp de vertikale lastene, samtidig som den presser hjulet mot bakken. Dette kan oppnås på flere måter, men er tradisjonelt sett ett oppsett bestående av en demper og en fjær. Demperen vil da virke mot å motstå vibrasjoner, mens fjæren tar opp lasten.

I motorsport er målet med fjær og demper oppsett å oppnå maksimal bakkekontakt til enhver tid. Det eksisterer tre velutviklede metoder for demping av biler: *Push-rod* demping, direkte demping og *pull-rod* demping.

3.19.1 *Push-rod* demping

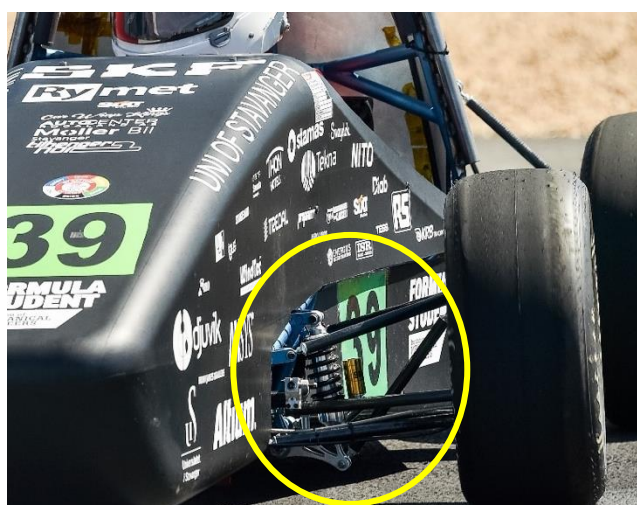
I et *push-rod* dempesystem er demperen plassert høyere en festepunktet på spindelen. Den benytter en *push-rod* stav, som overfører kreftene fra hjulet til en *rocker*. Disse kreftene vil da danne et moment om rotasjonspunktet til *rockeren*, som videreføres til fjær og demper som vil komprimeres og absorbere kraften. Disse komponentene må ligge i samme plan for at dempesystemet skal ha ønsket effekt. Se figur 3.19.1 for eksempel på et *push-rod* dempesystem. Navnet *push-rod* demping kommer av at når hjulet beveger seg oppover, vil *push-rod* staven «dytte» hjulet nedover igjen [12].



Figur 3.19.1: *Push-rod* demping fra fjorårets ION Racing bil, «Frøya». Her ser man demperen og *rockeren* montert på rammen, med en *push-rod* stav fra *rockeren* ned til hjulet. Bilde tatt av Steve Miles på FSUK 2023 for IMechE Formula Student [13].

3.19.2 *Pull-rod* demping

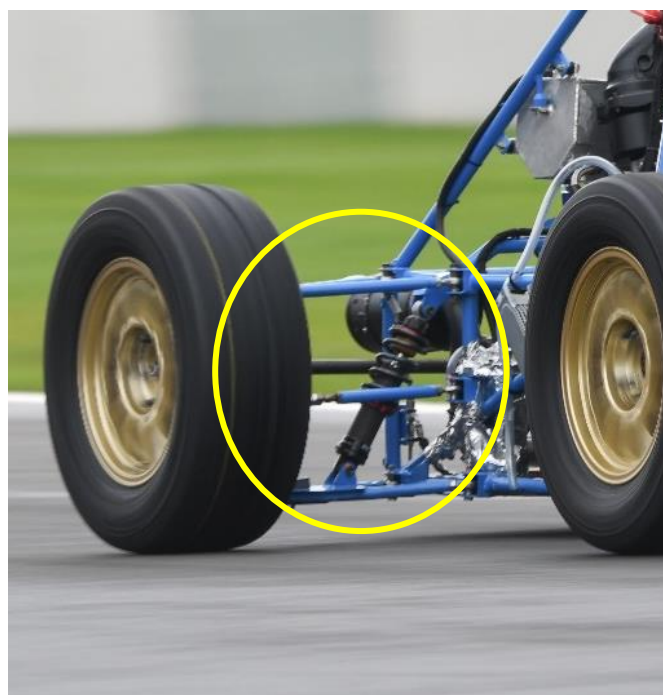
Et *pull-rod* dempesystem er montert slik at en stav fra spindelen monteres på demperen via en *rocker* som har et lavere festepunkt. Hjullasten vil overføres via staven til *rockeren*, og på samme måte som ved *push-rod* demping, vil momentet i *rockeren* komprimere fjære og demper oppsettet. Likt som ved *push-rod* demping, kommer navnet av at når hjulet beveger seg oppover, vil *pull-rod* staven «dra» hjulet nedover igjen [12]. Et eksempel på *pull-rod* demping kan bli sett i figur 3.19.2.



Figur 3.19.2: Eksempel på pull-rod demping foran på 2022 bilen til ION Racing, «Gullfakse». Her ser man at demperen er montert til en rocker, som videre er montert til en pull-rod stav som går opp til hjulet. Bilde tatt av Checkpointimages på FSUK 2022 for IMechE Formula Student [13].

3.19.3 Direkte demping

I direkte demping, også kalt ekstern demping, er demperen montert direkte på spindelen og opp til et høyere punkt på rammen. Når krefter går i hjulet, vil hjul-lasten gå direkte i demperen og skape kompresjon slik som i *push-rod* systemet [1, s. 91]. Et eksempel på hvordan dette kan implementeres er vist i figur 3.19.3 under.



Figur 3.19.3: Bilde av University of Bolton sin 2023 bil. Bildet viser hvordan direkte demping kan implementeres i hjuloppheng. Bildet er tatt av Chris Aldridge på FSUK 2023 for IMechE Formula Student [13].

3.20 Tvinnet karbonfiber rør

Karbonfiber er et solid og fleksibelt materiale som er kunstig framstilt ved å legge sammen tråder av nært rent karbon, som blandes med resin og kan dermed lage simple og kompliserte objekter.

Karbonfiber er et svært lett materiale, med tetthet omkring $2 \frac{g}{cm^3}$ som gjør det mange ganger lettere enn metaller. Samtidig har karbonfiber produkter høy strekk / kompresjonsstyrke og stivhet [14].

Karbonfiber kan benyttes til å lage rør eller støpte elementer for triangelarmer til hjuloppheng. Selve prosessen for dette kan variere svært etter type kompositt og ønskede egenskaper. En metode er å tvinne flere lag med karbonfiber rundt en sylindrisk form med ønsket indre diameter til røret. Dette gjøres frem til den ønskede tykkelsen og styrken er oppnådd. Da plasseres røret i vakuum ved høy temperatur sammen med resin. Denne metoden gir et bra resultat, i tillegg til at en kan tilpasse blant annet fiberretning og tvinnet metode for å oppnå de egenskapene en vil ha fra rørene [15].

3.21 Friksjonskoeffisienten

Å ha en veldefinert friksjonskoeffisient er ekstremt viktig for å kunne beregne et realistisk mål på hvor mye krefter som går i systemet. Koeffisienten er en multiplikator for å beregne maksimal statisk friksjon, altså maksimalt grep dekket vil ha på underlaget [1, s. 3]. For å oppnå beste mulige rundetider må en hele tiden kjøre nærme grensen mellom statisk og glidende friksjon. Det er da maksimale krefter vil oppstå i hjuloppheng.

Et problem en står ovenfor derimot er at friksjonskoeffisienten vil variere kontinuerlig gjennom en hel runde, alt etter en rekke faktorer slik som vekt på hjulet og hvilke krefter som virker i øyeblikket [1, s. 3-4]. En må derfor ta høyde for det under kalkulasjoner, enten ved å tilpasse friksjonskoeffisienten til situasjonen en beregner på, eller ved å finne en gjennomsnittlig friksjonskoeffisient slik at en kan estimere kreftene [1, s. 12].

3.22 Programvarer

3.22.1 Microsoft Excel

Microsoft Excel er en regneark-basert programvare, som kan brukes til en rekke arbeidsoppgaver. Integret i programvaren, er det en rekke formler og matematiske operasjoner som brukeren kan ta i bruk til å beregne og tilknytte formler. Dette gjør programmet til et ideelt verktøy for å beregne store operasjoner med flere beregninger som er avhengige av hverandre.

Excel er også et bra datahåndterings- og visualiseringsprogram, som gjør at det også kan brukes til å lage figurer, tabeller og grafer.

3.22.2 *OptimumKinematics*

OptimumKinematics er en programvare som spesialiserer seg i hjuloppheng geometri design og analyse.

Den er utviklet av *OptimumG*, som har utviklet en rekke programvarer knyttet direkte til bilutvikling, og har et høyt omdømme i racing verdenen [16]. Blant annet tar en rekke bilprodusenter og racing lag i bruk deres programmer, slik som *Jaguar*, *Michelin*, *BMW*, *Jota Sport* og *Volkswagen Motorsport* [17].

Programmet fungerer ved at en definerer nodene i hjuloppheng ved å oppgi koordinater i det globale koordinatsystemet. Dette inkluderer monteringspunkter til triangelarmene, monteringspunktet til styrearmene, plassering av demper og rotasjonsakse til *rockere*. Du definerer også parametere til bilen, slik som hjulbase, bilbredde, styreforhold, massesenter, vektfordeling og dekkparametere. Ved hjelp av dette genererer programmet en tredimensjonal modell av hjuloppheng for å visualisere designet.

Når brukeren har satt opp hjuloppheng til sitt ønskede oppsett, kan en da kjøre simuleringer for å generere grafer og ut-data om verdier som kan brukes til å tolke hjulopphengets ytelse under kjøring. Disse innebærer hump og tilbake støt, rulling, *dive* og *squat*. En kan også simulere en kombinasjon av disse, eller importere dempesensor data inn i programmet for å simulere mer realistiske situasjoner.

Når en har tolket ut-dataene, kan man stegvis endre på parametere eller noderes plassering og simulere på ny frem til en oppnår en kinematikk som er tilfredsstillende for hjuloppheng.

3.22.3 *Autodesk Inventor*

Autodesk Inventor er et mye brukt DAK og analyseprogram. I denne sammenhengen kan programmet brukes gjennomgående i de fleste produktutviklingsprosjekter. En kan da 3D-modellere komponenter til systemet, for så å gjøre analyser slik som FEA, for så å sammensette komponentene i programmet og lage arbeidstegninger. Siden programmet er såpass allsidig mens den fortsatt opprettholder sin brukervennlighet, brukes dette programmet mye i industrien [18].

3.22.4 *Ansys Mechanical APDL*

Ansys Mechanical APDL er et elementmetoder analyse (FEA) program som kan brukes for å lage geometrier, og deretter simulere med ønsket støtter og lastsituasjoner. Med *Ansys Mechanical APDL* har brukeren kontroll på en rekke parametere under simuleringen, disse er: Materialegenskaper, elementtyper (konstruksjonselement typer), tverrsnitt, forskyvningsrestriksjoner og lasttyper [19].

Ansys Mechanical APDL er et elementmetoder analyse (FEA) program som kan brukes for å lage geometrier, og deretter simulere med ønsket støtter og lastsituasjoner. Med *Ansys Mechanical APDL* har brukeren kontroll på en rekke parametere under simuleringen, disse er: Materialegenskaper, elementtyper (konstruksjonselement typer), tverrsnitt, forskyvningsrestriksjoner og lasttyper [19].

3.23 Aluminiumslegeringer

To mye brukte aluminiumslegeringer er ALU 6082 T6 og ALU 7075 T6.

ALU 6082 T6 er en veldig mye brukt aluminiumslegering, da det er lett å maskinere ut ifra og er motstandsdyktig mot korrosjon. Flytegrensen varierer noe etter tykkelsen på stykket, men ligger typisk mellom 240 og 260 MPa. Bruddstyrken ligger også typisk mellom 280 og 310 MPa [20]. Flere av egenskapene kan bli sett i databladet i A1 i vedlegget.

ALU 6082 har veldig like egenskaper som ALU 6061, som er mye brukt i andre deler av verden [21]. De har veldig lik varmeledningsevne og varmeutvidelse, og samme elastisitetsmodul. ALU 6082 har noe høyere flytegrense, men ganske lik bruddstyrke. 6082 er derimot noe hardere, og komposisjonen innad i materialet er noe forskjellig.

ALU 7075 T6 er noe sterkere enn ALU 6082 T6. Den er også enkel å maskinere ut ifra. ALU 7075 T6 produsert etter standard EN 755-2 har flytegrenser på omtrent 400 MPa, mens bruddstyrker ligger rundt 470 MPa. Dette er merkbart høyere enn ved ALU 6061 T6. Materialet er også mye hardere, og har en høyere E-modul enn ALU 6061. Flere av egenskapene kan bli sett i A2 [22].

3.24 Lineær interpolasjon

Interpolasjon er en matematisk approksimeringsmetode for å finne en verdi av en funksjon mellom to punkter. For en funksjon som varierer med x , sammen med to gitte verdier for punktene X_1 , X_2 , kan interpolasjon gjøres med følgende formel [23]:

$$f(x) \approx f(x_1) + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} (f(x_2) - f(x_1)) \quad (51)$$

4 Generering og valg av hjuloppheng konsept

For utvikling av hjuloppheng inkludert dempesystemet har vi benyttet metodikk fra *Product Design and Development* [24]. Denne boken tar et dypdykk i effektiv innsamling og organisering av behov, problemdekomponering, søk/utvikling av løsninger for problemet og valg av løsninger gjennom konseptutvikling.

4.1 Identifisering av behov til hjuloppheng

4.1.1 Behov for ønsket håndtering

Ved design og optimalisering av hjuloppheng geometrien og dempesystemet var det viktig å identifisere spesifikt hva vi ønsket å oppnå med hjuloppheng. Dette arbeidet startet med å identifisere behovene.

Hovedmålet med et hjuloppheng er å oppnå gode kjøreegenskaper for føreren. En del av behovene til systemet kommer derfor fra bilens håndtering. Det ble da identifisert behovene under i tabell 4.1.1.

Tabell 4.1.1: Behovene identifisert tilknyttet til ønsket håndtering under kjøring.

Behov fra håndtering
~ Håndterbar ved både lav og høy fart
~ Hjuloppheng gir bilen godt grep under akselerasjon og svinger med høy fart
~ Hjuloppheng er lett monterbar.
~ Hjuloppheng kan monteres uten spesialstyr.
~ Hjuloppheng kan justeres.

4.1.2 Tekniske behov for regelverk og eksterne motorer

Identifisering av tekniske behov for vårt hjuloppheng gikk ut på å studere regelverket og problemer/erfaringer fra forrige bil. Etter studie av regelverket og diskusjon med de relaterte bacheloroppgavene innen eksterne motorer, ble følgende rådata samlet inn:

- ~ Formula student UK inneholder 4 dynamiske øvelser: *Acceleration*, *Skidpad*, *Autocross* og *Trackdrive*. *Autocross* (sprintløp) og *Trackdrive* (utholdenhetsløp) kjøres på samme bane. Denne har minste bredde på 3 m og en knappenål sving med radius 4,5 m. Banen inneholder også mindre svinger og slalåm seksjoner som bilen skal kjøre i høy fart. Banene er laget etter reglene D 6.1.1 og D 7.1.1 i regelverket. Poeng deles ut basert på total tid, runder gjennomført og fullført løp. I tillegg er det andre kategorier som kan gi poeng, for eksempel *Efficiency* måler mengde strøm benyttet. *Autocross* er beskrevet i regelverket under seksjon D 6, mens *Trackdrive* er beskrevet under seksjon D 7 [25, s. 170-177].
- ~ *Skidpad* er en øvelse hvor bilens svingevne, grep og marktrykk skal testes. Bilene skal kjøre i sirkler 18,25m fra hverandre med ytre diameter 21,25m, og bane bredde 3m. Poeng for *Skidpad* blir gitt basert på tid etter straff for kjebleriving, samt 5 poeng for fullføring av øvelsen. Info om *Skidpad* ligger under seksjon D4 i regelverket [25, s. 165-166].
- ~ I *Acceleration* øvelsen skal bilens akselerasjon og fart testes på en strekke på 75m, her er det viktig med motorkraft samt nok grep og marktrykk slik at bilen ikke spinner og mister tid. Samtidig må hjulopphenget være stivt nok slik at bilen ikke opplever *squat* ned i bakken. Akselerasjonsøvelsen er beskrevet under D 5 i regelverket [25, s. 167-169].
- ~ For å forbedre bilens opptreden i hver av disse dynamiske øvelsene har ION Racing et ønske om ekstern motor i spindelen. Dette krever at det er plass til motorer og girkasse i hvert av hjulene. Denne løsningen er ikke mulig med det nåværende hjulopphenget på grunn av *pull-rod* dempingen som er montert i sentrum av hjulopphenget der akselen skal gå. I tillegg til dette er det mye forbedringspotensial i det nåværende hjulopphenget.
- ~ Aerodynamiske elementer på bilen for marktrykk øker også kreftene som virker på hjulopphenget. Dette fører til at hjulopphenget må være stivere for å holde bilen stabil under kjøring.
- ~ Bilene som er laget for *Formula Student* er alle designet etter samme regelverk. Dette regelverket gir en viss mengde grenser for bilens dimensjoner. Regel T 2.3.2 gir minimum bakeklarering for alle komponenter av en *Formula Student* bil, med unntak for dekkene. Dette kravet er 30mm. Videre kreves også at hjulopphenget skal ha en funksjonell hjulvandring på totalt 50 mm, med minimum 25 mm mulig bevegelse

oppover (*jounce*), ifølge regel T2.3.1. Regel T2.3.3 krever også at alle festepunkter på hjuloppheng skal være synlige ved teknisk inspeksjon [25, s. 32].

- ~ Ved uforutsigbare hendelser rett før konkurransen, er det en fordel å kunne montere på et nytt hjuloppheng på kort tid.

Rådataen ble så formulert til behov som kan bli satt inn i tabell 4.1.2 under.

Tabell 4.1.2: Tabell som viser behovene identifisert tilknyttet tekniske aspekter til bilen og regelverket.

Behov knyttet til regler og eksterne motorer
~ Hjuloppheng må ha en dempeløsning som ikke krever plass mellom triangelarmene slik at en motor med gir kan monteres gjennom senter av spindelen
~ Ingen komponenter, med unntak for dekkene, kan være nærmere bakken enn 30 mm. (T2.3.2)
~ Hjuloppheng har en mulig hjulvandring minst 50 mm (T2.3.1)
~ Hjuloppheng klarer minimum 25 mm vertikal forskyvning oppover (T2.3.1)
~ Alle bevegelige komponenter eller skarpe komponenter må være adskilt fra fører inne i bilen
~ Alle monteringspunkter er tydelige ved inspeksjon (T2.3.3)
~ Bilen fungerer på en bane med banebredde på 3 m (D6.1.1)
~ Bilen har en svingradius på 4,5 meter eller mindre (D6.1.1)
~ Hjuloppheng tåler kreftene det blir utsatt for

4.2 Rangering av behov

Behovene fra tabell 4.1.1 og tabell 4.1.2 ble så rangert etter hvor viktige de var for det endelige designet. Dette ble gjort ved intuisjon fra erfaringer vi har fra teamet. Offisielle regler fra konkurransen ble sett på som viktigst da det i verste fall kan føre til diskvalifisering. Resultatet kan ses i tabell 4.2.1.

Tabell 4.2.1: Rangering av behovene etter viktighet. Basert på EXHIBIT 6-2 [24, s. 97].

Nr.	Behov	Viktighet 1-5
1.	Hjulvanding	5
2.	Bakkeklaring	5
3.	Tydelige monteringspunkter	5
4.	Ingen forstyrrelser for eksterne motorer	5
5.	Nødvendig styrkekrav i triangelarmene	5
6.	Optimalisert grep	4
7.	Bilens svingradius	4
8.	Håndtering	4
9.	Bilbredde basert på banen	3
10.	Dekke for bevegelige og skarpe komponenter	3
11.	Hjulopphenget er justerbart	3
12.	Lett å montere	2
13.	Montering behøver ingen spesialutstyr	2

4.3 Definerer av målspesifikasjoner

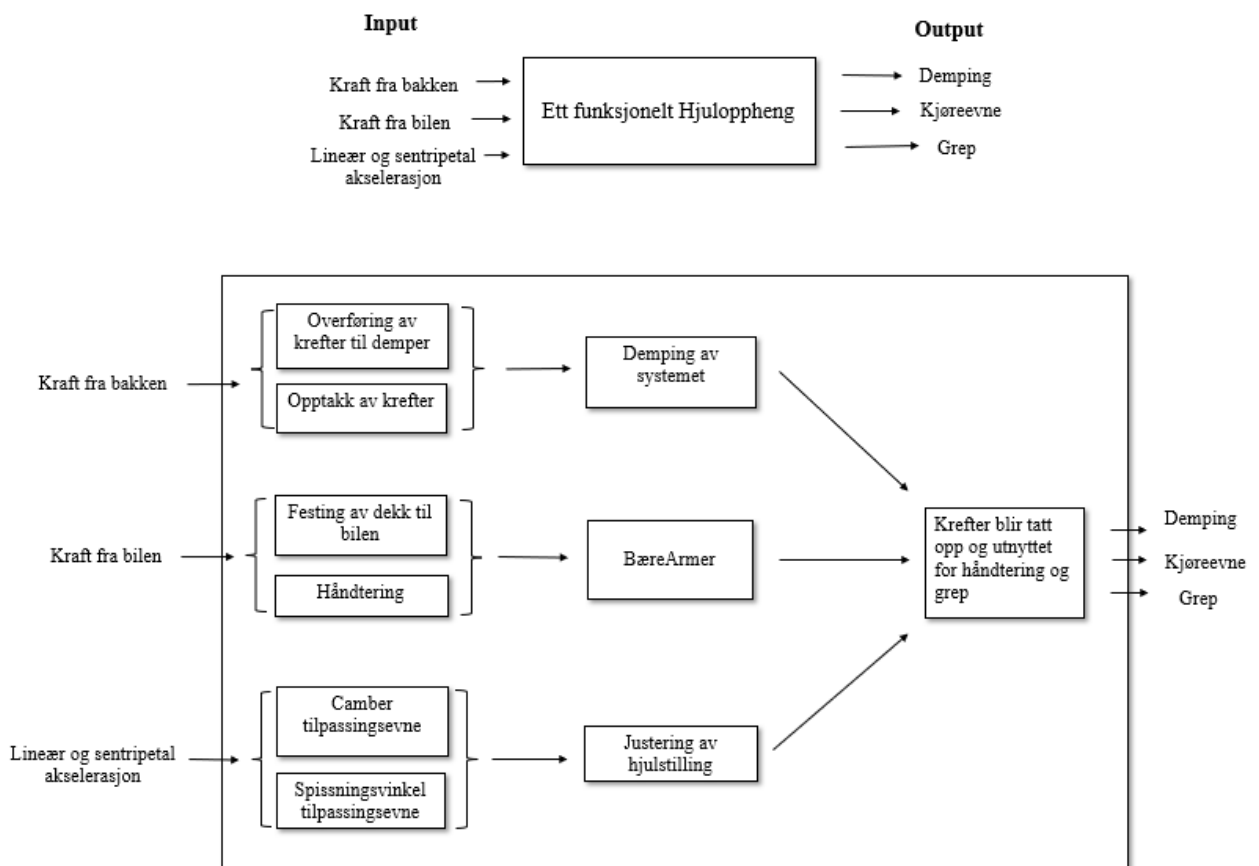
Videre fra behovene ble det utviklet målspesifikasjoner for hjulopphenget. Med innspill fra bachelorgruppene som utvikler girkasse og spindel til motorene, ble det satt dimensjonsbegrensinger for hjulopphenget med tanke på motorene. Disse mål spesifikasjonene kan da brukes senere i designprosessen for å evaluere konseptene. Spesifikasjonene kan bli sett i tabell 4.3.1.

Tabell 4.3.1: Spesifikasjoner satt til designet. Basert på EXHIBIT 6-8 [24, s. 108].

Mål spesifikasjoner	Enhet	Verdi
Hjulvandring	mm	≥ 50
Vertikal oppover forskyvning	mm	≥ 25
Montering	min	< 60
Svingradius	m	$\leq 4,5$
Bakkeklaring	mm	≤ 30
Bil bredde	m	$\leq 1,5$
Vertikal klaring mellom triangelarmer på spindel	mm	>180
Skal tåle krefter til en bil med vekt	Kg	315
Rullesenter lateral bevegelse	mm	< 100
Rullesenter vertikal bevegelse	mm	< 50

4.4 Dekomponering av problemer

Etter å ha generert behov og mål spesifikasjoner, startet vi prosessen for konseptgenerering. Etter som prosessen for design av et hjuloppheng er svært omfattende, startet vi med å dekomponere problemstillingen. Målet var da å dekomponere problemet til så enkle problemstillinger som mulig, for så å definere løsninger for hvert delproblem. Resultatet av denne dekomponeringen er lagt inn i figur 4.4.1.



Figur 4.4.1: Funksjonsdiagram som er benyttet til å kartlegge problemer som må løses for å oppnå et velfungerende hjuloppheng. Basert på EXHIBIT 7-4 [24, s. 126].

4.5 Konseptgenerering ved hjelp av konsept kombinasjonstabell

For å generere konsepter ble det først identifisert løsninger for hvert enkelt delproblem. Disse ble identifisert ved hjelp av egen erfaring, observasjon av andre *Formula Student* biler, og løsninger nevnt i boken *Race Car Design* [1], Løsningene som ble identifisert for hvert problem kan bli sett i tabell 4.5.1.

Tabell 4.5.1: Tabell som viser løsningene identifisert for hvert delproblem.

1. Overføring av krefter til demper	2. Opptak av krefter	3. Festing av dekk til bilen
<ul style="list-style-type: none"> ~ <i>Push-rod</i> demping ~ <i>Pull-rod</i> demping ~ Direkte demping ~ MacPherson oppheng 	<ul style="list-style-type: none"> ~ Fjær og demper ~ Luftdemper ~ Bladfjær ~ Torsjonstag 	<ul style="list-style-type: none"> ~ Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke ~ Karbonfiber triangelarmer ~ <i>Forged carbon</i> triangelarmer ~ Metall Triangelarm
4. Håndtering	5. Tilpasse camber	6. Tilpasse spissing
<ul style="list-style-type: none"> ~ Parallele armer ~ Konvergerende armer ~ Lik lengde på armer ~ Ulike lengde på armer ~ Langsgående vinkling på armer 	<ul style="list-style-type: none"> ~ <i>Rod-end</i> ~ Camber blokk 	<ul style="list-style-type: none"> ~ <i>Rod-end</i> ~ Bytte arm etter behov

For å redusere mengden konsepter, valgte vi så å eliminere mindre sannsynlige løsninger. Flere av løsningene er ikke hensiktsmessige å implementere, da de kan være vanskelige å tilpasse til en *Formula Student* bil, dyre å implementere eller at de andre løsningene var tydelig bedre. Løsninger som kan implementeres samtidig er også blitt kombinert.

Etter å ha eliminert noen av løsningene, ble vi stående igjen med løsningene i tabell 4.5.2.

Tabell 4.5.2: Tabell viser de ulike løsningene til hvert problem, etter å ha eliminert mindre sannsynlige løsninger.

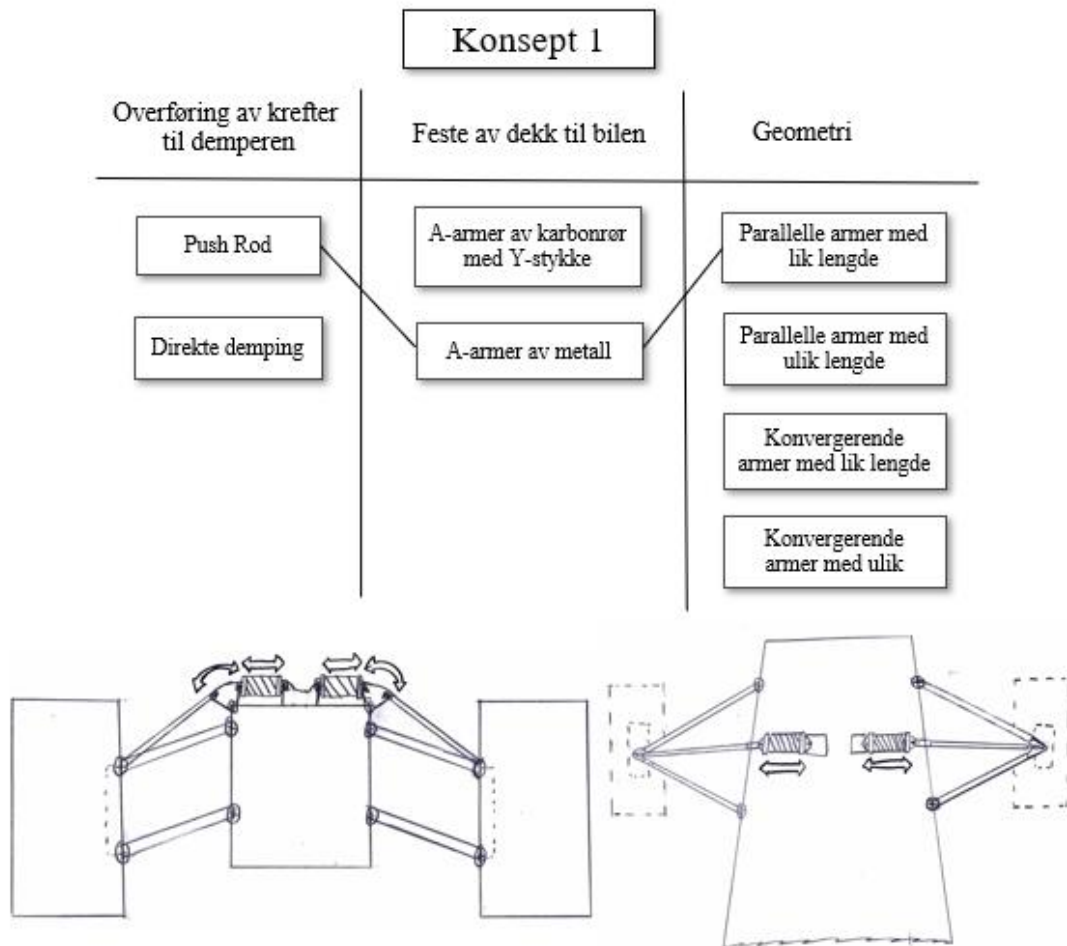
1. Overføring av krefter til demper	2. Opptak av krefter	3. Festing av dekk til bilen
~ Push-rod demping ~ Direkte demping	~ Fjær og demper	~ Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke ~ Metall triangelarm
4. Håndtering	5. Tilpasse camber	6. Tilpasse spissing
~ Parallele armer med lik lengde ~ Parallele armer med ulik lengde ~ Konvergerende armer med lik lengde ~ Konvergerende armer med ulik lengde	~ Rod-end og camber blokk	~ Rod-end

For å videre generere konsepter, ble det benyttet en konsept kombinasjonstabell, da vi hadde en overkommelig mengde mulige løsninger. I denne tabellen setter vi opp en liste for alle løsningene for hver funksjon. En går så gjennom hver kombinasjon og tar for seg disse. Denne kan ses i figur 4.5.1.

Overføring av krefter til demperen	Feste av dekk til bilen	Geometri
Push Rod	A-armer av karbonrør med Y-stykke	Parallele armer med lik lengde
Direkte demping	A-armer av metall	Parallele armer med ulik lengde
		Konvergerende armer med lik lengde
		Konvergerende armer med ulik

Figur 4.5.1: Konsept kombinasjonstabell over løsningene til problemene. Basert på EXHIBIT 7-9 [24, s. 138].

Fra figur 4.5.1 fikk vi kombinasjonene sett i tabellen i vedlegg A3. Det ble så skissert opp skisser for noen av løsningene, slik som sett i figurene under.

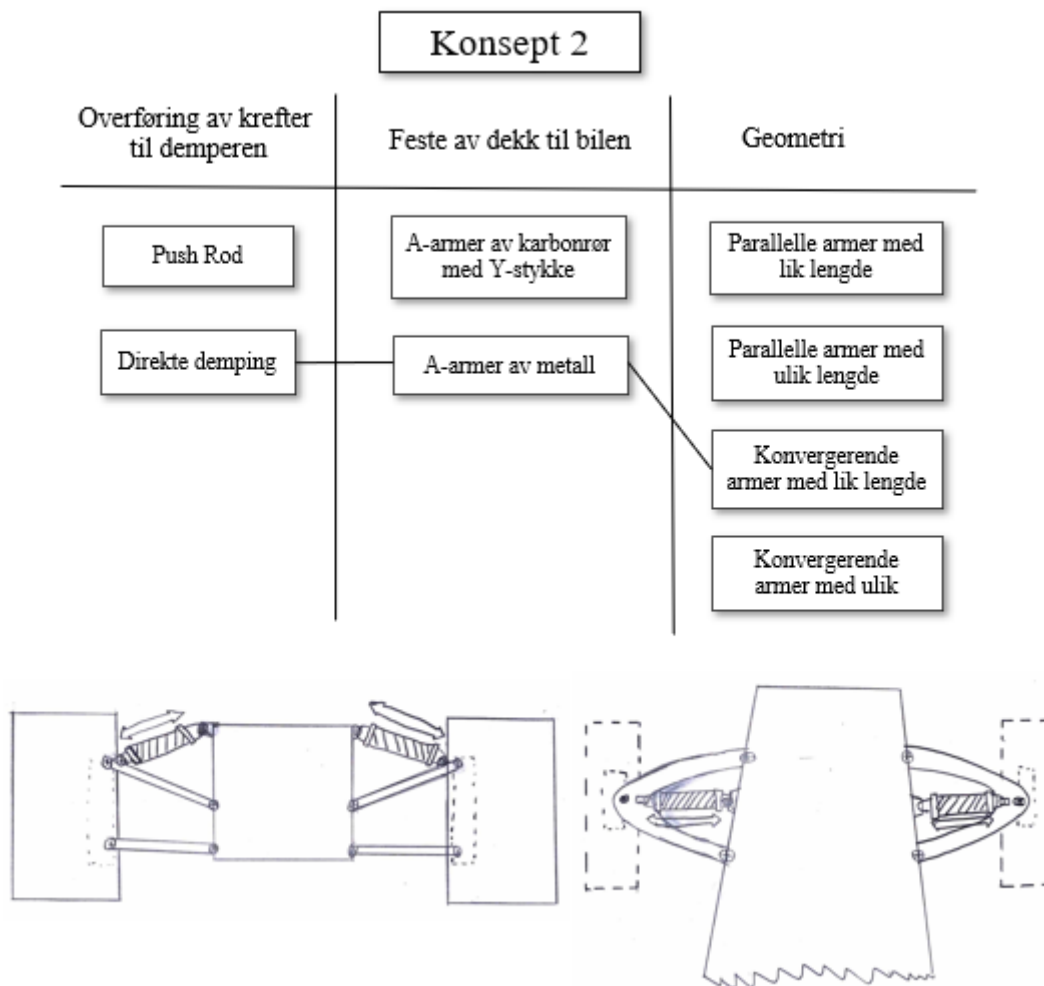


Figur 4.5.2: konsept kombinasjonstabell for konsept 1, hvor løsningen benytter: Push Rod demping, Triangelarmer av metall og Parallele armer med lik lengde. Basert på EXHIBIT 7-10 [24, s. 139].

Figur 4.5.2 viser konsept 1, dette konseptet benyttet *push-rod* demping. Demperne kunne da monteres på øvre side av stålrammen. Armene skulle være stålrør sveiset sammen til triangelarmer satt sammen til parallell dobbel triangelarm geometri.

Det positive med dette designet var at det var lett å oppnå, gir et høyt rullecenter og kan utnyttes for bedre aerodynamikk. *Push-rod* dempeløsningen var også relativt lett å benytte, da ION Racing har brukt denne løsningen tidligere på monocoque bilene. Armene kunne sammenstilles selv på en billig og robust måte.

De negative sidene er at parallelle triangelarmer fører til store cambervinkel endringer i svinger. Dempeløsningen var også potensielt forstyrrende for fører og luftstrømmene over bilen hvis den skulle bli høyt over nesen på bilen. Stålrør ville også vært et tyngre alternativ enn karbonfiber rør.

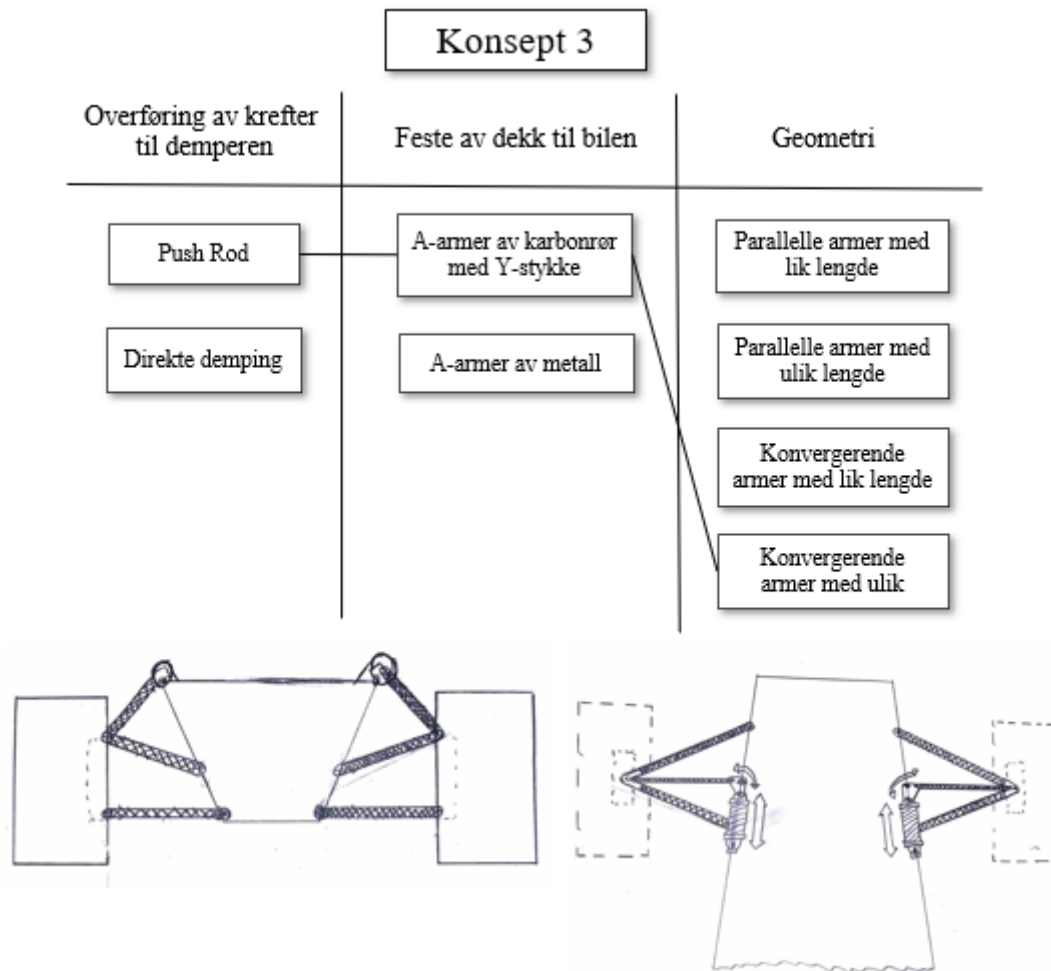


Figur 4.5.3: Konsept kombinasjonstabell for konsept 2, hvor løsningen benytter: Direkte demping, Triangelarmer av metall og Konvergerende armer med lik lengde. Basert på EXHIBIT 7-10 [24, s. 139].

Konsept 2 fra figur 4.5.3 benyttet direkte demping montert høyt på stålrammen og ned til øvre triangelarm. Triangelarmene ble designet som en hel del av metall som måtte maskineres ut eller sveises sammen slik som ved konsept 1. I dette konseptet ble konvergerende armer benyttet for å redusere cambervinkel endring under rulling.

Det positive med dette konseptet er at den hadde redusert den totale mengden deler i systemet. Dette hadde gjort systemet mindre komplekst, og potensielt lettere. Dersom armene hadde blitt maskinert ut, hadde det også vært en mulighet å maskinere armer med mer aerodynamisk form for å hjelpe aerodynamikken.

Den negative siden med et slikt system er at et så simpelt system ville ha begrenset tilpasningsevnen, som hadde gjort det vanskelig å tilpasse systemet til spesifikt vår bil. En eventuell maskinering av triangelarmene hadde også vært svært kostbart og tungt.



Figur 4.5.4: Konsept kombinasjonstabell for konsept 3, hvor løsningen benytter: Push-rod demping, Triangelarmer av karbonrør med y-stykke og Konvergerende armer med ulik lengde. Basert på EXHIBIT 7-10 [24, s. 139].

I konsept 3 ble det benyttet *push-rod* demping med demperne montert på stålrammen langs bilen for å redusere tverrsnittet fra konsept 1. Armene skulle bruke Karbonfiberrør koblet sammen med y-stykker av metall. Konseptet ble laget med konvergerende armer med ulik lengde for å begrense rullesenterbevegelse.

Det positive med konseptet er at ved å montere demperen langs bilen vil den i mindre grad forstyrre luftstrømmene rundt bilen. Konvergerende triangelarmer med ulik lengde vil også gi bilen god cambervinkel kontroll under rulling og kan redusere rullesenterbevegelse betraktelig. Karbonrør med y-stykke er den letteste løsningen tilgjengelig og ION Racing har god erfaring med disse.

Den negative siden med et slikt oppsett er at ION Racing har liten erfaring med langsgående *push-rod* dempere, som kunne gi utfordringer til utførelsen. For å oppnå forskjellige armlengder ville også ha krevd modifisering av ramme eller braketter som kunne ført til ekstra vekt.

4.6 Valg av konsept

For å velge et endelig konsept ble det tatt i bruk en stegvis prosess for eliminering av konsepter. Under denne prosessen ble konseptene rangert, så eliminert.

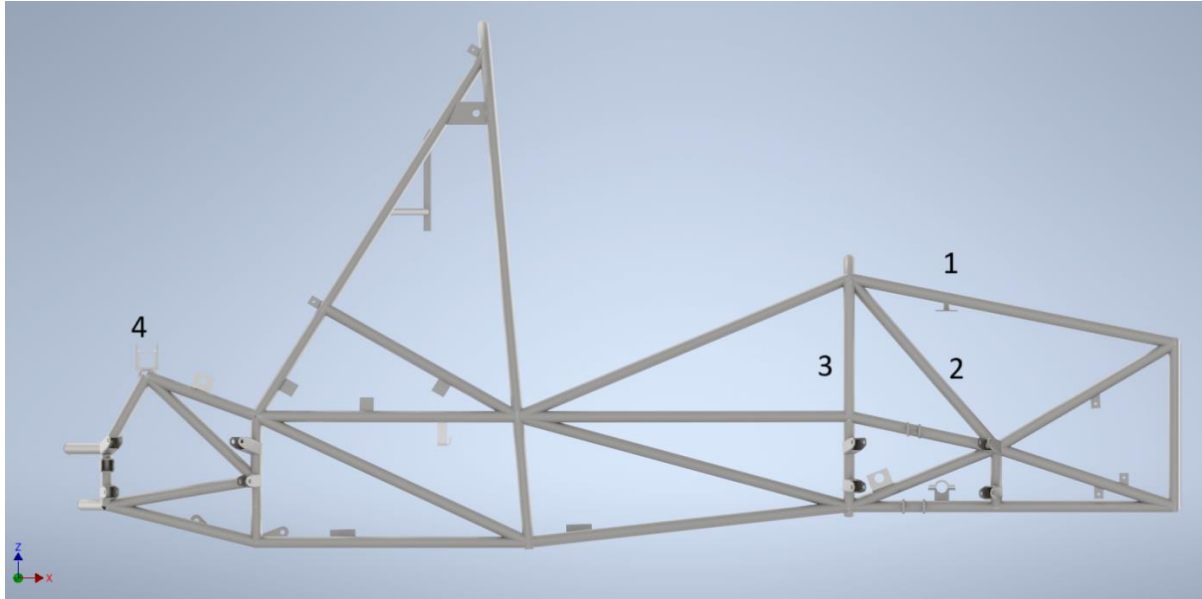
Først ble konseptene sendt gjennom prosessen for konsept *screening*. Det ble da først satt opp en valgmatrise, sett i A4 i vedlegget. Da vi hadde en stor mengde konsepter, ble konsepter med lik konfigurering, men med ulik festemetode mellom hjulet og rammen vurdert sammen. Dette ble gjort da materialvalget til dette delproblemet har liten påvirkning på hjulopphengets evne i hver kategori.

Etter å ha valgt ut løsninger, ble de videre redegjort. Skisser ble tegnet for løsningene for å visualisere dem, som kan ses blant annet i figur 4.5.3 og 4.5.4. Det ble også vurdert hvordan løsningene mer spesifikt kunne implementeres på bilen. Plassering av demper ble så vurdert foran og bak for hver løsning.

Selve geometrien til triangelarmene, samt dets monteringspunkter vil være uavhengig av hvordan demperen implementeres, og vil derfor være lik for hver løsning. For eksempel, vil en kunne implementere konvergerende triangelarmer med ulik lengde og *anti-dive* uansett om en velger direkte demping eller pushrod demping.

For direkte demping ble plassering av demper relativt begrenset, da dette systemet, slik som tidligere nevnt, monteres direkte fra rammen til en av triangelarmene. Valget står da mellom montering til øvre eller nedre triangelarm. Sistnevnte alternativ kunne også da elimineres, da det ville stått i strid med de eksterne motorene. Alternativet er da direkte demping montert til øvre triangelarm, vilkårlig av materialvalg til triangelarmene og geometrien valgt.

For pushrod demping er valget noe mer åpent. For å se på løsninger, har vi da tatt for oss årets stålramme, sett under i figur 4.6.1. Dette er blitt gjort, da rammen trolig vil ha samme fasong i kommende sesonger, kun med mindre endringer.



Figur 4.6.1: 3D-modell av årets rammedesign. (1) markerer øvre stålrør på nesen til bilen. (2) markerer stålrøret som går langs bilen på siden. (3) markerer stålrøret som går vertikalt nedover på sidene. (4) markerer stålrøret som går på tvers av bilens bakende.

To løsninger ble vurdert for plassering av dempere, løsning «1» var å ha demperne montert på tvers av bilen ved markering 1 i figur 4.6.1. Løsning to var å ha demperne montert langs bilen, parallelt med de øverste stålrørene plassert rundt markering 1 i figur 4.6.1.

Det ble også vurdert om demperne kunne monteres på stålrøret markert «2» i figur 4.6.1, men dette ble utelukket da den ville hatt samme funksjon som det første forslaget, men med en lavere vinkel på *push-rod* armen, som da ville føre til mer krefter i systemet. Det ville også hatt en mer negativ effekt på aerodynamikken, da det ville vært vanskeligere å implementere under karosseriet.

Hjulopphenget bak er relativt isolert, slik som sett i figur 4.6.1. Dette begrenser også muligheten for implementering av dempeløsninger. I tillegg til dette har vi allerede en *push-rod* løsning bak som, med redesign, kan fungere veldig bra til vårt formål. Denne løsningen fungerer ved at demperne og *rockere* monteres på stålrøret som går på tvers av bilen, markert «4» i figur 4.6.1. Løsningen er også svært kompakt, og skjult «bak» resten av bilen, som er fordelaktig for aerodynamikken.

Løsningene vi stod igjen med etter prosessen var som sett i tabell 4.6.1.

Tabell 4.6.1: Gjenstående løsninger etter konsept screening.

Nummer fra tabellen i vedlegg A4	Beskrivelse
Foran	
4fa	<i>Push-rod</i> demping montert langs stålrør. Triangelarmer i karbonfiber.
4fb	<i>Push-rod</i> demping montert på tvers av stålrør. Triangelarm i karbonfiber
8fa	<i>Push-rod</i> demping montert langs stålrør. Triangelarm i metall.
8fb	<i>Push-rod</i> demping montert på tvers av stålrør. Triangelarm i metall.
12f	Direkte demping. Triangelarmer i karbonfiber.
16f	Direkte demping. Triangelarmer i stål.
Bak	
4b	<i>Push-rod</i> montert på tvers av stålrør. Triangelarmer i karbonfiber.
8b	<i>Push-rod</i> montert på tvers av stålrør. Triangelarmer i metall.
12b	Direkte demping. Triangelarm i karbonfiber.
16b	Direkte demping. Triangelarm i metall.

For å velge endelige design å gå videre med ble en konsept *scoring* matrise tatt i bruk. Løsningene foran og bak ble da rangert separat i hver sin matrise. Verdien i hver kategori ble også vektlagt. Rangeringen kan bli sett i tabell 4.6.2 og tabellen i vedlegg A5. Krav med samme verdi for alle konseptene ble fjernet, mens det ble lagt til flere krav til hvert konsept for å videre hjelpe oss å velge et endelig design.

Tabell 4.6.2: Konsept *scoring* matrise for hjuloppeng konseptene foran på bilen, basert på EXHIBIT 8-7 [24, s. 160].

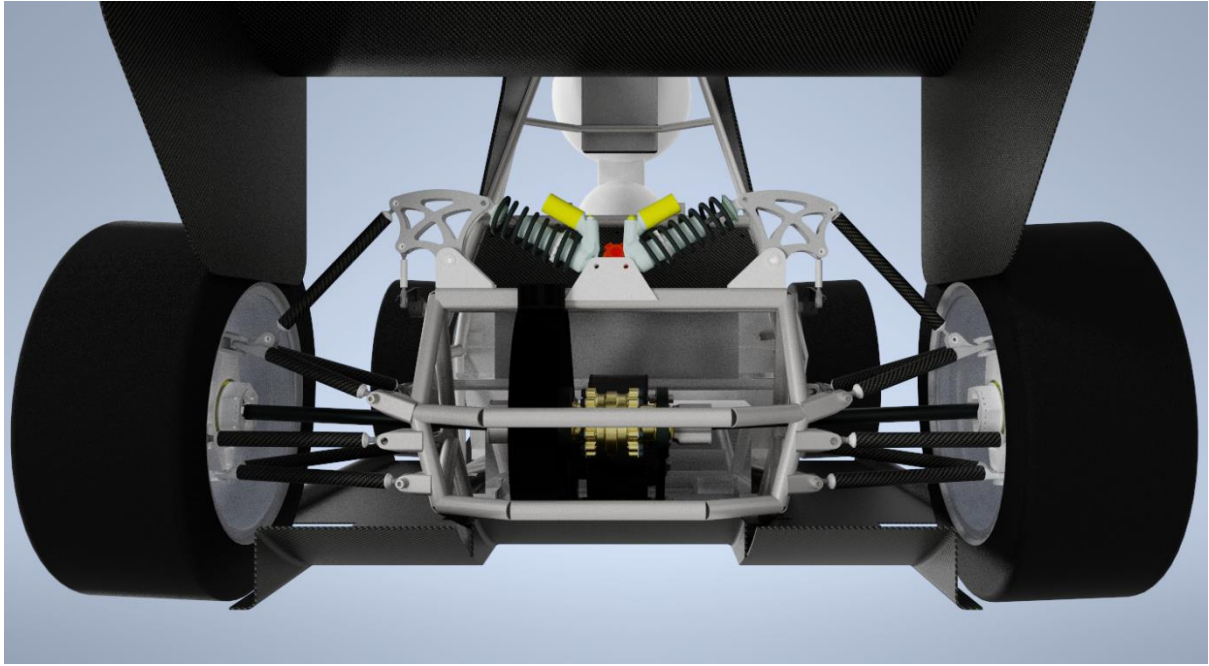
Kategori	Vekting	4fa		4fb		8fa		8fb		12f		16f	
		Rangering	Score	Rangering	Score	Rangering	Score	Rangering	Score	Rangering	Score	Rangering	Score
Montering	8 %	3	0,24	3	0,24	3	0,24	3	0,24	5	0,4	5	0,4
krefter til en bil med vekt på 315 kg	40 %	5	2	5	2	5	2	5	2	4	1,6	4	1,6
Tilpasnings-evne	20 %	5	1	5	1	5	1	5	1	2	0,4	2	0,4
Antall komponenter i systemet	4 %	4	0,16	4	0,16	4	0,16	4	0,16	5	0,2	5	0,2
Aerodybanisk påvirkning	4 %	5	0,2	5	0,2	5	0,2	5	0,2	2	0,08	2	0,08
Implementere anti-rulling	8 %	4	0,32	5	0,4	4	0,32	5	0,4	2	0,16	2	0,16
Pris	8 %	3	0,24	3	0,24	4	0,32	4	0,32	4	0,32	5	0,4
Styrke/vekt forhold (aksial)	8 %	5	0,4	5	0,4	2	0,16	2	0,16	5	0,4	3	0,24
SUM	100 %		4,56		4,64		4,4		4,48		3,56		3,48
Rangering			2		1		4		3		5		6
Fortsett?			Ja		Ja		Nei		Nei		Nei		Nei

Fra prosessen valgte vi å gå videre med dobbel triangelarm hjuloppeng. Triangelarmene skal være av karbonfiber med metall Y-stykke til å feste armene sammen. For geometrien skal armene være konvergerende med ulik lengde. Bak skal det være et *push-rod* system, hvor demperne monteres på tvers av bilen. Foran skal det også være et *push-rod* system, men vi skal videre utforske konseptene for å montere demperne på tvers av bilen, samt langs bilen.

4.7 Utredning og valg av front *push-rod* system

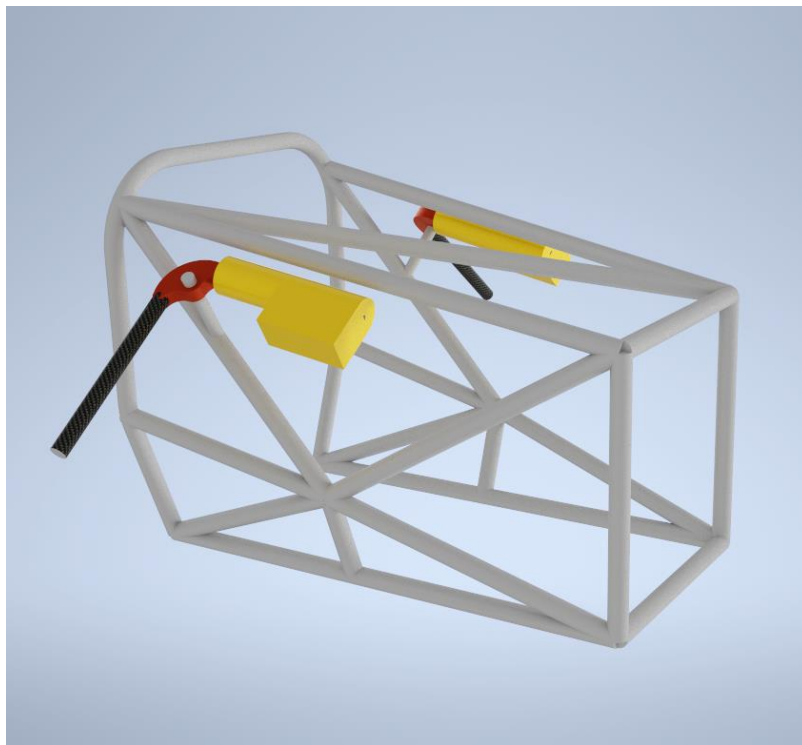
Etter å ha valgt et endelig konsept startet designprosessen for designet av hjuloppeng geometrien. Først ble et grunnleggende design for hver av hjuloppengsystemene designet.

Hjuloppeng bak ble tatt for seg først. Fra tidligere år var det allerede tatt i bruk et *push-rod* system. Grunnoppsettet til geometrien, plasseringen til hver komponent og sammenhengen mellom dem, var allerede svært kompakt og bra satt opp. Det ville derfor ikke vært hensiktsmessig å endre dette, men heller gå i dybden på hvordan den kan optimaliseres for dagens bil, samt gjøres økonomisk og produksjonsmessig lettere å anvende. Figur 4.7.1 viser oppsettet på 2024 bilen til ION Racing.

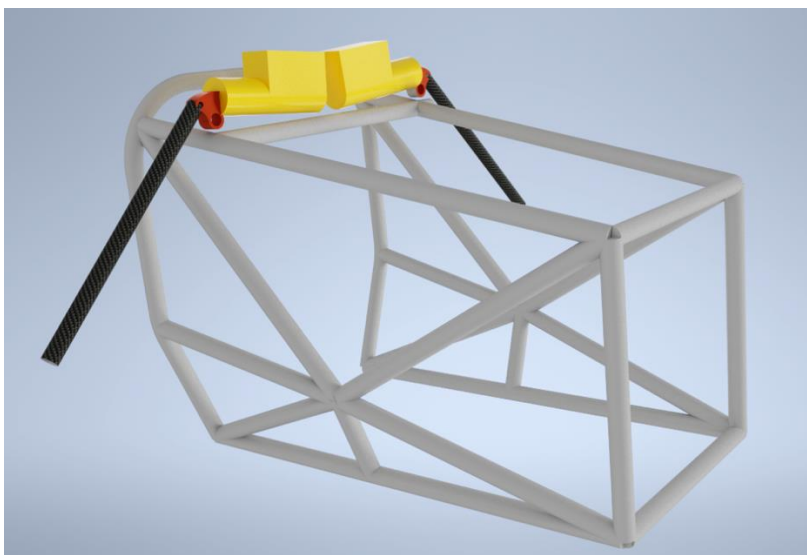


Figur 4.7.1: 3D-modell av ION Racings 2024 bil. Figuren viser oppsettet til hjuloppheng bak, hvor push-rod benyttes med dempere montert på tvers av bilen. Triangelarmene er i karbonfiber med aluminium Y-stykker.

Hjuloppheng geometrien foran valgte vi å gå mer i dybden på, da hele dempesystemet skulle endres. Her ble det først modellert to alternative løsninger for implementering av dette. Dette kan ses i figur 4.7.2 og 4.7.3.



Figur 4.7.2: 3D-modell som viser hvordan demperne potensielt kan monteres langs rammen. Demperen vises i gul, rocker vises i rød, og push-rod vises i svart.



Figur 4.7.3: 3D-modell som viser hvordan demperne kan potensielt monteres på tvers av rammen. Demperen vises i gul, rocker vises i rød, og push-rod vises i svart.

Det ble så satt opp fordeler og ulemper med hvert design, sett i tabell 4.7.1 under.

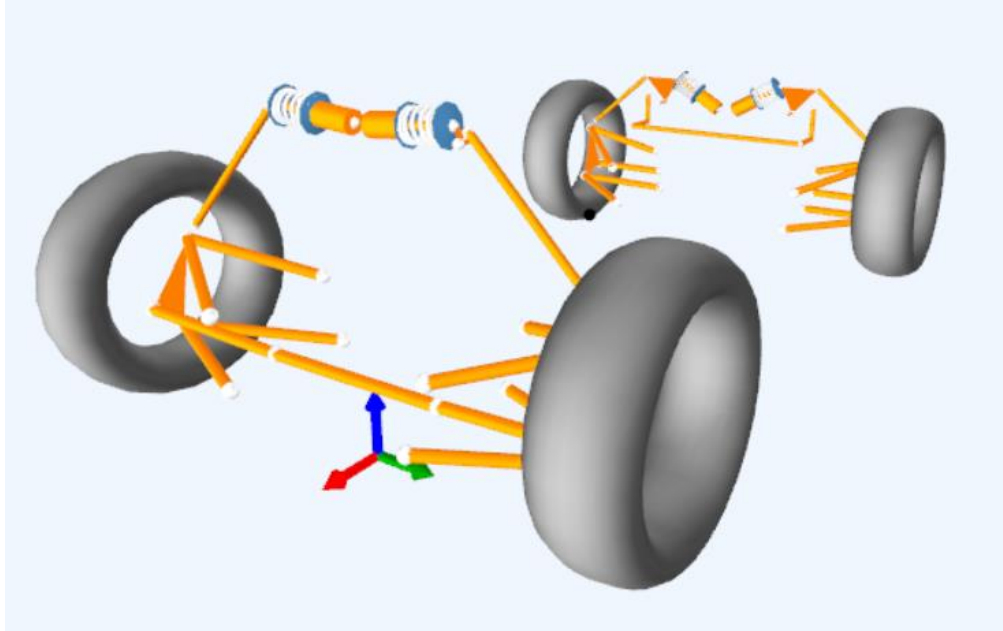
Tabell 4.7.1: Fordeler og ulemper til hvert design.

	Fordeler	Ulemper
Demper montert langs rammen	<ul style="list-style-type: none"> - Mer aerodynamisk - Lavere nese for bedre sikt fremover 	<ul style="list-style-type: none"> - Dårligere sikt til bilens sider - Vanskelig å montere krengestag - Vanskelig å implementere monteringspunkt til demper og rocker på rammen - slak vinkel på <i>push-rod</i>
Demper montert på tvers av rammen	<ul style="list-style-type: none"> - Enklere å montere under karosseriet - Simplere design - Enklere å implementere krengestag - Bratt vinkel på <i>push-rod</i> 	<ul style="list-style-type: none"> - Mindre aerodynamisk dersom den monteres utenfor karosseriet - Elektriske systemer må flyttes for å lage plass

For å ta et endelig valg på designet valgte vi også å høre med andre medlemmer på ION Racing, samt diskusjon innad i bacheloroppgave gruppen. Valget ble da å gå videre med løsningen i figur 4.7.3, spesielt fordi det ville bli et simplere design som lettere kan implementeres innenfor karosseriet. Det er også en fordel å kunne legge til et krengestag dersom det skulle være ønskelig.

5 Analyse og utvikling av hjulopphengets kinematikk

Da de endelige grunndesignene var valgt, satte vi designet inn i programmet *OptimumKinematics* fra *OptimumG*. Første utkast av geometrien så da slik ut som i figur 5.1.



Figur 5.1: Første utkast av geometrien, satt opp i *OptimumKinematics*.

Variablene som ble gitt til programmet er hentet fra årets bil og var da følgende:

- ~ Styresnekke forskyvning per fulle rotasjon av rattet: 87,9 mm/rev
- ~ Hjulbredde: 1160,2 mm
- ~ Felg diameter: 330,2 mm
- ~ Effektiv hjuldiameter: 520 mm
- ~ Dekkbredde: 117,8 mm
- ~ Massesenter høyde fra bakkenivå: 299,3 mm
- ~ Vektfordeling langs bilen: 53% foran
- ~ Vektfordeling på tvers av bilen: 50%

For å vurdere hjulopphenget, ble det vurdert etter en rekke egenskaper tidligere forklart. Disse var som følger:

- ~ *Scrub* radius og *King pin* vinkel
- ~ *Caster* og *caster trail*

- ~ Cambervinkel
- ~ Spissingsvinkel
- ~ Rullesenter bevegelse
- ~ Ackermann styring
- ~ *Anti-dive* og *Anti-squat*
- ~ Svingradius

Proessen var da å tilpasse hjulopphenget, kjøre enkle simuleringer av hjulopphenget i bevegelse, for så å vurdere iterasjonen for kravene nevnt. Alt etter hvordan hjulopphenget presterte ved hver egenskap, ble geometrien tilpasset og simulert med på ny. Bevegelsene vi simulerte med var:

- ~ *Heave*: 20 mm vertikal bevegelse oppover og nedover (hump og tilbakestøt)
- ~ *Roll*: 2,7° rotasjon på tvers av bilen (rulling)
- ~ *Pitch*: 1° rotasjon langs bilen (*dive* og *squat*)
- ~ *Steering*: 120° rotasjon av rattet i hver retning (svinging)

Første steg ved utvikling av kinematikk var å redusere rullesenterbevegelse til innenfor de ønskede verdiene, mindre enn 50 mm vertikal bevegelse og mindre enn 100 mm lateral bevegelse. Samtidig måtte man identifisere rullesenterposisjonen og plassere dem slik at det ikke ville føre til ustabilitet under kjøring. En måtte også passe på at rullesenteraksen, aksene som dannes ved å trekke en linje mellom rullesentrene, hadde begrenset med vinkling.

Neste steg var å få kontroll på cambervinkel endring. Slik som nevnt tidligere er dette viktig for å maksimere grep.

Steg 3 når cambervinkel endring var under kontroll, kan *anti-dive* og *anti-squat* implementeres. Videre var steg 4 å tilpasse kinematikken tilbake til gode verdier, da anti-geometri og begrensnings av cambervinkelendring kan føre til dårligere verdier, spesielt innenfor rullesenter bevegelse. Når rullesenterbevegelse, rullesenter posisjon, maksimal cambervinkel og *anti-dive/squat* er under kontroll kan de resterende verdiene settes da de ikke påvirker geometrien til hjulopphenget.

følgende punkter er greit å ta hensyn til under utvikling av hjuloppheng:

- ~ Bevegelsesforholdet mellom hjulet og demperen, da dette påvirker stivheten til hjulopphenget.
- ~ Rullesenteraksen, da den er med på å bestemme hvordan vekten fordeler seg under rulling og statisk. Ønsker ikke for bratt akse ved 4 hjuls framdrift.
- ~ Spissingsvinkel avhenger av førerens personlige behov, generelt er det ønskelig med spissingsvinkel utover framme og innover bak.

6 Beregning av krefter i hjulopphenget og modellering av deler

6.1 Beregning av massesenter

For å beregne kreftene som går i systemet, må man først definere kreftene i hvert enkelt hjul under statisk bevegelse. Dette gjøres ved å finne massesenteret og vektforholdet i bilen.

For å finne massesenteret tok vi i bruk et Microsoft Excel ark som automatisk estimerer massesenterets posisjon ved å definere hver sentral dels vekt og posisjon. Dette arket er tidligere blitt utarbeidet av tidligere medlemmer av ION Racings hjuloppheng gruppe nettopp for dette bruksområdet. For å estimere et vektforhold for bilen til bacheloroppgaven, ble vekt og posisjon for årets bil brukt. Verdiene ble da satt inn i arket og vi fikk følgende verdier tilbake:

- ~ Total masse med fører: $M_{bil} = 315 \text{ kg}$
- ~ Vektfordeling langs bilen: 51,6% foran
- ~ Vektfordeling på tvers av bilen: 50% mot høyre
- ~ Massesenter distanse fra fremre hjulakse: $l_m = 798,4 \text{ mm}$
- ~ Massesenter høyde: $h_m = 299,3 \text{ mm}$
- ~ Distanse fra *Front Bulk Head* (fremste del av rammen) til bakre aksel: 2214,4 mm
- ~ Distanse fra *Front Bulk Head* til fremre aksel: 563,5 mm
- ~ Lateral distanse mellom hjulene: $T = 1166,61 \text{ mm}$
- ~ Akselavstand: $L = 1650 \text{ mm}$

Arket kan finnes i vedlegg A6.

Fra fysiske tester på 2023 bilen og tidligere biler virker også tallene troverdige. Excel arket ble også testet ved å fylle inn vekt og posisjon til 3 komponenter. Det ble da beregnet for hånd og sammenlignet med beregningene gjort av excel arket.

6.2 Beregning av statiske krefter

For å videre beregne kreftene brukte vi også Microsoft Excel. Dette ble gjort ved av parameterne ble skrevet inn i arket. Vi satt så inn formlene som tok i bruk disse parameterne og fikk ut verdiene. Dette ble gjort slik at vi kunne knytte flere formler sammen, som da gjør at vi kan endre parameterne uten å måtte beregne på ny. Kalkulasjonene ble så verifisert ved å beregne verdiene med formlene for hånd.

Fra parameterne nevnt, kan vi videre kalkulere den vertikale lasten som virker på hvert hjul. Det kan gjøres ved å først finne bilens totale vekt. Da bruker vi formel (4):

$$V = M_{bil} \cdot g$$

Hvor

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Vi får da $V = 3090,15 \text{ N}$. Fra denne kan vi da kalkulere vekten på bakhjulene og framhjulene. Vi bruker da ta formel (8) og (11):

$$V_b = \frac{V \cdot l_m}{L}$$

Og

$$V_f = V - V_b$$

Som da gir oss $V_b = 1495,31 \text{ N}$ og $V_f = 1594,84 \text{ N}$.

6.3 Påvirkning av aerodynamikk og bakkegrep

I tillegg til disse verdiene vil også bilen påvirkes av marktrykk fra de aerodynamiske elementene og drag fra luftmotstand. For å estimere disse verdiene tok vi i bruk verdier fra årets bil. Dette er verdier som er hentet fra simuleringer gjort av aerodynamikk gruppen på ION Racing.

Effekten av aerodynamikk varierer også svært etter hastigheten på bilen og hjulopphengbevegelsen. En passende estimering er derfor å ta verdiene til marktrykk og drag ved statisk bevegelse ved 80 km/t, da dette vil være optimale forhold for aeropakken, og bilen sjeldent kjører raskere enn dette på selve banen.

Ved disse forutsetningene, kan vi da ta i bruk verdiene:

- ~ Marktrykk fra frontvinge: $F_{d,frontvinge} = 230,85 \text{ N}$
- ~ Marktrykk fra diffuser: $F_{d,Diffuser} = 93,37 \text{ N}$
- ~ Marktrykk fra bakvinge: $F_{d,bakvinge} = 354,18 \text{ N}$
- ~ Totalt marktrykk: $F_d = 678,4 \text{ N}$
- ~ Luftmotstand: $F_{drag} = 387,87 \text{ N}$

Dette utgjør da en ekstra vekt på hjulene, $V_{f,aero} = 289,97 \text{ N}$ og $V_{b,aero} = 388,43 \text{ N}$.

Vi kan da beregne maksimal statisk vekt i hvert hjul inkludert aerodynamisk påvirkning. Den statiske vekten i hvert hjul finner man da med formel (14) og (15):

$$V_{fh} = V_{fv} = \frac{V_f + V_{f,aero}}{2}$$

$$V_{bh} = V_{bv} = \frac{V_b + V_{b,aero}}{2}$$

Dette gir oss $V_{fh} = V_{fv} = 942,41$ N og $V_{bh} = V_{bv} = 941,87$ N.

I tillegg til aerodynamikken, vil også mengden bakkegrep påvirke vekten i hvert hjul til enhver tid.

For å beregne kraften bakken vil virke på hjulet med, må en først identifisere friksjonskoeffisienten mellom dekket og bakken. Det er svært vanskelig å estimere en riktig verdi for friksjonskoeffisienten til enhver tid, da den avhenger svært etter baneforholdene og vekten som virker på hjulet. Det er derimot blitt estimert en passende gjennomsnittlig friksjonskoeffisient som er blitt brukt av ION Racing. Dette ble gjort i en tidligere bacheloroppgave skrevet om temaet [26]. Disse verdiene er:

$$\mu_{x,gj.} = 2,68$$

$$\mu_{y,gj.} = 2,27$$

$$\mu_{gj.} = 2,47$$

Fra erfaring vet man derimot at disse verdiene er langt høyere enn hva en vil oppnå med bilen. Det er også verdier som er langt over hva som er normalt å kunne forvente av en bil på bane med konkurransedekk, som ofte ligger mellom 1,4-1,6 [1, s. 12].

6.4 Beregning av lastoverføring under kjøring

Lastoverføringen vil, slik som nevnt være forskjellig etter hvilken situasjon bilen er under.

Kalkulasjonene tar derfor for seg de sentrale bevegelsene en bil kan ha.

Akselerasjon

Når vi har definert de statiske kreftene, kan vi så beregne lastoverføringen bilen vil oppleve under akselerasjon.

Fra utledninger gjort av ION Racing i år, vet vi at maksimalt moment motorene vil danne er $\tau_{motor} = 407,4$ Nm per hjul. Ved å bruke formel (16), ser vi at ved maksimal kraft fra motoren i hvert hjul får vi:

$$F_{motor,total} = \frac{4 \cdot \tau_{motor}}{r}$$

Hvor $r = 0,26$ m. Dette gir oss $F_{motor,total} = 6267,69$ N. Vi kan da bruke denne verdien til å beregne lastoverføringen som vil oppstå ved hjelp av formel (18):

$$\Delta V_{x,aks} = \frac{F_{motor,total} \cdot h_m}{L}$$

Som da gir oss $\Delta V_x = 1137,07$ N. Nå som vi vet lastoverføringen kan vi trekke dette fra lasten på hjulene foran ved formel (19) og legge det til på hjulene bak ved formel (20):

$$V_{f,h,aks} = V_{f,v,aks} = \frac{V_f - \Delta V_{x,aks}}{2}$$

$$V_{b,h,aks} = V_{b,v,aks} = \frac{V_f + \Delta V_{x,aks}}{2}$$

Dette gir oss $V_{f,h,aks} = V_{f,v,aks} = 228,89$ N som er vekten på hvert hjul foran, og $V_{b,h,aks} = V_{b,v,aks} = 1316,19$ N som er vekten på hvert hjul bak.

For å sjekke om denne akselerasjonen er mulig, multipliserer vi vekten foran med friksjonskoeffisienten. Dersom den langsgående kraften i hjulene foran er høyere enn den maksimale statiske friksjonen, vil dekkene miste grep før maksimal akselerasjonen fra motorene oppstår.

$$F_{f,aks,maks} = V_{f,aks} \cdot \mu_x$$

Vi får da $F_{f,aks,maks} = 613,43$ N. Dette er lavere enn den langsgående kraften som vil oppstå ved maksimalt moment fra motorene. Vi må derfor finne maksimal akselerasjon som vil være mulig uten å miste grep. Det vil gi oss den maksimale akselerasjonen som kan oppstå i hjulene foran. Dette oppstår når:

$$F_{f,motor} = F_{f,aks} = V_{f,aks} \cdot \mu_x$$

Som da gir oss

$$V_{f,aks} = \frac{F_{f,motor}}{\mu_x}$$

Vi kan da plassere denne i formel (18):

$$\frac{F_{f,motor}}{\mu_x} = \frac{V_f - \Delta V_{x,aks}}{2}$$

Vi vet også at

$$F_{motor,total} = 4 * F_{f,motor}$$

Videre bytter vi ut $\Delta V_{x,aks}$ med formel (19) og substituerer $F_{motor,total}$

$$\frac{F_{f,motor}}{\mu_x} = \frac{V_f - \frac{4 \cdot F_{f,motor} \cdot h_m}{L}}{2}$$

Vi kan da løse for $F_{motor,total}$

$$F_{f,motor} = \frac{V_f}{\frac{2}{\mu_x} + \frac{4 \cdot h_m}{L}}$$

Vi får da $F_{f,motor} = F_{f,aks} = 1083,57 \text{ N}$. Ved hjelp av formelen tidligere utledet kan vi da finne lasten nødvendig for å ikke miste grep foran:

$$V_{f,aks} = \frac{F_{f,aks}}{\mu_x}$$

Som da gir oss $V_{f,aks} = 404,32 \text{ N}$. Vi kan benytte denne verdien for videre beregninger, da kreftene under akselerasjon aldri vil kunne overstige denne.

Dersom vi antar at bilen ikke vil miste grep under akselerasjon, vil maksimal kraft i systemet være lik det vi først beregnet. Kreftene på hjulene bak vil aldri kunne overstige disse kreftene, og vi kan derfor bruke dem som maksimal kraft under akselerasjon på bakhjulene.

Bremsing

For å estimere kreftene som vil maksimalt virke på hjulopphenget under bremsing kan man vurdere kreftene som maksimalt kan oppstå før dekket mister grep. Vi må da vurdere kreftene ved maksimal bremsekraft i hvert hjul ved den gitte friksjonskoeffisienten.

Under bremsing vil lasten overføres fra bakhjulene til framhjulene. Vi må derfor beregne hvor stor lastoverføringen vil være. De maksimale bremsekreftene vil oppstå når bilen bremses i høy hastighet. Det vil derfor også virke drag kraft på bilen i form av luftmotstand, som også vil virke på å bremse bilen ned. Vi kan estimere at denne virker på massesenteret.

Den totale bremsekraften som vil virke sammenlagt på bilen er da gitt ved formel (21):

$$F_{brems} = \mu_x \cdot (V + F_d)$$

Som da gir oss en total bremsekraft på $F_{brems} = 10099,714 \text{ N}$. Ved hjelp av denne verdien kan vi beregne lastoverføringen som vil oppstå da bremsekraften danner et moment om massesenteret ved å bruke formel (22):

$$\Delta V_{x,brems} = \pm \frac{F_{brems} \cdot h_m}{L}$$

Vi får da $\Delta V_{x,brems} = 1832,26 \text{ N}$. Vi kan da beregne hvor mye vertikal last som vil virke på hvert hjul under maksimal bremsing. Vi bruker da formel (23) og (24):

$$V_{bh,bremsing} = V_{bv,bremsing} = \frac{(V_b + V_{b,aero}) - \nabla V_{x,brems}}{2}$$

Og

$$V_{fh,bremsing} = V_{fv,bremsing} = \frac{(V_f + V_{f,aero}) + \nabla V_{x,brems}}{2}$$

Som da gir oss $V_{bh,bremsing} = V_{bv,bremsing} = 25,74 \text{ N}$ som er vekten som virker på hvert bakhjul, og $V_{fh,bremsing} = V_{fv,bremsing} = 1858,54 \text{ N}$ som er vekten som virker på hvert forhjul.

Hvis vi da antar at bremsebalansen mellom bremsene foran og bak er slik at alle dekkene vil miste grep samtidig, kan vi da finne langsgående kraft som virker på hjulene ved å multiplisere vekten i hjulet med den gjennomsnittlige friksjonskoeffisienten, slik som ved formel (21):

$$F_{fh,bremsing} = F_{fv,bremsing} = \mu_x \cdot V_f$$

$$F_{bh,bremsing} = F_{bv,bremsing} = \mu_x \cdot V_b$$

Dette gir oss da $F_{fh,bremsing} = F_{fv,bremsing} = 4980,89 \text{ N}$ og $F_{bh,bremsing} = F_{bv,bremsing} = 68,98 \text{ N}$.

Sving

For å beregne krefter under svinger, må man først beregne den totale vektoverførselen. For å simplifisere kalkulasjonene, tar vi også for oss maksimal vektoverføring før dekkene mister grep, da det er da maksimale krefter vil oppstå. For å forsikre oss om at vi dekker maksimale mulige krefter, legger vi også til den ekstra vekten på hvert hjul som resultat av bilens aerodynamiske elementer.

Vi må først beregne maksimale tversgående krefter som vil oppstå i hjulenes kontaktpunkter under maksimal sving. Vi kan da bruke formel (26):

$$F_y = \mu_y \cdot V$$

Dette gir oss da $F_y = 8554,61 \text{ N}$. Vi brukes så formel (27) for å finne den totale lastoverføringen som vil oppstå:

$$\Delta V_{sving} = \frac{F_y \cdot h_m}{T}$$

Som da gir oss $\Delta V_{sving} = 2195,02 \text{ N}$.

For å gi oss mengden vektoverføring foran og bak, må vi vite forholdet mellom stivhet foran og bak i fjærene. Da vi har ekskludert fjærer fra oppgaven, velger vi derfor å bruke samme forhold som årets bil, $\Delta V_{\text{forhold}} = 44,65\%$. Vi får da en vektoverføring foran og bak tilsvarende:

$$\Delta V_{f,sving} = \Delta V_{sving} \cdot \Delta V_{\text{forhold}}$$

$$\Delta V_{b,sving} = \Delta V_{sving} \cdot (1 - \Delta V_{\text{forhold}})$$

Som da tilsvarer $\Delta V_{f,sving} = 980,18 \text{ N}$ og $\Delta V_{b,sving} = 1214,84 \text{ N}$.

Vi ser at disse kreftene er større enn kreftene som vil være i hvert hjul, som ikke er realistisk å oppnå. Vekten vil aldri kunne være høyere enn vekten på selve bilen, og vi setter derfor maksimal vekt på hjulet under svinger til hele vekten i den enden av bilen:

$$V_{f,maks,sving} = V_{f,total} = V_f + V_{f,aero}$$

$$V_{b,maks,sving} = V_{b,total} = V_b + V_{b,aero}$$

De maksimale kreftene kan da samles i en tabell, med oppsett utarbeidet i en tidligere bacheloroppgave for ION Racing [26]. Dette gir oss da bedre oversikt over kreftene som går i systemet, og kan ses under i tabell 6.4.1.

Tabell 6.4.1: Tabell som viser kreftene som vil virke under statisk kjøring, akselerasjon, bremsing og sving på hvert hjul.

Vertikal Z	Foran		Bak	
	Ytre	Indre	Ytre	Indre
Statisk	942,41		941,87	
Akselerasjon	404,32		1316,19	
Bremsing	1858,54		25,74	
Sving	1884,81	0,00	1883,74	0,00

Maks.	1858,54	Min.	25,74
Maks. foran	1858,54	Min. foran	538,55
Maks. bak	1883,74	Min. bak	25,74

Lateral Y	Foran		Bak	
	Ytre	Indre	Ytre	Indre
Statisk	0,00		0,00	
Akselerasjon	0,00		0,00	
Bremsing	0,00		0,00	
Sving	4278,53	0,00	4276,08	0,00

Maks.	4276,08	Min.	0,00
Maks. foran	4278,53	Min. foran	0,00
Maks. bak	4276,08	Min. bak	0,00

Langsgående X	Foran		Bak	
	Ytre	Indre	Ytre	Indre
Statisk	0,00		0,00	
Akselerasjon	1083,57		1566,92	
Bremsing	4980,89		68,97	
Sving	0,00	0,00	0,00	0,00

Maks.	4980,89	Min.	68,97
Maks. foran	4980,89	Min. foran	0,00
Maks. bak	1426,92	Min. bak	68,97

6.5 Beregning av maksimale krefter i hvert system

For å beregne kreftene i triangelarmene, må en først ta for seg de maksimale kreftene som kan virke på systemet. Vi multipliserer da de maksimale kreftene som oppstår under bremsing, akselerasjon, svinger og statisk kjøring med den dynamiske faktoren som gjelder for den situasjonen, oppgitt i tabell 3.4.1.

Under maksimal statisk kjøring, akselerasjon og bremsing vil kreftene fordeles likt på hver side av akslingen foran og bak. Vi vurderer derfor kun venstre hjuloppheng foran og bak. I svinger vurderer vi kun det maksimalt utsatte hjulet, som er de ytre hjulene.

Statisk kjøring

Den dynamiske faktoren for statisk bevegelse er $D_f = 3$ for last og $D_{f,aero} = 1,3$ for marktrykk. Vi kan da gjøre følgende beregning fra formel (28):

$$V_{statisk,maks} = V \cdot D_f + V_{aero} \cdot D_{f,aero}$$

Hvor V = vertikal last i det gitte hjulet uten marktrykk fra aeropakken. 0,5 multiplikatoren ble fjernet, da vi allerede har beregnet lasten i hvert hjul inkludert marktrykk, og trenger da ikke å halvere verdiene. Vi får da for hvert hjul $V_{f,statisk,maks} = 2580,74$ N og $V_{b,statisk,maks} = 2495,44$ N.

Bremsing

Under bremsing må vi vurdere den vertikale lasten og de horisontale kreftene som vil virke på systemet, med $D_f = 1,3$. Vi bruker da formel (31) og (29):

$$F_{Lang,brems} = F_x \cdot D_f$$

$$V_{Ver,brems} = V \cdot D_f$$

Dette gir oss da $F_{f,Lang,brems} = 6475,16$ N, $V_{f,Ver,brems} = 2416,1$ N, $F_{b,Lang,brems} = 89,66$ N og $V_{b,Ver,brems} = 33,46$ N.

Akselerasjon

Ved maksimal akselerasjon må man igjen beregne både den vertikale lasten og de horisontale kreftene som vil virke i hver triangelarm. Vi benytter da den dynamiske faktoren $D_f = 1,3$. Dette kan beregnes ved formel (35) og (34):

$$F_{Lang,aks} = F_x \cdot D_f$$

$$V_{Ver,aks} = V \cdot D_f$$

Dette gir oss $F_{f,Lang,aks} = 1408,64$ N, $V_{f,Ver,aks} = 525,616$ N, $F_{b,Lang,aks} = 2037$ N og $V_{b,Ver,aks} = 1711,05$ N.

Sving

Ved svinger må en ta for seg maksimal vertikal last og lateral kraft som vil oppstå i de ytterste hjulene, de med maksimal last. Igjen vil kun triangelarmen festet til demperen virke mot de vertikale kreftene, mens begge triangelarmene vil virke mot å motstå momentet som de laterale kreftene vil danne om hjulsenteret.

Maksimal vertikal last foran og bak under svinger er $V_{f,sving} = 1884,81 \text{ N}$ og $V_{b,sving} = 1883,74 \text{ N}$.

Maksimal lateral kraft er $F_{f,y} = 4278,53 \text{ N}$ og $F_{b,y} = 4276,08 \text{ N}$. Vi multipliserer så med den dynamiske faktor $D_f = 1,3$ ved hjelp av formel (32) og (33):

$$V_{Ver,sving} = V_{sving} \cdot D_f$$

$$F_{y,sving} = F_y \cdot D_f$$

Dette gir oss $V_{f,maks,sving} = 2450,25 \text{ N}$, $V_{b,maks,sving} = 2448,86 \text{ N}$, $F_{f,y,sving} = 5562,09 \text{ N}$ og $F_{b,y,sving} = 5558,9 \text{ N}$. Formlene ble simplifisert da vi allerede hadde beregnet lasten i hjulene under sving og svingkraften i hjulene. Det gjenstod da kun å multiplisere med den dynamiske faktoren.

6.6 Beregning av krefter som virker på triangelarmer

Når vi vet de maksimale kreftene som kan oppstå i hjuloppheng, må vi nå beregne hvor kreftene vil virke og med hvilken størrelse.

Statisk

Ved statisk kjøring vil, som tidligere nevnt, kun demperen og triangelarmen den er montert på ta opp de vertikale lastene. Alle kreftene vil da virke i festingspunktet på den øvre triangelarmen. Dette vises i figur 3.4.1.

Denne kraften vil da være lik den maksimale vertikale lasten beregnet for statisk kjøring, $V_{statisk,maks}$. Dette gjelder for både foran og bak.

Akselerasjon

Ved akselerasjon får vi $V_{Ver,aks}$ slik som tidligere beregnet for situasjonen. Den virker på den øvre triangelarmen både foran og bak.

For å beregne de langsgående kreftene kan vi bruke formel (44) og (45):

$$F_{Topp} = \frac{F_{Lang,aks} \cdot h_1}{h_2 + h_1}$$

$$F_{Bunn} = F_{Lang,aks} - \frac{F_{Lang,aks} \cdot h_1}{h_2 + h_1}$$

Som da gir oss $F_{f,topp} = 533 \text{ N}$, $F_{f,bunn} = 875,64 \text{ N}$, $F_{b,topp} = 770,76 \text{ N}$ og $F_{b,bunn} = 1266,24 \text{ N}$

Bremsing

Under bremsing vil vi igjen får $V_{Ver,brems}$ som er beregnet tidligere for denne situasjonen, som da virker på øvre triangelarm.

De langsgående kreftene kan beregnes ved bruk av formel (40) og (41)

$$F_{Topp} = \frac{h_1}{h_2} \cdot F_{Lang}$$

$$F_{Bunn} = \frac{h_1 + h_2}{h_2} \cdot F_{Lang}$$

Dette gir oss $F_{f,Topp} = 3941,4 \text{ N}$, $F_{f,Bunn} = 10416,56 \text{ N}$, $F_{b,Topp} = 64,04 \text{ N}$, $F_{b,Bunn} = 153,7 \text{ N}$.

Sving

Her tar vi for oss de ytterste hjulene i en sving. Den vertikale lasten er igjen hentet fra tidligere beregninger for maksimal vertikal last i en sving, $V_{Ver,sving}$. Dette virker igjen på de øverste triangelarmene.

Den laterale kraften i hver triangelarm beregnes med formel (37) og (39):

$$F_{Topp} = \frac{h_1}{h_2} \cdot V_{Lat}$$

$$F_{Bunn} = \frac{(h_2 + h_1)}{h_2} \cdot V_{Lat}$$

Dette gir oss da $F_{f,Topp} = 3385,62 \text{ N}$, $F_{f,Bunn} = 8947,71 \text{ N}$, $F_{b,Topp} = 3970,64 \text{ N}$, $F_{b,Bunn} = 9529,54 \text{ N}$

6.7 Elementmetode analyse av hjuloppheng

Når vi vet kreftene som vil virke på hver enkelt triangelarm i alle situasjonene kan analysen for dimensjonering av karbonfiberrørene begynne.

Fra databladet oppgitt av Windtec, i vedlegg A7 fikk vi data over karbonfiber og resin kombinasjonen benyttet i deres karbonfiberrør. Med denne dataen brukte vi lineær interpolering for verdiene fra 0°C og 90°C for å finne en estimering av verdiene ved 40°C. Da brukte vi formel (51). Bakgrunnen for at vi interpolerte til 40°C og ikke en lavere temperatur er at styrken reduserte seg kraftig ettersom temperaturen økte, og vi ville sikre en realistisk verdi.

Resultatene for interpoleringen med formel (51) ble:

- ~ E-modul på $E = 92,6 \text{ GPa}$
- ~ bruddstyrke på $R_m = 1,4 \text{ GPa}$.

Disse verdiene kan da benyttes til å finne de aksielle kreftene i karbonfiberrørene ved hjelp av *Ansys Mechanical APDL*.

Analysen starter med å definere materialegenskapene, element typen og tverrsnittet. For tverrsnittet har vi benyttet tidligere hjulopphengsrør som referansepunkt.

Materialegenskapene ble lagt inn med følgende kommando:

Preprocessor → *Material Props* → *Material Models* → *Structural, Linear, Elastic, Isotropic, EX, PRXY*

Hvor E_x er E-modulen nevnt ovenfor og $PRXY$ er Poissonsraten på 0,2 fra vedlegg A7

For å legge inn tverrsnitt:

Sections → *Beam* → *Common Sections* → *Sub – Type (Sirkel med hull), R_i, R_o, N*

Tverrsnittverdiene som ble benyttet er:

- ~ $R_i = 0,008 \text{ m}$
- ~ $R_o = 0,0105 \text{ m}$
- ~ $N = 12$

Karbonfiber rørene ble lagt inn som bjelker med følgende kommando:

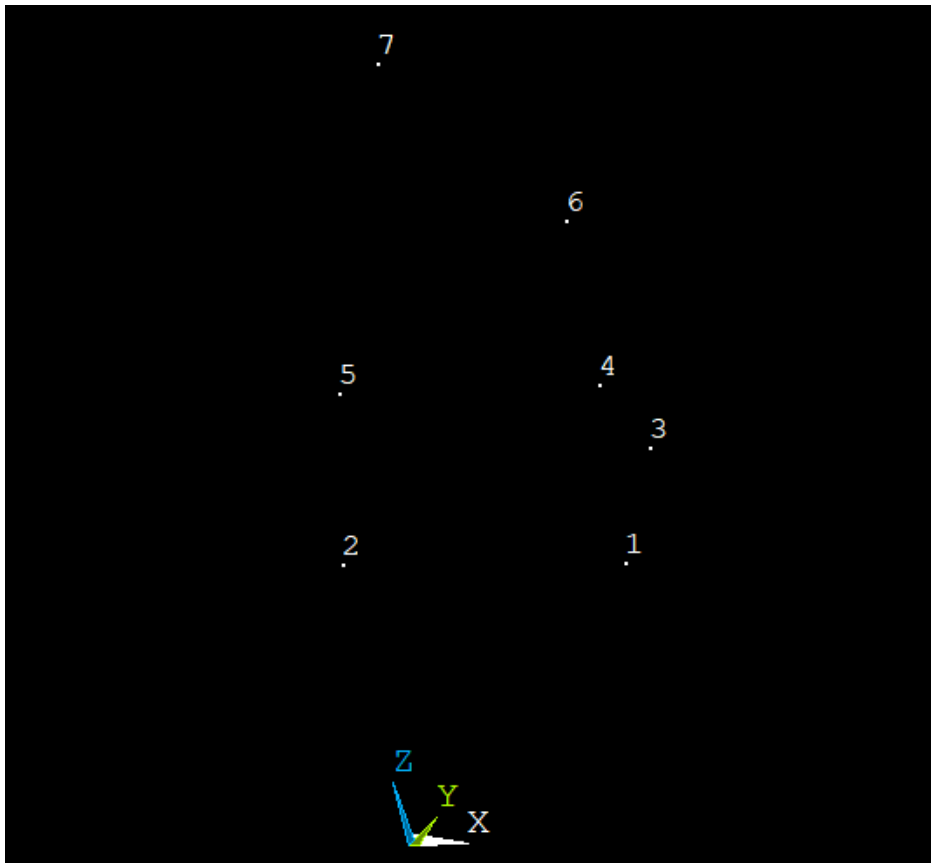
Preprocessor → *Element Type* → *Add ∴ Edit ∴ Delete* → *Add, Beam, 2 Node 188*

For å modellere hjulopphengene ble det opprettet to separate filer, en for venstre fremre hjuloppheng og en for venstre bakre hjuloppheng.

Modelleringen startet med å opprette festepunktene. Dette ble gjort med: *Preprocessor* → *Modeling* → *Create* → *Keypoints* → *In Active CS*

Her ble følgende punkter fra de venstre hjulopphengene, framme og bak lagt til fra tabellene i vedlegg A8:

- ~ Alle 4 CHASS_ punktene fra Left Double A arm, dette er festepunktene til rammen
- ~ 2 UPRI_ punkter fra left Double A arm, dette er festepunktene til spindelen
- ~ Rock_Rodpnt_L fra Push pull, dette er festepunkt for *push-rod* i rockeren



Figur 6.7.1: Plot av nøkkelpunktene for fremre hjuloppheng i rommet.

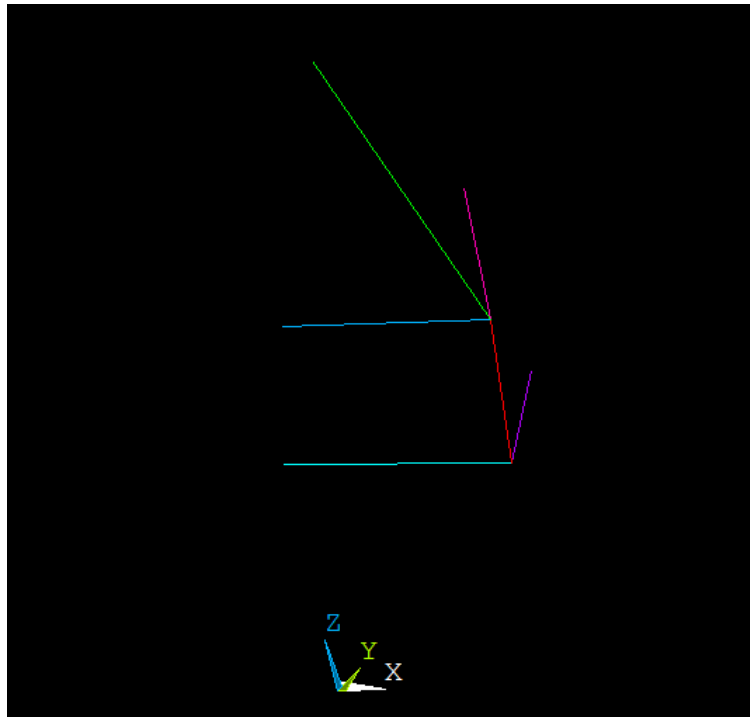
Etter punktene ble lagt inn slik som i figur 6.7.1, ble det modellert en linje for hver av triangelarmene, *push-rod* røret og en hjelpelinje mellom øvre og nedre triangelarm. Resultatet blir figur 6.7.2. Dette ble gjort med kommandoen:

Preprocessor → *Modeling* → *Create* → *Line* → *Lines* → *In Active Coord*

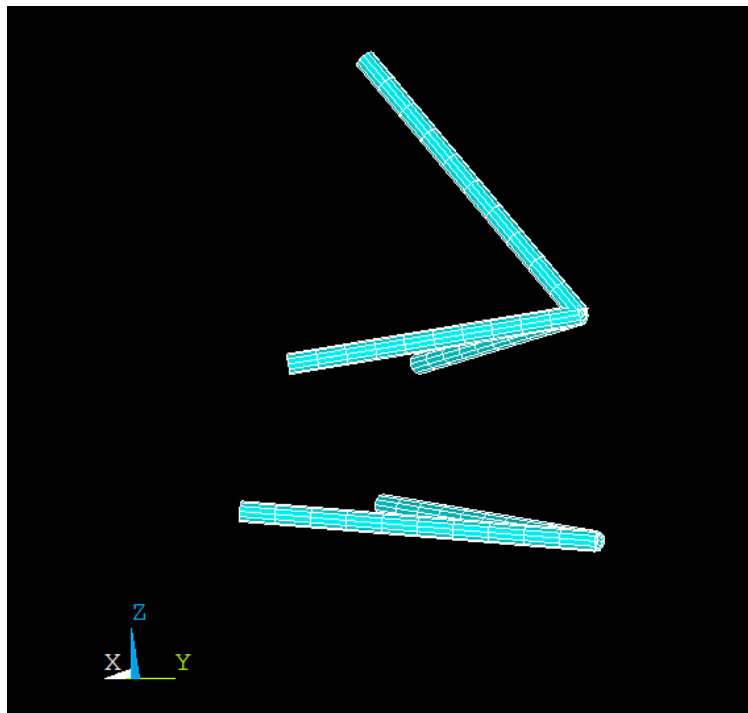
Deretter ble øvre triangelarm, nedre triangelarm og *push-rod* røret lagt inn med *mesh*. *Meshing* ble gjort med:

Preprocessor → *Meshing* → *MeshTool*

For å lage *mesh* ble følgende handlinger gjort i *MeshTool*: klikk *Lines [Set]*, klikk *Pick All*, *NDIV* ble satt til 10, deretter klikk *OK*, klikk *Mesh*, klikk *Pick All* og avsluttes med *OK*, resultatet ble figur 6.7.3. Innstillingen i *PlotCtrls* må settes til å vise elementene.



Figur 6.7.2: Linjer for karbonfiber rørene i ANSYS Mechanical APDL.



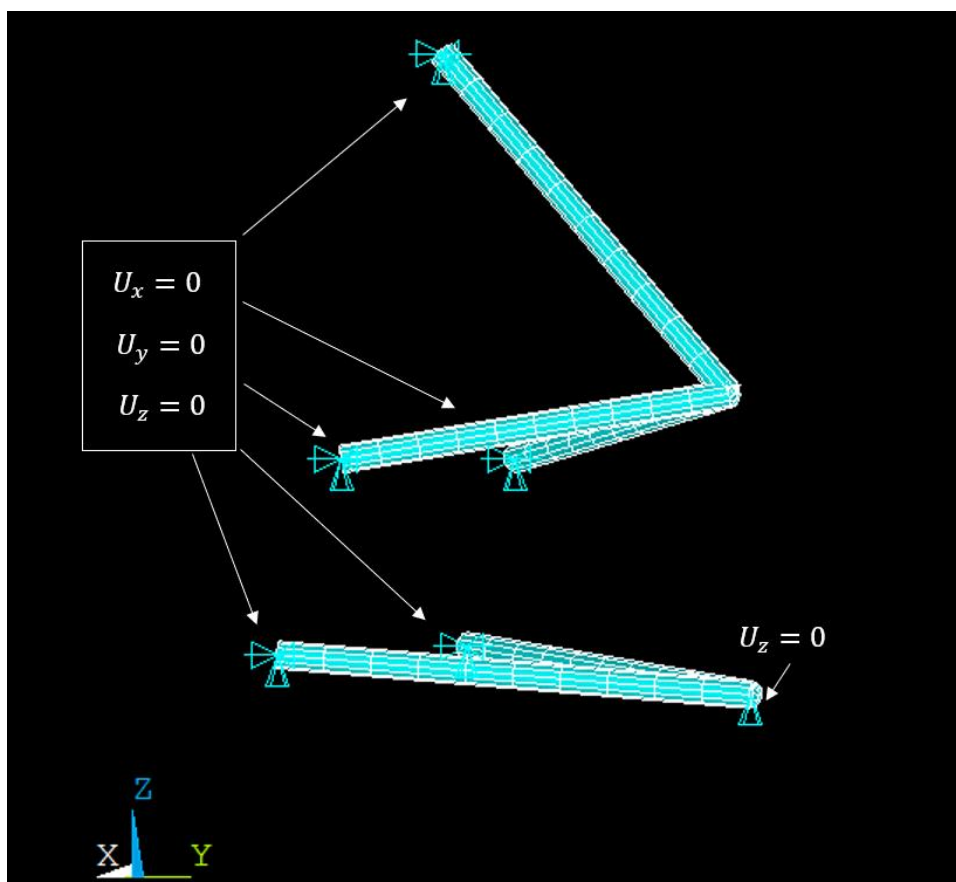
Figur 6.7.3: Mesh av karbonfiber rørene i ANSYS Mechanical APDL.

Når hjuloppheng er modellert og en *mesh* er generert, kan man starte å definere analysen.

Først måtte løsningen startes med: *Solution* → *Analysis Type* → *New analysis* → *Static, OK*

For festepunktene på *rocker* og stålrammen ble det lagt inn begrensninger (*constraints*) for forflytning i x-, y- og z- retning. Det ble ikke lagt inn begrensninger for rotasjon ettersom stav-ende lagre (*Rod-end*), som benyttes på enden av hver triangelarm og på *push-rod* røret tillater rotasjon. Dette ble gjort med *Solution* → *Define Loads* → *Apply* → *Structural* → *Displacement* → *On Keypoints*.

Ettersom spindelen ikke ble modellert, ble det lagt inn en forflytningsbegrensning i z – retning for nedre triangelarms festepunkt på spindelen. Dette ble gjort for å tilnærme effekten spindelen vil ha på nedre triangelarm. Resultatet kan bli sett i figur 6.7.4.



Figur 6.7.4: Begrensninger for forflytning lagt inn i ANSYS Mechanical APDL.

Alle krefter beregnet i 6.6 som vil virke på triangelarmene er lagt inn i deres respektive retninger i henhold til koordinatsystemet benyttet i figurene 6.7.1-6.7.5. Samtlige krefter ble lagt inn på spindel-festepunktene for øvre og nedre triangelarmer etter situasjonene beskrevet i 3.4.3. Ingen vertikale krefter ble lagt inn på de nedre triangelarmene ettersom de ikke bærer vertikal last. Kraftene ble lagt inn med: *Solution* → *Define Loads* → *Apply* → *Structural* → *Force ∴ Moment* → *On Nodes*, Figur 6.7.5 viser lastesituasjonen bremsing på fremre hjuloppheng.



Figur 6.7.5: Last situasjon på hjuloppheget under maksimal sving, ført inn i ANSYS Mechanical APDL.

Når begrensninger og krefter er lagt inn løser ANSYS Mechanical APDL lastsituasjonen med:

Solution → *Solve* → *Current LS*

For å benytte løsningen til å hente grafer og resultater:

General Postproc → *Read Results* → *First Set*

For å plotte aksialkreftene i armene, må aksialkreftene defineres med:

General Postproc → *Element Table* → *Define Table*

Her må følgende kode legges inn med sekvenskode fra tabell 6.7.1,

- ~ for Node i → Label = F_{xi} , velg [By sequence num] i venstre meny, velg [SMISC] i høyre meny, og sekvensnummer 1 legges til slik at nedre boks til høyre sier [SMISC, 1]
- ~ or Node j → Label = F_{xj} , velg [By sequence num] i venstre meny, velg [SMISC] i høyre meny, og sekvensnummer 14 legges til slik at nedre boks til høyre sier [SMISC, 14]

Plottene av krefter og bøyemoment kan vises ved følgende kommando gir aksialkraft:

General Postproc → Plot Results → Contour Plot → Line Elem Res →
Node i [Fxi], node j [Fyj], for plot av aksialkrefter.

På lignende måte kan man plote andre parametere som bøyemoment og skjærkraft ved å benytte riktig sekvensnummer, funnet i tabell 6.7.1 under.

Tabell 6.7.1: Tabell over sekvensnummer til bruk i Ansys Mechanical APDL.

Graf	I	J
Aksialkraft i x-retning	1	14
Bøyemoment langs y-akse	2	15
Bøyemoment langs z-akse	3	16
Skjærkraft i z-retning	5	18
Skjærkraft i y-retning	6	19

6.8 Modellering av deler i Autodesk Inventor

Ved design av delkomponenter til hjulopphenget starter modelleringen med å legge inn delkomponentenes festepunkter. Disse punktene kan være triangelarmenes festepunkter på rammen, eller festepunktene tilhørende *rocker*. Deretter benyttes trepunkts plan til å kunne skissere modellen. For å skissere modellene legges det inn kritiske dimensjoner som hull, tykkelse rundt hullene, tykkelse av modell og diametere av *inserts*. Deretter 3D-modelleres modellen rundt disse parameterne, slik at delkomponentene har minste sikkerhetsfaktor på minimum 1,5.

7 Resultat

7.1 Resultater fra kinematikk analyse

Tabell 7.1.1: Kinematikk i første og siste versjon av hjulopphenget.

Parameter		Versjon 2	Versjon 8
Scrub radius		10,22 mm	14,67 mm
King Pin vinkel		7,92°	6,70°
Caster trail foran		15,052 mm	12,90 mm
Statisk Camber vinkel	Foran	-1,6°	-1,80°
	Bak	-1,9°	-1,80°
Statisk Spissingsvinkel	Foran	0°	-0,25°
	Bak	0°	0,25°
Maksimal rullesenter bevegelse	Vertikalt	40,66 mm	35,85 mm
	Lateralt	-98,74 mm	-53,46 mm
Ackermann styring		100%	100%
Anti-dive		-3,25%	19,20%
Anti-squat		-57,2%	19,30%
Maksimal svingradius		3 m	4,34 m

Tabell 7.1.1 viser parametere fra *OptimumKinematics* fra første og siste versjon av hjulopphenget.

Versjon 1 ble forkastet til fordel for versjon 2, da versjon 1 ikke var hensiktsmessig å bruke til analyse og sammenligning. Versjon 8 er sluttresultatet etter arbeidet.

Tabell 7.1.2: Maksimal rullesenter bevegelse i vertikal retning for fremre hjul og lateral retning for bakre hjul, etter versjon, og hvilke endringer som er gjort.

Maksimal rullesenter bevegelse i mm	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Lateral (rulling)	-98,31	-94,83	-52,97	-62,53	-46,54	-47,44	-53,46
Vertikal (heave)	38,74	40,66	41,34	44,99	39,64	35,11	35,85
Endringer		Konvergering	Ulik + konv	Konv + spindel	Ulik +Camber	Anti Geometri	Tilpassning

Tabell 7.1.2 viser hvordan vertikal og lateral rullecenter har endret seg mellom iterasjonene. Full tabell i vedlegg A9. V2 er en referanseversjon for forbedringene, og er en tilpasning av et tidligere hjuloppheng. I V3 ble konvergering mellom triangelarmene økt. Ved V4 er endring av lengdeforhold mellom øvre og nedre triangelarm endret og konvergering økt. Her kan det noteres en betydelig reduksjon av vertikal rullecenterbevegelse. I V5 er konvergering økt og spindelpunkter endret for å forbedre kinematikken. I V6 er det videre endring i lengdeforhold og statisk cambervinkel. V7 ble endret ved tildeling av anti geometri.

V8 er tilpassing av triangelarm for eksterne motorer. V8 har konvergering med vinkel i både øvre og nedre triangelarm, og vi har lagt rullecenter til 156,5 mm framme og 204,1 mm. Øvre triangelarm er redusert til omkring 20% lengde av nedre triangelarm.

Tabell 7.1.3: Endring av den statiske posisjonen til rullecenter fra versjon 2 til versjon 8.

Rulle senter posisjon i mm	V2	V8
Y - Fremre	0	0
Y - Bakre	0	0
Z - Fremre	73,82	90,10
Z - Bakre	81,56	100,83

Tabell 7.1.3 viser rullecenter posisjonen i versjon 2 og versjon 8.

Tabell 7.1.4: Maksimal cambervinkel i (°) for hjulene under heave, rulling og pitch.

Maksimal cambervinkel	Hjul	V2	V6	V8
Heave	Front	1,52	2,19	-0,426
	Bak	1,81	2,49	-0,028
Roll	Front	1,09	0,2	-1,11
	Bak	0,73	0,16	-1,63
Pitch	Front	1,05	1,53	-0,3
	Bake	0,69	0,94	-1,344

Tabell 7.1.4 viser maksimal cambervinkel under hump og tilbakestøt (*Heave*), rulling (*Roll*) og *pitch*. Slik som i tabell 7.1.2 er V2 referanseversjonen. V6 er etter økning i konvergering og endring av triangelarm lengde. Rulling har da en merkbar reduksjon av camberendring mens hump/tilbakestøt og *pitch* (*dive* og *squat*) har økning av camberendring. V8 er camberendring på siste versjon av geometrien og inkluderer tildelt statisk camber på $-1,8^\circ$.

7.2 Resultat fra beregning av krefter

Tabell 7.2.1: *Kreftene som virker på fremre hjulopphengs triangelarm.*

Krefter på forre hjuloppheng i N	Retning	Statisk	Brems	Sving	Akselerasjon
	X- Retning		3941,40		533,00
Øvre Triangelarm	Y- Retning			3385,62	
	Z- Retning	2580,74	2416,10	2450,25	525,62
Nedre triangelarm	X- Retning		-10 416,56		875,64
	Y- Retning			-8947,71	

Tabell 7.2.2: *Kreftene som virker på bakre hjulopphengs triangelarm.*

Krefter på bakre hjuloppheng i N	Retning	Statisk	Brems	Sving	Akselerasjon
	X- Retning		64,04		770,76
Øvre Triangelarm	Y- Retning			3970,64	
	Z- Retning	2495,44	33,46	2448,86	1711,05
Nedre triangelarm	X- Retning		-153,7		1266,24
	Y- Retning			-9529,54	

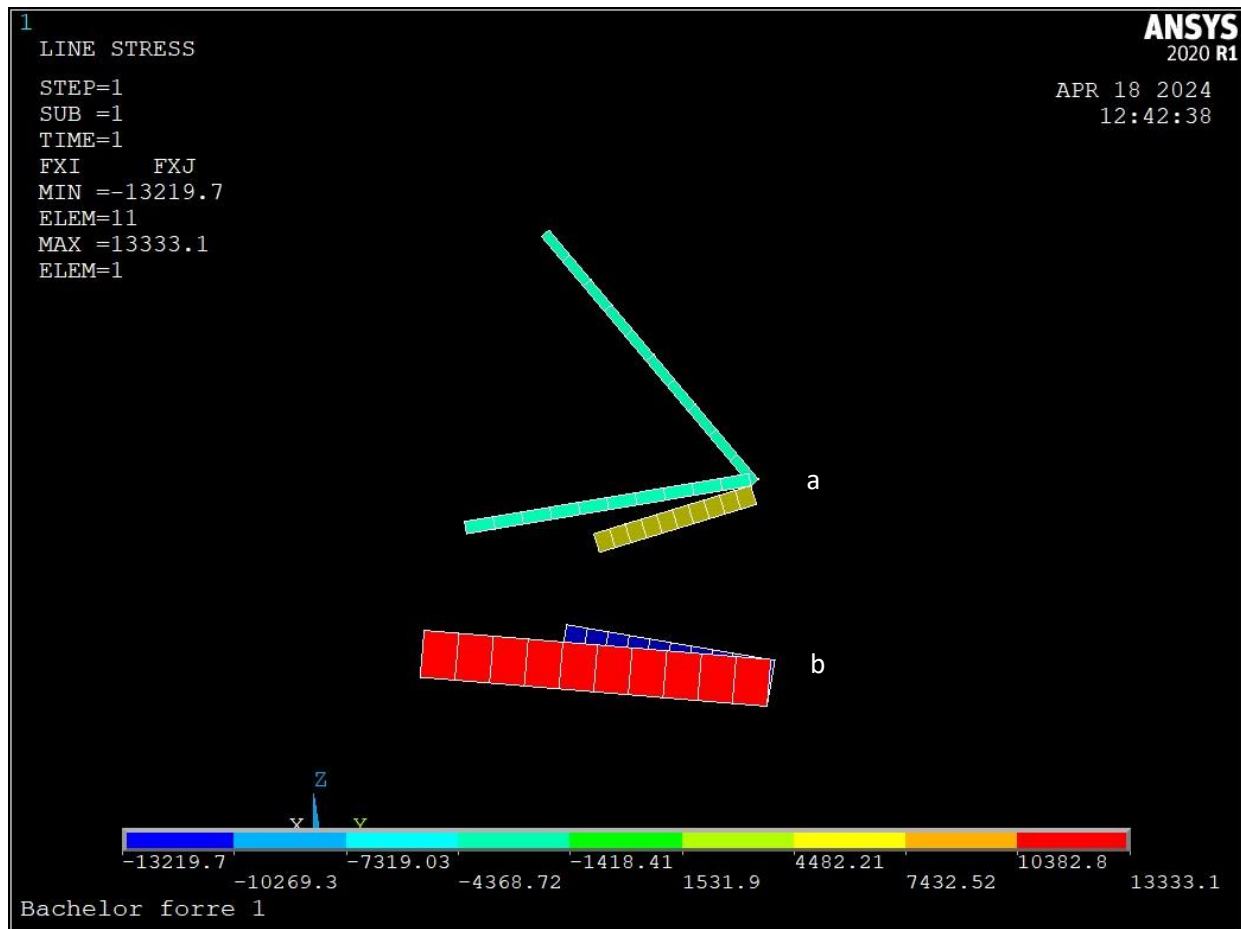
Tabell 7.2.1 og 7.2.2 viser kreftene som virker på hver triangelarm i ulike kjøresituasjoner, lagt inn etter retning og hvilken triangelarm de virker på. Disse verdiene benyttes til analyse i *Ansys Mechanical APDL*.

7.3 Resultater fra elementmetoder analyse

Fremre hjuloppheng

Høyeste kraft i fremre hjuloppheng oppsto under bremsing. Kreftene fra bremsesituasjonen kan finnes i tabell 7.2.1 og kreftene virker på Nodene a og b markert på figur 7.3.1. Under bremsing oppstod maksimal belastning i den nedre triangelarmen, hvor fremre karbonfiber rør i nedre triangelarm ble strukket med 13,30 kN, og bakre karbonfiber rør i nedre triangelarm ble komprimert med 13,20 kN,

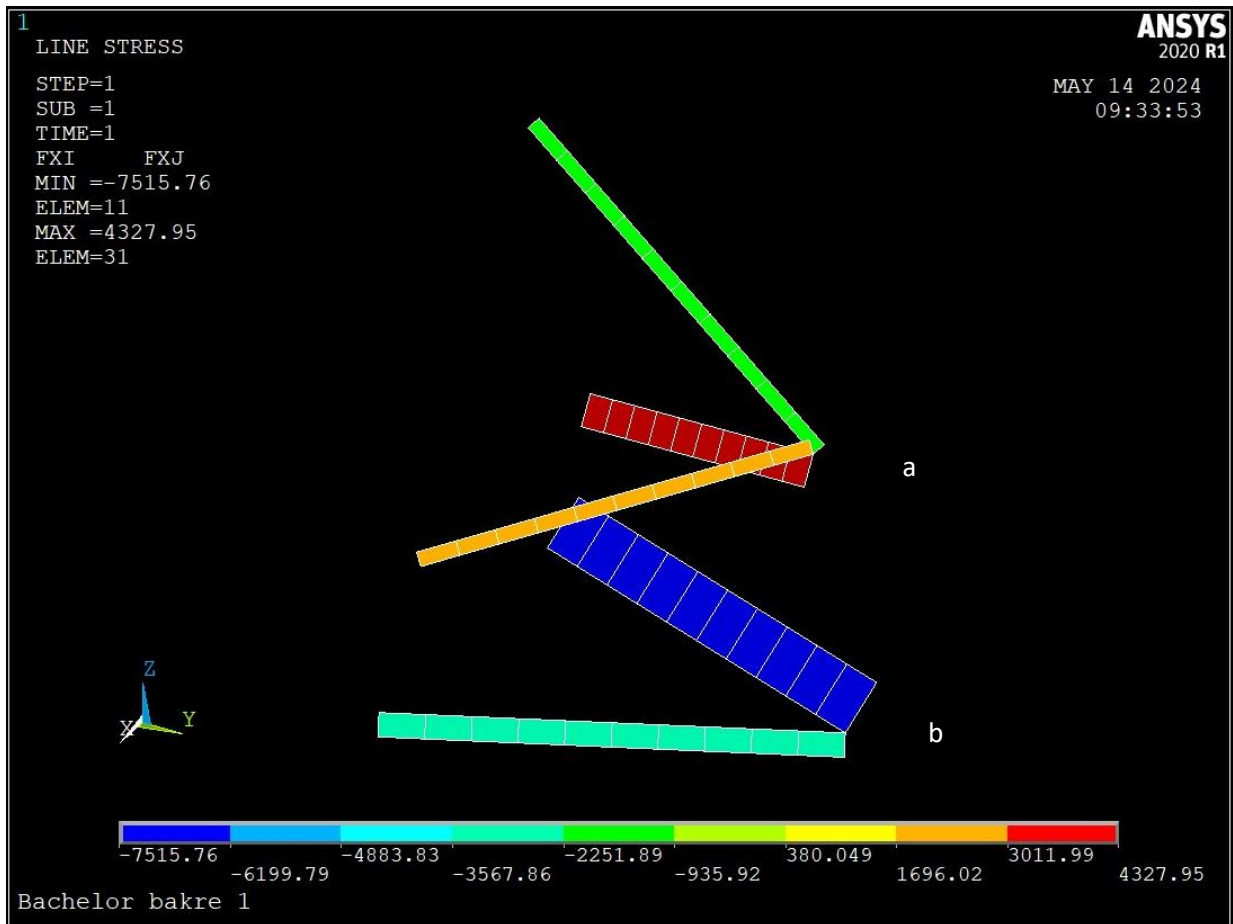
slik som i Figur 7.3.1. *Push-rod* og fremre karbonfiber rør på øvre triangelarm ble komprimert med kraft på 7,32 kN mens bakre rør på øvre triangelarm ble strukket med 7,43 kN. Fullstendig tabell over kreftene på øvre hjuloppheng under brems, sving og statisk kjøring ligger i vedlegg A10.



Figur 7.3.1: Aksialkrefter i fremre hjuloppheng under maksimal bremsing.

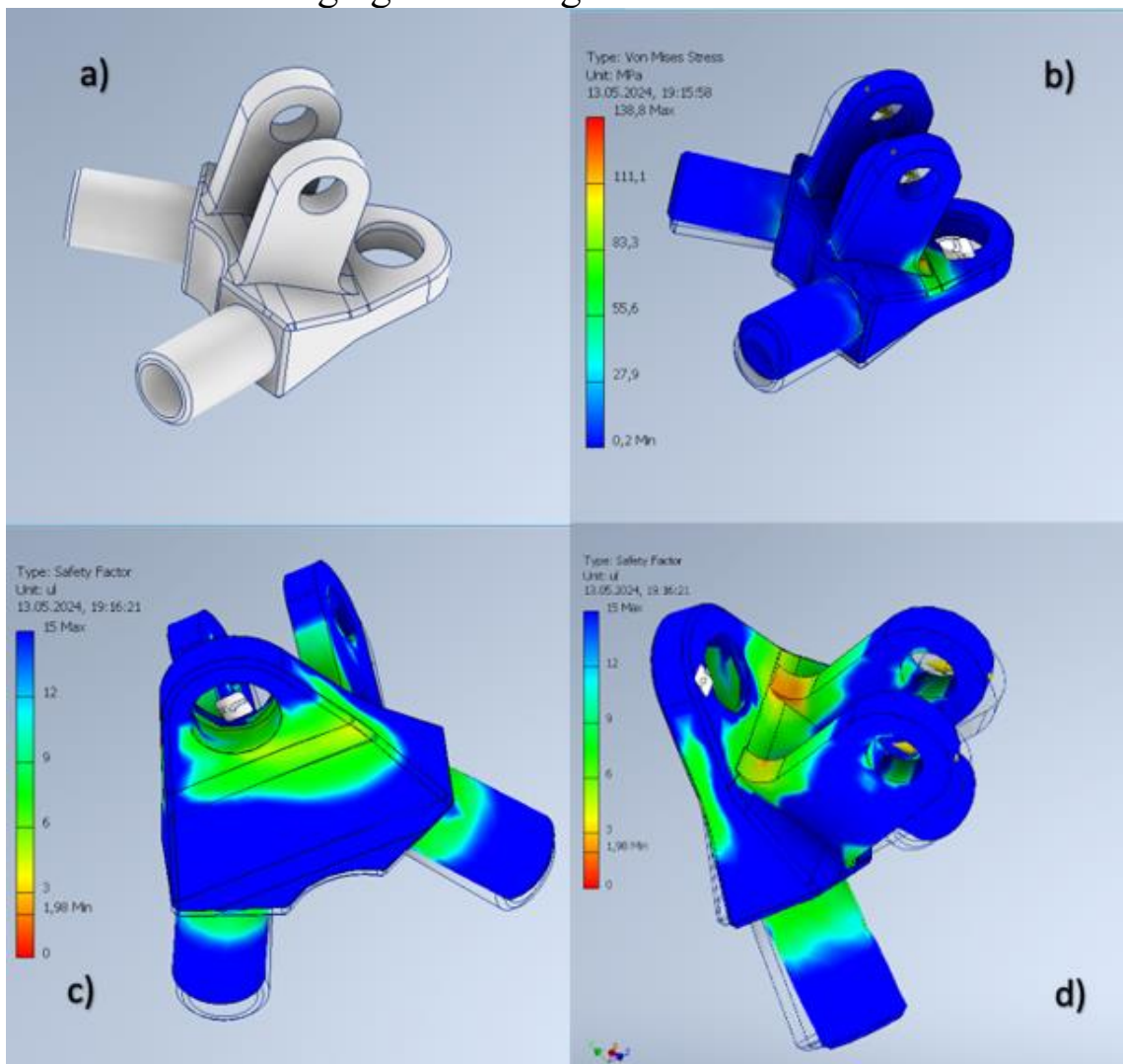
Bakre hjuloppheng

Høyeste kraft i bakre hjuloppheng oppsto under statisk kjøring rundt toppfarten, se figur 7.3.2. Kraftene fra svingituasjonen kan finnes i tabell 7.2.2. Kraftene virker på Nodene a og b markert på figur 7.3.2. Under Sving oppstod maksimal belastning i den nedre triangelarmen, hvor fremre karbonfiber rør i nedre triangelarm ble komprimert med 3,57 kN, og bakre rør i nedre triangelarm nådde høyest kraft med 7,52 kN kompresjon. *Push-rod* og fremre karbonfiber rør på øvre triangelarm ble komprimert med kraft på 7,32 kN mens bakre rør på øvre triangelarm ble strukket med 7,43 kN. Fullstendig tabell over kreftene på Bakre hjuloppheng under akselerasjon, sving og statisk kjøring ligger i vedlegg A10.



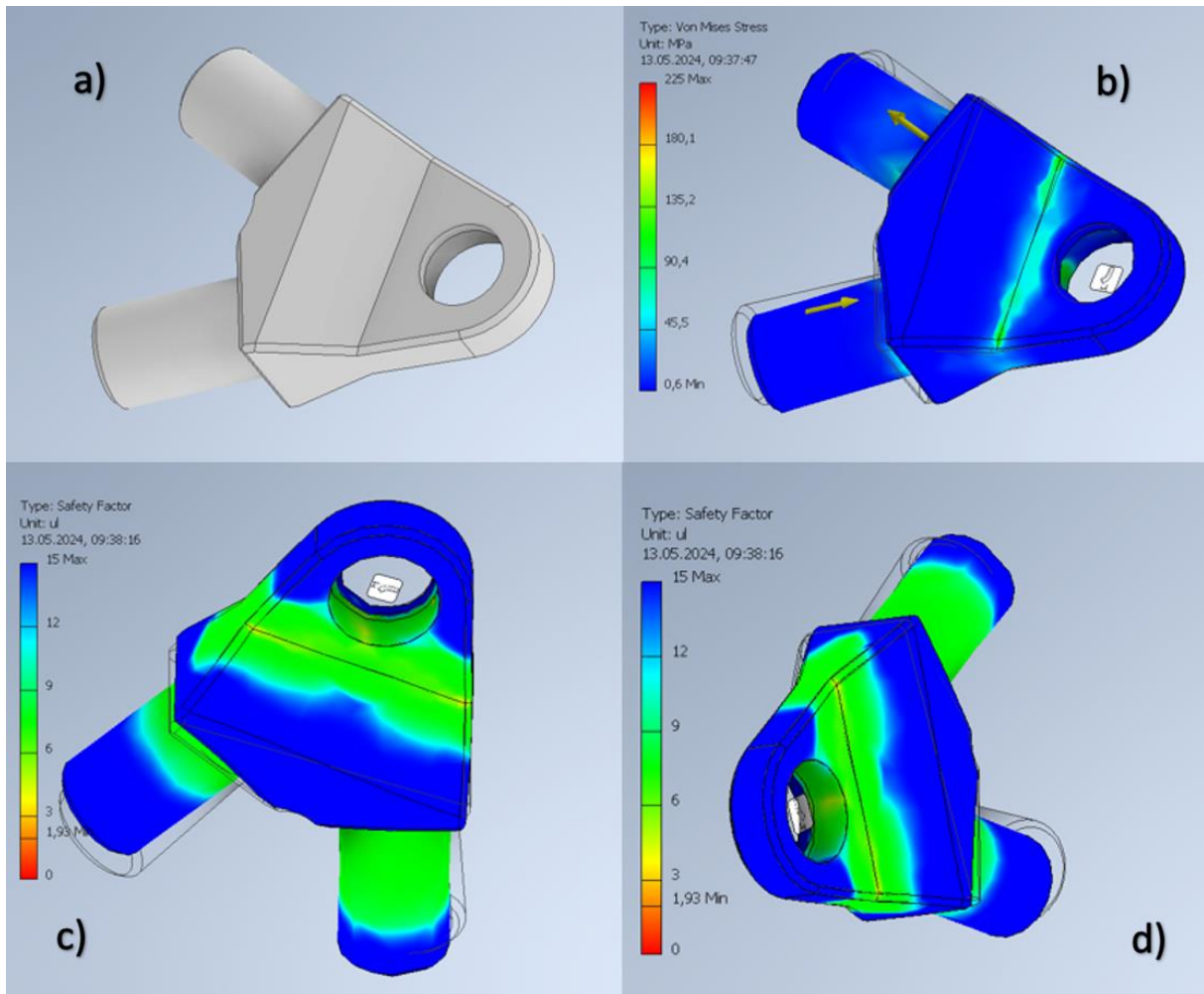
Figur 7.3.2: Aksialkrefter for bakre hjuloppheng under kjøring med høy fart.

7.4 3D-modellering og simulering i *Autodesk Inventor*



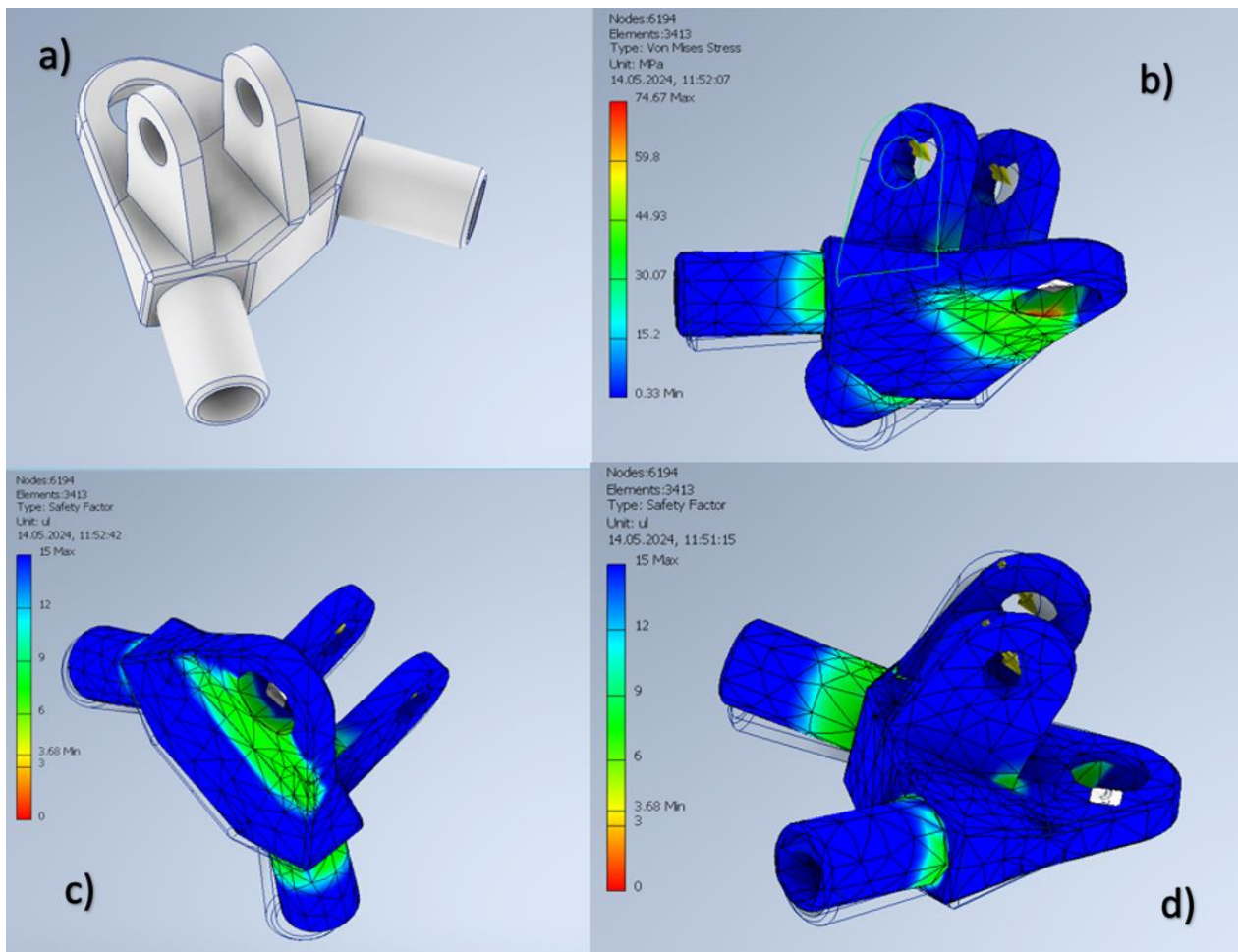
Figur 7.4.1: Øvre Y-stykke i fremre hjuloppheng, a) viser modellen, b) viser Von Mises spenning, c) og d) viser sikkerhetsfaktor.

Figur 7.4.1 viser design av øvre y-stykke for fremre hjuloppheng i *Autodesk Inventor*. 3D-modellen er tildelt materialet aluminium 6061 og spenningsanalysen for høyeste krefter viser Von Mises spenning til 138,8 MPa. Dette tilsvarer en minimums sikkerhetsfaktor på 1,98.



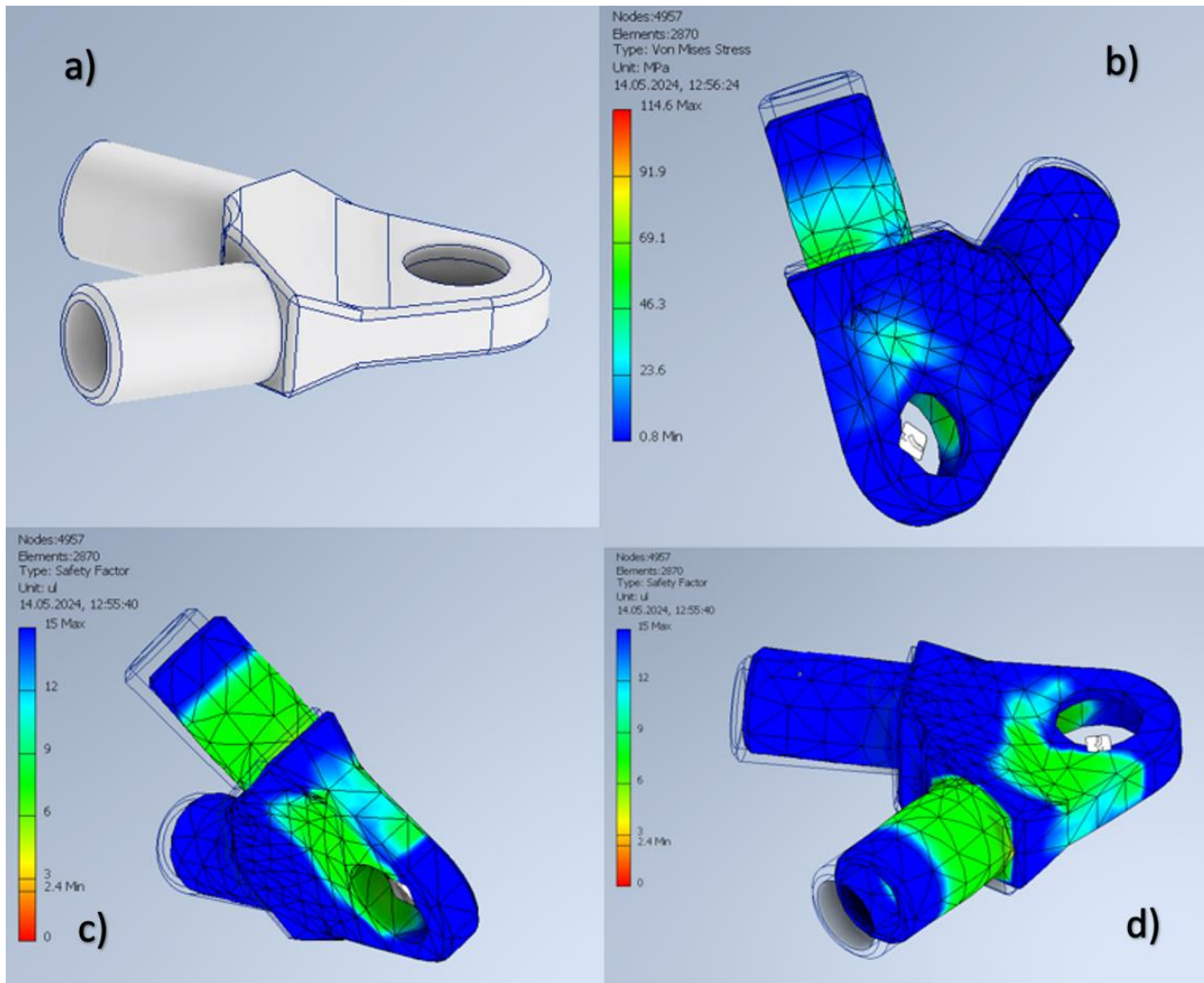
Figur 7.4.2: Nedre Y-stykke i fremre hjuloppheng, a) viser modellen, b) viser Von Mises spenning, c) og d) viser sikkerhetsfaktor.

Figur 7.4.2 viser design av nedre y-stykke for fremre hjuloppheng i *Autodesk Inventor*. Modellen er tildelt materialet aluminium 7075 og spenningsanalysen for høyeste krefter viser maksimal Von Mises spenning til 225 MPa, dette tilsvarer en minimums sikkerhetsfaktor på 1,93.



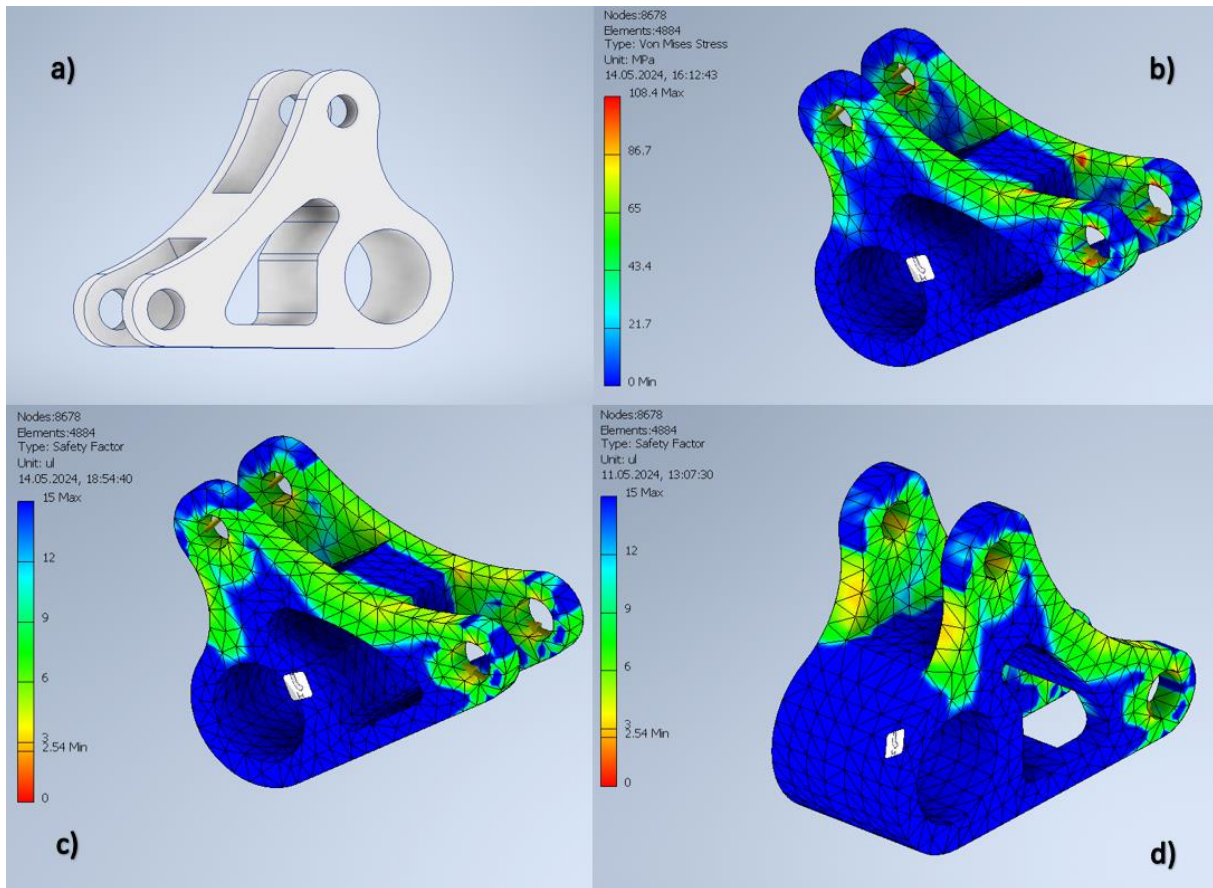
Figur 7.4.3: Øvre Y-stykke i bakre hjuloppheng, a) viser modellen, b) viser Von Mises spenning, c) og d) viser sikkerhetsfaktor.

Figur 7.4.3 viser design av nedre Y-stykke for bakre hjuloppheng i *Autodesk Inventor*. Modellen er tildelt materialet aluminium 6061 og spenningsanalysen for høyeste krefter viser Von Mises spenning 74,67 MPa. Dette tilsvarer en minimums sikkerhetsfaktor på 3,68.



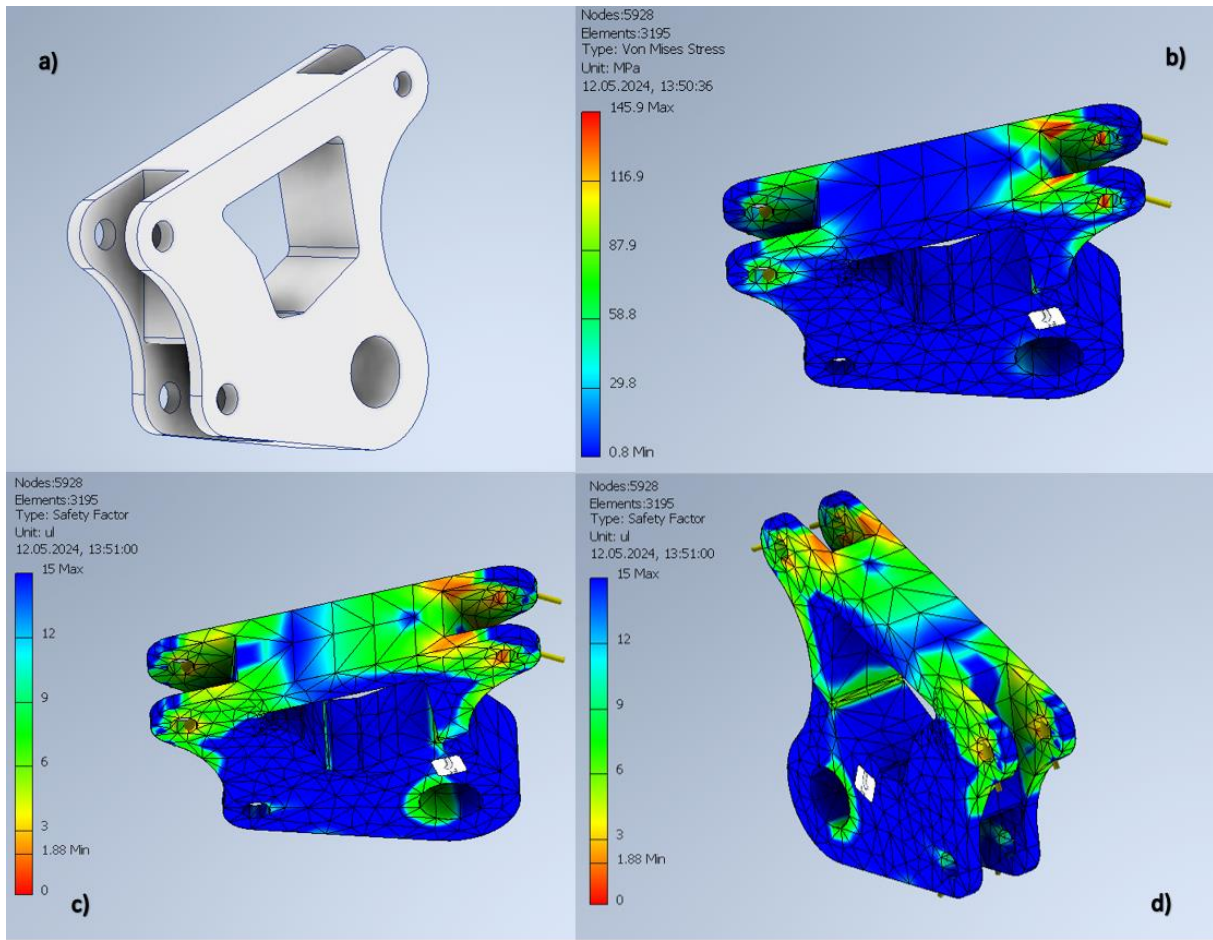
Figur 7.4.4: Nedre Y-stykke i bakre hjuloppheng, a) viser modellen, b) viser Von Mises spenning, c) og d) viser sikkerhetsfaktor.

Figur 7.4.4 viser design av nedre Y-stykke for bakre hjuloppheng i *Autodesk Inventor*. Modellen er tildelt materialet aluminium 6061 og spenningsanalysen for høyeste krefter viser Von Mises spenning til 114,6 MPa. Dette tilsvarer en minimums sikkerhetsfaktor på 2,4.



Figur 7.4.5: Rocker design til fremre hjuloppheng. a) viser modellen, b) viser Von Mises spenning, c) og d) viser sikkerhetsfaktor.

Figur 7.4.5 viser design av fremre rocker med *push-rod* konfigurasjon. Den viser også spenningen som vil gå gjennom rockeren med maksimal spenning, og resulterende sikkerhetsfaktor ved bruk av ALU 6061. Sikkerhetsfaktoren vil da være på 2,54. Maksimal spenning er 108,4 MPa.



Figur 7.4.6: Rocker design til bakre hjuloppheng. a) viser modellen, b) viser Von Mises spenning, c) og d) viser sikkerhetsfaktor.

Figur 7.4.6 viser design av bakre rocker ved *push-rod* konfigurasjon. Her vises også spenningen gjennom modellen og resulterende sikkerhetsfaktor på 1,88. Maksimal spenning er 145,9 MPa.

Tabell 7.4.1 og 7.4.2 viser karbonfiber rørlengdene nødvendig for hjuloppheng.

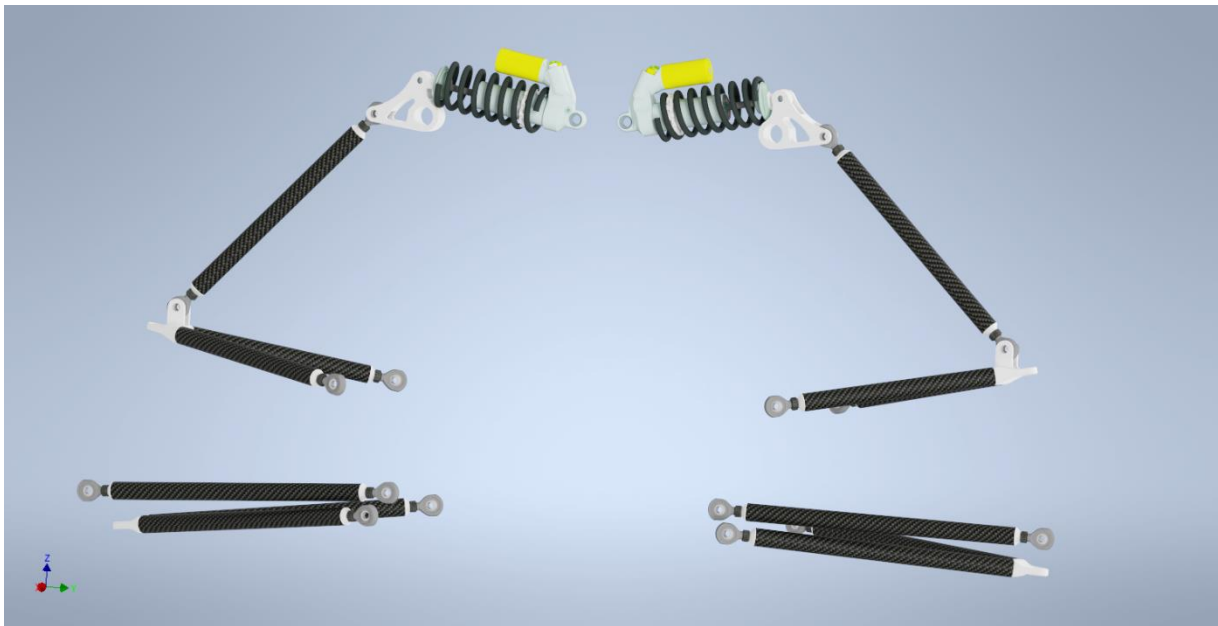
Tabell 7.4.1: Karbonfiber rørlengder til hjuloppheng foran målt i millimeter.

Karbonfiber rør	Lengde (mm)
Øvre fremre arm	228,67
Øvre bakre arm	212,22
Nedre fremre arm	303,60
Nedre bakre arm	296,60
Styream	313,85
<i>Push-rod</i> arm	260,35

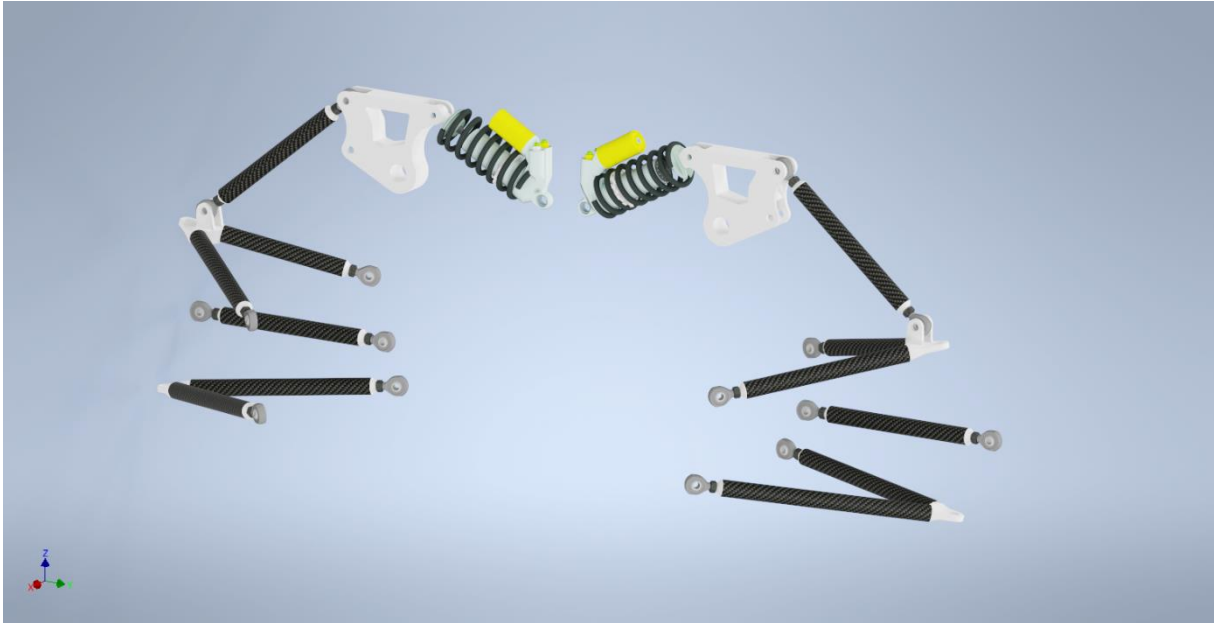
Tabell 7.4.2: Karbonfiber rørlengder til hjuloppheng bak målt i millimeter

Karbonfiber rør	Lengde (mm)
Øvre fremre arm	207,77
Øvre bakre arm	155,32
Nedre fremre arm	262,20
Nedre bakre arm	225,62
Kontroll arm	191,72
Push-rod arm	194,05

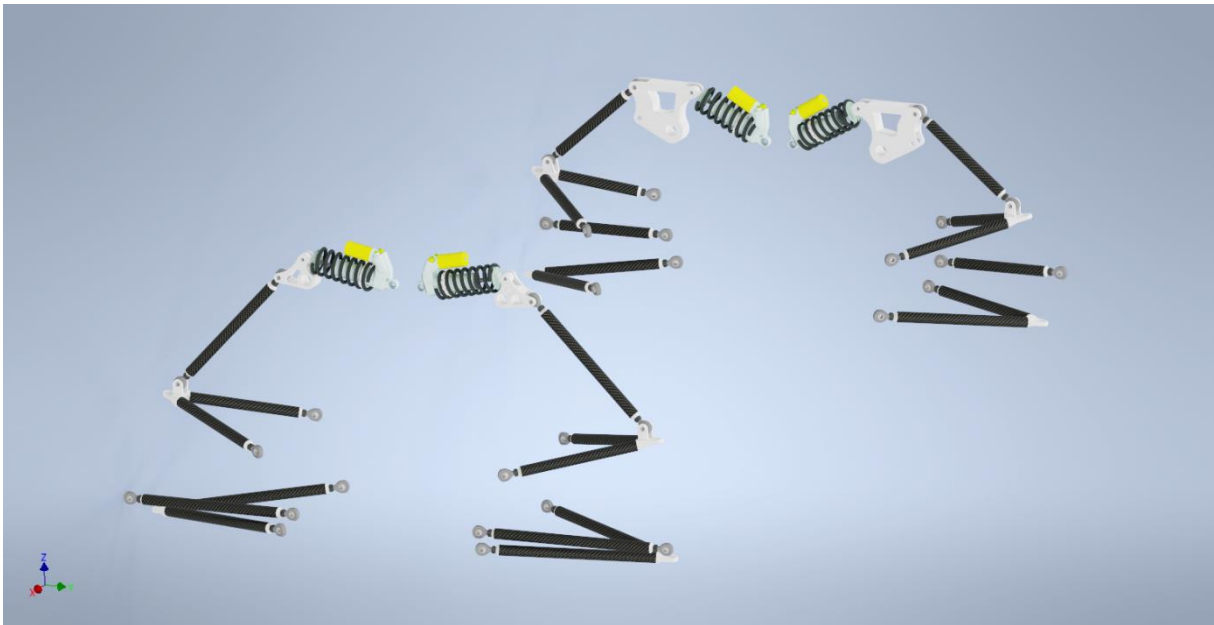
I figur 7.4.7-7.4.9 kan man se full sammenstilling inkludert demper, som vil vise hvordan bæreamene vil monteres på bilen.



Figur 7.4.7: Sammenstilling av endelig hjuloppheng design foran sett forfra.



Figur 7.4.8: Sammensetting av endelig hjuloppheng design bak sett forfra.



Figur 7.4.9: Sammensetting av hjuloppheng designet sett forfra.

8 Diskusjon

Ved bruk av metodikk fra *Product Design and Development* [24], fikk vi systematisert utviklingen av hjulopphenget. Dette førte til en grundig og effektiv gjennomgang av prosessen, fra innhenting av rådata og identifisering av behov til utvikling og valg av beste konsept til videre utvikling av endelig produkt. Vi er veldig fornøyde med resultatet fra denne prosessen. Vi kunne se tilbake på hvert steg etter ønske. Spesielt konseptvalg ble gjort veldig nøye. Forbedringspotensialet ligger i at det kan alltid hentes flere og bedre rådata og løsninger. Vi kunne for eksempel utforsket flere løsninger eksternt fra ION Racing.

Fra tabell 7.1.2 var det tydelig at konvergerende triangelarmer hadde marginal effekt på bevegelsen av rullesenteret. Vi oppnådde kun 3,5 mm reduksjon av maksimal lateral bevegelse for bakre hjuloppheng under rulling. V4 med endring av lengdeforhold slik at øvre triangelarm ble kortere enn nedre viste stor reduksjon i rullesenterbevegelse med største reduksjon på 41,9 mm. Her ble også konvergering økt for å heve rullesenteret, som kan ha effekt på denne reduksjonen. V6 var videre endring av lengdeforhold og her så vi også fall i mengden lateral rullesenterbevegelse.

Som forutsett hadde anti-geometri en negativ påvirkning på rullesenterbevegelsen da den ble implementert i V7. Med videre justering fikk vi derimot justert hjulopphenget slik at iterasjon V8 lå godt innenfor anbefalingen på mindre enn 50 mm vertikal bevegelse og 100 mm lateral bevegelse. Dette gjorde at vi kunne plassere hjulopphengets rullesenter i høyde 156,5 mm fremme og 204,1 mm bak, uten at det krysset bakkeplanet eller massesenteret høyde. På vertikal rullesenterbevegelse så vi ikke den reduksjonen vi ønsket for maks situasjonen i tabell 7.1.2. Vi klarte ikke å påvirke rullesenterbevegelsen slik vi ønsket, men vi klarte å holde den innenfor mål spesifikasjonene med maksimal bevegelse på 35 mm med 50 mm tillatt.

Rullesenter aksene er også noe bratt.

Fra tabell 7.1.4 så vi at resultatene for V6 viste reduksjon i maksimal cambervinkel på 0,9° fremme og 0,6° bak under rulling. Under hump/tilbakestøt og *pitch* så vi en økning i maksimal cambervinkel til nesten 2,5°. Disse resultatene er tilfredsstillende da de ikke krever mye statisk camber for å holde camberen i negativ vinkel under hump, tilbakestøt og *pitch* noe som gir godt grep på strekkene, samt at reduksjonen av camberendring under sving gjør at bilen vil holde godt og jevnt grep gjennom hele svingen. Disse resultatene kommer trolig av at vi startet med å øke konvergeringen av triangelarmene. På siste iterasjon V8, forbedret vi maksimal cambervinkel ytterligere til -0,03° med en konservativ statisk camber på -1,8°.

Fra tabell 7.1.1 oppnådde vi en svingradius på 4,3 m som er en negativ endring fra V2. Med hensyn til slippvinkel vil bilen fortsatt kunne ta en knappenålssving på 4,5m. Da vi ikke har noen tilgang på god dekkdata, måtte vi derfor ta noen approksimasjoner ved å se bort ifra slippvinkel og anta en perfekt sirkulær sving uten ujevnheter. Det er derfor litt usikkerhet rundt denne verdien som kan elimineres ved å se nærmere på dekkene en bruker. Mye av økningen i svingradius kommer av en må ta hensyn til de eksterne motorene. Styrearmen måtte flyttes lenger ut, som fører til en reduksjon i hvor mye hjulet kan bli rotert. En reduksjon i svingradius fra V2 hadde nok uansett vært ønskelig, da såpass mye rotasjon av dekket kan føre til veldig høy slippvinkel. Dekket eller motoren kan også i verste fall ta borti triangelarmene, som kan føre til at hjulopphenget knekker.

Fra tabell 7.1.1 er Ackermann styring er 100%, som er ønskelig da banen er svært teknisk, og det kan hjelpe svingegenskapene til bilen. Det ble derfor videreført til resten av versjonene.

Fra tabell 7.1.1 ser vi at *anti-dive* og *anti-squat* ligger mellom 18%-35%. Dette vil føre til en merkbar reduksjon i *dive* og *squat*, uten at det påvirker kinematikken i hjulopphenget for negativt. V8 endte på *anti-dive* og *anti-squat* rundt 19%, som er en relativt normal mengde for Formula Student biler.

Når vi beregnet lastoverføring og krefter i triangelarmene benyttes gjennomsnittlige friksjonskoeffisienter beregnet hos ION Racing tidligere. Fra erfaring vet vi at disse er høyere enn det de vil være i virkeligheten. Slik som nevnt, er friksjonskoeffisientene nærmere dobbelt så høye som anbefalt for beregninger. I tillegg under sving tilsier beregningene at bilen vil kunne svinge så hardt at de indre hjulene har mulighet til å miste bakkekontakt. Vi vet fra testing av bilene på ION racing at bilene har generelt sett slitt med store mengder hjulspinn i alle situasjoner under kjøring. Dette tyder på at friksjonskoeffisienten er langt lavere enn de som er brukt i denne oppgaven. Dette betyr også at kreftene som vil gå i systemet vil være langt lavere i virkeligheten enn beregnet. Det ble derimot valgt å bruke disse friksjonskoeffisientene da vi vet at vi vil få et overdimensjonert hjuloppheng, i stedet for et underdimensjonert.

Ansys simuleringene er gjort med bjelker, noe som fører til at bjelkene automatisk blir koblet sammen med faste koblinger i punktene der rørene møtes (Y-stykkene). Dette simuleringsvalget er gjort for å gi en naturtro simulering da Y-stykkene i realiteten virker som en fast kobling for triangelarmene. Bruk av bjelker i Ansys åpnet muligheten til å benytte *Section for Beam* til å legge inn tverrsnittet av rørene som igjen kan benyttes for å plote spenning, selv om spenningsplot ikke ble benyttet i oppgaven. Som nevnt i 3.4.3 er dobbelt triangelarmt hjuloppheng er designet for å ekskluder bøyemoment og skjærekraft og dermed har vi fokusert simuleringene våre rundt aksialkreftene som går i karbonfiberrørene. Under simuleringene gjorde vi en test for å sikre at vi lyktes i å ekskludere bøyemoment og skjærekraft, vedlegg A11 viser de største resultatene vi oppnådde for bøyemoment og

skjærkraft. Høyeste skjærkraft ble 2,5 N mens største bøyemoment ble 0,69 Nm, når alle aksialkreftene overstiger 1000 N er disse resultatene dermed neglisjerbare og vi har lyktes med den strukturelle delen av designet.

Mulige feilkilder i simuleringen er grenseverdiene valgt for *push-rod* rocker og vertikal begrensningen lagt på de nedre triangelarmene. *Push-rod* festet er i realiteten bevegelig ettersom fjærene komprimeres og strekkes samt at festene til *push-rod* armen er festet med pinne koblinger til Y-stykket og *Rocker*. Dermed er systemet i simuleringen stivere enn hva det blir i virkeligheten. Forskjellen dette utgjør er at en liten mengde bøyemoment og skjærkraft vil påvirke røret i simuleringen, men som nevnt tidligere og i A11 er dette marginale krefter. For de nedre triangelarmene ble det lagt inn en vertikal forskyvningsbegrensning grunnet at spindelen ikke er modellert for simuleringen av hjulopphenget og nedre triangelarm ikke bærer vertikal last. Hensikten var at denne begrensningen skulle tilnærme hvordan øvre triangelarm med spindelen holder nedre triangelarm løftet fra bakken. Siden triangelarmen er festet til bilen med pinnekoblinger har den ingen bøyemoment som holder den oppe fra bakken, uten denne begrensningen ville nedre triangelarm i simuleringen rotert om festepunktene på rammen, simuleringer ble også gjort uten denne begrensningen, men disse simuleringen ga urealistiske resultater. Denne simuleringen ga tilfredsstillende resultater, men disse feilkilden kan tas med for videre forbedring av simuleringen.

Kreftene som vi fikk fra våre beregninger, lå rundt det som var forventet sammenlignet med beregninger fra tidligere år hos ION Racing. Det var derimot fortsatt noen rør som ville oppleve større krefter enn forventet, blant annet armene i nedre triangelarm foran under bremsing. Dette kan være et resultat av måten geometrien til hjulopphenget er satt opp, da det er med på å styre hvor mye krefter hver av armene vil bli utsatt for.

Det er også usikkerhet i verdiene hentet ut fra databladet. Dette oppstår fra at vi har måttet lineær interpolere mellom to verdier. I tillegg er det stor forskjell i materialeegenskaper basert på temperaturen rørene utsettes for. Det vil også være litt usikkerhet ettersom måten en tvinner karbonfibrene rundt røret vil også være med på å styrke eller svekke styrken til rørene.

Ut ifra kreftene beregnet, må vi også bestille tykkere karbonfiber rør enn de som er benyttet de siste årene på ION Racing, da disse er dimensjonert til å maksimalt ta opp 10 kN med kraft.

Ved 3D-modellering og analyse av delene ble det brukt *Autodesk Inventor*. Under analyse av y-stykkene ble det lagt inn *fixed support* i det sentrale hullet som monteres til spindelen da programmet ikke tillot bruken av *pin support*. Dette kan føre til urealistisk høye spenningskonsentrasjoner rundt hullet, som betyr at analysen vil vise høyere maksimal spenning enn i virkeligheten.

Slik som sett ved arbeidstegningene i vedlegget, ville y-stykkene blitt produsert i aluminium 6082 T6, med unntak for y-stykket i nedre triangelarm foran som ville blitt produsert i aluminium 7075 T6. Dette ble identifisert ved å se på spenningen som ville oppstå ifølge analysene gjort i Autodesk Inventor. Dersom en skulle ha produsert disse y-stykkene, kunne det vært mer hensiktsmessig å produsere alle i samme materiale, som da ville vært ALU 7075 T6. En bør ta gjennomføre en ny analyse av y-stykkene i dette materialet.

Analysen ble også brukt ved Autodesk Inventors innebygde materialeegenskaper for Aluminium 6061. Aluminium 6082 er, slik som nevnt, et mye mer brukt materiale i Europa med relativt like egenskaper. Dersom delene hadde blitt produsert ville det derfor trolig heller blitt brukt ALU 6082 T6. Dette kan ha en effekt på sikkerhetsfaktoren og mengden deformasjon under belastning. Da ALU 6082 T6 har litt høyere flytegrense og omtrent like andre materialeegenskaper ble det derimot ansett som en forsvarlig måte å analysere på. For y-stykket i ALU 7075 T6 ble analysen gjort med Autodesk Inventors innebygde materialeegenskaper for aluminium 7075.

For oppgavens helhet ble det også gjort noen endringer. Det ble benyttet programmet OptimumG *OptimumKinematics* i stedet for *Altair Hyperworks*. Endringen ble gjort på grunn av tilgjengeligheten til programmene. ION Racing hadde allerede en lisens til *OptimumKinematics*, og dette gjorde det lite hensiktsmessig å bytte programmer.

Lap time simulation, simulering av hjulopphengets opptreden på banen sammenlignet med fjorårets, ble heller ikke gjort. Mye av grunnen til dette er at det ville vært svært tidkrevende å lære seg programmet, samtidig som det hadde tatt lang tid å sette opp simuleringene. Etter vår mening, hadde heller ikke simuleringen vært representativ for ytelsen til det nye hjulopphenget. Den hadde blitt implementert på årets bil, som er designet for å fungere med årets hjulopphenget, ikke det nye. Uten å definere fjærstivheten hadde det uansett ikke vært hensiktsmessig å simulere, da en ikke kan sette opp en god simulering uten å vite denne.

9 Konklusjon

Fra arbeidet utført i denne bacheloroppgaven ble det med konseptutvikling utviklet ett dobbeltriangelarm hjuloppheng med et *push-rod* dempesystem både fremme og bak, det ble bestemt at hjulopphenget skulle ha konvergerende armer med ulik lengde hvor triangelarmene bestod av Karbonfiberrør festet sammen med y-stykker av aluminium. Det viste seg at konvergerende armer med ulik lengde var kritiske for å oppnå stabilitet i bilen og for å optimalisere grepet i svinger. Dette kommer av at ulik lengde på armene, sammen med heving av rullesenteret reduserer bevegelse av rullesenteret og konvergerende armer forhindrer uønskede cambervinkelendringer under sving. En rekke forbedringer er oppnådd med det nye hjulopphenget, blant annet: økt stivhet, anti-dive/squat, grep i sving og eksterne motorer kan nå integreres i spindelen uten at hjulopphenget er til hindring.

Det største problemet med å introdusere motorer i hjulet var svingradiusen. Dette problemet kan bli løst med ny styresnekke eller økt rattutslaget. Selv om motorene bød på problemer for svingradiusen klarte vi å oppnå en svinradius oppfyller kravet knapenålssvingen på 4,5m. Det nye hjulopphenget har også gode bevegelsesforhold i dempesystemet, noe som gjorde at hjulopphenget ble stivere uten å benytte hardere fjærer. Dette er veldig positivt da stivheten til hjulopphenget var en av de virkelig svake punktene med det eldre hjulopphenget.

10 Literaturfortegnelse

- [1] D. Seward, *Race Car Design*, London, England: Bloomsbury, 2014.
- [2] C. Smith, *Tune To Win - The Art and Science of Race Car Development and Tuning*, Rolling Hills Estates, California, USA: Carroll Smith Consulting Incorporated, 1978.
- [3] K. Hofstad, «Tyngdens Akselerasjon,» Store Norske Leksikon, 2023. [Internett]. Hentet fra: https://snl.no/tyngdens_akselerasjon. [Lastet ned 3. Mai 2024].
- [4] R. C. Hibbeler, *Engineering Mechanics - STATICS: Fourteenth Edition in SI Units*, 14. utgave, Harlow, England: Pearson, 2017.
- [5] E. Tjønneland, «Jean Le Rond d'Alembert,» Store Norske Leksikon, 2022. [Internett]. Hentet fra: https://snl.no/Jean_Le_Rond_d%E2%80%99Alembert. [Lastet ned 3. Mai 2024].
- [6] D. G. Pavlou, *Essentials of the Finite Element Method - For Mechanical and Structural Engineers*, 1. utgave, London, England: Academic Press, 2015.
- [7] R. C. Hibbeler, *Mechanics of Materials: Tenth Edition in SI Units*, 10. utgave, Harlow, England: Pearson, 2018.
- [8] J. A. Collins, *Mechanical Design of Machine Elements and Machines: A Failure Prevention Perspective*, New York, New York, USA: John Wiley & Sons, 2003.
- [9] Store Norske Leksikon, «Cambervinkel,» Store Norske Leksikon, 2020. [Internett]. Hentet fra: <https://snl.no/cambervinkel>. [Lastet ned 6. Mai 2024].
- [10] J. C. Dixon, *Tires, Suspension and Handling*, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, 1996.
- [11] Bridgestone Tire, «Tire Alignment: What you need to know,» Bridgestone Tire, 2021. [Internett]. Hentet fra: <https://www.bridgestonetire.com/learn/maintenance/tire-alignment/>. [Lastet ned 7. Mai 2024].
- [12] S. Kanal, «EXPLAINER: What's the difference between pull-rod and push-rod suspension?,» Formula 1, 2023. [Internett]. Hentet fra: <https://www.formula1.com/en/latest/article/explainer-whats-the-difference-between-pull-rod-and-push-rod-suspension.1I3wL4LEL0nQZbKZbx1Dhz>. [Lastet ned 8. Mai 2024].

- [13] IMechE Formula Student, «Bilder fra FSUK,» IMechE Formula Student, 2022/2023. [Internett]. Hentet fra: <https://www.flickr.com/photos/fsuk/albums/>. [Lastet ned 8. Mai 2024].
- [14] S. Ore og L. E. Helseth, «Karbonfiber,» Store Norske Leksikon, 2021. [Internett]. Hentet fra: <https://snl.no/karbonfiber>. [Lastet ned 8. Mai 2024].
- [15] EasyComposites, «Plain Finish Roll Wrapped Carbon Fibre Tubes,» EasyComposites, u.å.. [Internett]. Hentet fra: <https://www.easycomposites.co.uk/roll-wrapped-carbon-fibre-tube>. [Lastet ned 8. Mai 2024].
- [16] OptimumG, «About,» OptimumG, u.å.. [Internett]. Hentet fra: <https://optimumg.com/company/>. [Lastet ned 10. Mai 2024].
- [17] OptimumG, «Clients,» OptimumG, u.å.. [Internett]. Hentet fra: <https://optimumg.com/clients/>. [Lastet ned 10. Mai 2024].
- [18] Autodesk, «Autodesk Inventor: 3D Modeling Software for Designers and Engineers,» Autodesk, u.å.. [Internett]. Hentet fra: <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview?term=1-YEAR&tab=subscription>. [Lastet ned 10. Mai 2024].
- [19] H. Radhakrishnan, «APDL: The Language of Simulation,» ANSYS, 2022. [Internett]. Hentet fra: <https://www.ansys.com/blog/what-is-apdl>. [Lastet ned 10. Mai 2024].
- [20] Alumeco, «Data Sheet - EN AW 6082 - Rods and bars,» u.å.. [Internett]. Hentet fra: <https://www.alumeco.no/aluminium/bolter/rundbolt/en-aw-7075/8-x-3000-mm/p/10001428/10000911>. [Lastet ned 13. Mai 2024].
- [21] Alumeco, «EN AW-6061,» Alumeco, u.å.. [Internett]. Hentet fra: <https://www.alumeco.no/aluminium/plater/ubehandlede-plater/en-aw-6061/30-x-1524-x-3048-mm/p/10001375/10143858>. [Lastet ned 13. Mai 2024].
- [22] Alumeco, «Data Sheet - EN AW-7075 - Rods and bars,» u.å.. [Internett]. Hentet fra: <https://www.alumeco.no/aluminium/bolter/rundbolt/en-aw-7075/8-x-3000-mm/p/10001428/10000911>. [Lastet ned 13. Mai 2024].
- [23] J. F. Aarnes og K. E. Aubert, «Interpolasjon,» Store Norske Leksikon, 2023. [Internett]. Hentet fra: https://snl.no/interpolasjon_-_matematikk. [Lastet ned 13. Mai 2024].
- [24] K. T. Ulrich og S. D. Eppinger, *Product Design and Development*, 7. utgave, New York, New York, USA: McGraw-Hill, 2020.

- [25] IMechE Formula Student, «Formula Student 2024 Rules,» IMechE Formula Student, 2023.
[Internett]. Hentet fra: <https://www.imeche.org/events/formula-student/team-information/rules>.
[Lastet ned 11. Mai 2024].
- [26] A. Brønseth, «Design of suspension geometry for a formula student racing car,» Universitetet i Stavanger, Stavanger, Norge, 2018.

A Vedlegg

A1 Data Sheet – EN AW 6082 – Rods and bars



Data Sheet		Internal alloy name: 6082							
EN AW 6082 – Rods and bars		International alloy name: EN AW 6082							
Alumeco A/S		Chemical Symbol: EN AW – AlSi1MgMn							
		DIN-Werkstoff no.: 3.2315							
		Alloy type: Heat treatable alloy							
Main usage	Main properties	Important norms and literature							
<ul style="list-style-type: none"> Machining Machinery Heavy duty structures Marine and offshore 	<ul style="list-style-type: none"> Very good atmospheric corrosion resistance Very good workability Good machinability Heat treatable alloys (Soft T4 temper) A special anodizing quality is available by request 	Extrusion: EN 755-1: Technical conditions for inspection and delivery EN 755-2: Mechanical properties EN 755-9: Tolerances on dimensions and forms for different extrusions Chemical composition: EN 573-3: Chemical composition Usages: EN 13195: Specifications for wrought products for marine applications EN 602: Usage in the food industry							
Chemical composition EN 573-3:2009									
Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Other elements	
								Each	together
0.7-1.3	0.5	0.1	0.4-1.0	0.6-1.2	0.25	0.2	0.1	0.05	0.15
Typical mechanical properties EN 755 – 2 (Extruded profiles)									
Product group	Temper	Rm	Rp0.2	A	Hardness*				
Dimension (mm)		MPa	MPa	%	HB				
Rod/bar ≤ 200	O, H111	Max. 160	Max. 110	14	35				
Rod/bar ≤ 200	T4	Min. 205	Min. 110	14	70				
Rod/bar ≤ 20	T6	Min. 295	Min. 250	8	95				
Rod/bar 20 <D ≤ 150	T6	Min. 310	Min. 260	8	95				
Rod/bar 150 <D ≤ 200	T6	Min. 280	Min. 240	6	95				
Rod/bar 200 <D ≤ 250	T6	Min. 270	Min. 200	6	95				
* Information values only									
Physical properties									
Density	Solidification	Electrical	Thermal	Thermal	Annealing	E - modulus			
g/cm ³	range °C	conductivity	conductivity	expansion	temperature °C	(N / mm ²)			
		%IACS	W/m K	(µm m ⁻¹ K ⁻¹)					
2.70	575-650	44	172	23.1	350-400	70,000			
Typical Alumeco products with this alloy									
<ul style="list-style-type: none"> Profiles in various dimensions and form 									
Properties and information (3 high/good; 2 medium; 1 poor/bad)									
<u>Resistance</u> Corrosion index, general: 3 Marine atm. corr. index: 3		<u>Weldability</u> TIG welding: 2 MIG welding: 2		<u>Machinability</u> Machinability index: 3		<u>Anodizing</u> Decorative anodizing surface treatment: 2 Protective anodizing index: 3 Hard anodizing: 3 Color anodizing: 2			
<u>Hot workability</u> Extrusion: 3 Forging: 3		<u>Solderability</u> 1				<u>General information</u> Decorative anodizing can be a challenge due to crystal growth in the material. A special anodizing quality is available by request.			
<u>Cold formability</u> Cold formability general: 2 Deep drawing: 1 Bending: 2 – 3 (Depending on the temper)									

A2 Data Sheet – EN AW 7075 – Rods and bars



Data Sheet		Internal alloy name: 7075								
EN AW 7075 – Rods and bars Alumeco A/S		International alloy name: EN AW 7075 Chemical Symbol: EN AW – Al Zn5,5MgCu								
		DIN-Werkstoff no.: 3.4365 Alloy type: Heat treatable alloy								
Main usage <ul style="list-style-type: none"> • Machining • Machinery • Forgings • Tools • Heavy duty structures • Hydraulics systems 	Main properties <ul style="list-style-type: none"> • Very good workability • Good machinability • High strength 	Important norms and literature Extrusion: EN 755-1: Technical conditions for inspection and delivery EN 755-2: Mechanical properties Series EN 755-3 to EN 755-8: Tolerances on dimensions and forms for different extrusions Cold drawn: EN 754-1: Technical conditions for inspection and delivery EN 754-2: Mechanical properties Series EN 754-3 to EN 754-8: Tolerances on dimensions and forms for different extrusions Chemical composition: EN 573-3: Chemical composition								
Chemical composition (%) EN 573-3										
Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Remarks	Other elements together	
0.40	0.50	1.2-2.0	0.30	2.1-2.9	0.18-0.28	5.1-6.1	0.20	Max. 0.25 Zr + Ti	0.05	0.15
Mechanical properties EN 754 – 2 (Drawn bars)										
Diameter range (mm)	Temper	Rm MPa	Rp0.2 MPa	A %	Hardness* HB					
≤ 80	T6	Min. 540	Min. 485	Min. 7	150					
Mechanical properties EN 755 – 2 (Extruded bars)										
≤ 25	T6	Min. 490	Min. 420	Min. 7	133					
25 < D ≤ 100	T6	Min. 470	Min. 400	Min. 7	133					
100 < D ≤ 150	T6	Min. 470	Min. 400	Min. 7	133					
150 < D ≤ 200	T6	Min. 470	Min. 400	Min. 7	133					
Typical mechanical properties. Not defined by standards (Extruded bars)										
200 < D ≤ 230	T6	Min. 440	Min. 360	Min. 6	-					
230 < D ≤ 300	T6	Min. 420	Min. 320	Min. 6	-					
300 < D ≤ 360	T6	Min. 400	Min. 260	Min. 5	-					
360 < D ≤ 500	T6	Min. 330	Min. 200	Min. 4	-					
<small>* Information values only</small>										
Physical properties										
Density g/cm ³	Solidification range °C	Electrical conductivity %IACS	Thermal conductivity W/m K	Thermal expansion (µm m ⁻¹ K ⁻¹)	Annealing temperature °C	E - modulus (N / mm ²)				
2.81	475-635	39.5	155	23.5	-	72,000				
Typical Alumeco products with this alloy <ul style="list-style-type: none"> • Bars in various dimensions and form 										
Properties and information (3 high/good; 2 medium; 1 poor/bad)										
Resistance Corrosion index, general: 1 Marine atm. corr. index: 1 Hot workability Extrusion: 2 Forging: 2 Cold formability Cold formability general: 1 Deep drawing: 1 Bending: 2			Weldability TIG welding: 1 MIG welding: 1 Solderability 1		Machinability Machinability index: 3		Anodizing Decorative anodizing surface treatment: 1 Protective anodizing index: 2 Hard anodizing: 2 Color anodizing: 1			

A3 Konsepter

Konsept nummer	Kombinasjon
1	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke • 4: Parallelle armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
2	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke • 4: Parallelle armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
3	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke • 4: Konvergerende armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
4	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke • 4: Konvergerende armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
5	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm • 4: Parallelle armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
6	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm

	<ul style="list-style-type: none"> • 4: Parallelle armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
7	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm • 4: Konvergerende armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
8	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Pushrod demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm • 4: Konvergerende armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
9	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke • 4: Parallelle armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
10	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke • 4: Parallelle armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
11	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke • 4: Konvergerende armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
12	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Triangelarmer i karbonfiber med metall Y-stykke

	<ul style="list-style-type: none"> • 4: Konvergerende armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
13	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm • 4: Parallelle armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
14	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm • 4: Parallelle armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
15	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm • 4: Konvergerende armer med lik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>
16	<ul style="list-style-type: none"> • 1: Direkte demping • 2: Fjær og demper • 3: Metall Triangelarm • 4: Konvergerende armer med ulik lengde • 5: <i>Rod End</i> og camber blokk • 6: <i>Rod End</i>

A4 Konsept *screening* valgmatrise

Basert på EXHIBIT 8-5 fra *Product design and development* [24, s. 156].

Konsepter	1,5	2, 6	3, 7 Bench -mark	4, 8	9, 13	10, 14	11, 15	12, 16
Hjulvandring	0	0	0	0	0	0	0	0
Vertikal oppover forskyvning	0	0	0	0	0	0	0	0
Montering	0	0	0	0	0	0	0	0
Svingradius	0	0	0	0	0	0	0	0
Bakkeklaring	0	0	0	0	0	0	0	0
Bil bredde	0	0	0	0	0	0	0	0
Klaring mellom triangelarmer	0	0	0	0	0	0	0	0
Skal tåle krefter til en bil med vekt	0	0	0	0	0	0	0	0
Rullesenter lateral bevegelse	-	-	0	+	-	-	0	+
Rullesenter vertikal bevegelse	-	-	0	+	-	-	0	+
Rullesenter posisjon	-	-	0	0	-	-	0	0

Camber endring i rulling	-	-	0	+	-	-	0	+
Camber endring i hump og tilbakestøt	+	+	0	-	+	+	0	-
Tilpasnings- evne	0	0	0	0	-	-	-	-
Antall komponenter i systemet	0	0	0	0	+	+	+	+
Aerodynamisk påvirkning	0	0	0	0	-	-	-	-
Implementere anti-rulling	0	0	0	0	-	-	-	-
Sum +	1	1	0	3	2	2	1	4
Sum 0	8	8	13	9	8	8	13	9
Sum -	4	4	0	1	6	6	2	3
Total poengsum	-3	-3	0	2	-4	-4	-1	1
Rank	5	5	3	1	6	6	4	2
Ta med videre?	Nei	Nei	Nei	Ja	Nei	Nei	Nei	Ja

A5 Konsept *scoring* matrise for hjuloppheng konseptene bak på bilen

Basert på EXHIBIT 8-7 fra *Product design and development* [24, s. 160].

Kategori	Vekting	4b		8b		12b		16b		Score	Rangering	Score	Rangering	Score	Rangering
		Rangering	Score	Rangering	Score	Rangering	Score	Rangering	Score						
Montering	8 %	3	0,24	3	0,24	5	0,4	5	0,4	0		0			
krefter til en bil med vekt på 315 kg	40 %	5	2	5	2	4	1,6	4	1,6	0		0			
Tilpasnings- evne	20 %	5	1	5	1	2	0,4	2	0,4	0		0			
Antall komponenter i systemet	4 %	4	0,16	4	0,16	5	0,2	5	0,2	0		0			
Aerodynamisk påvirkning	4 %	5	0,2	5	0,2	2	0,08	2	0,08	0		0			
Implementerte anti-rulling	8 %	4	0,32	4	0,32	2	0,16	2	0,16	0		0			
Pris	8 %	3	0,24	4	0,32	4	0,32	5	0,4	0		0			
Styrke/vekt forhold (aksial)	8 %	5	0,4	2	0,16	5	0,4	2	0,16	0		0			
SUM	100 %		4,56		4,4		3,56		3,4	0		0			
Rangering			1		2		3		4						
Fortsett?		Ja		Nei		Nei		Nei							

A6 Massesenter kalkulator

Distance from FBH to rear axle (mm)	2214,4	Track width (mm)	1166,61
Distance from FBH to front axle	563,5	Wheel base (mm)	1650

Element	Mass (kg)	Horizontal distance to front bulk head (mm)	Vertical distance to ground (mm)	Horizontal distance to centerline of the car (left=positive)(mm)	Moment around the front axle	Vertical moment around ground plane	Moment around the centerline of the car
Wheel assembly	52	1459,4415	249,8735	0	46588,958	12993,422	0
Suspension front	2,5	629,77	268,116	0	165,675	670,29	0
Suspension back	2,5	2282,953	451,473	0	4298,6325	1128,6825	0
Pedal box	3,185	160	210	0	-1285,1475	668,85	0
Steering	3	840,997	494,936	0	832,491	1484,808	0
Chassis	33,3	1200,41	357,063	0	21209,103	11890,1979	0
Body panels	7	548,314	405,212	0	-106,302	2836,484	0
Seat	1,582	1279,61	367,598	0	1132,88602	581,540036	0
Firewall	1,3	1485	559,607	0	1197,95	727,4891	0
Harness	1,4	1283	336	0	1007,3	470,4	0
HV Battery	52	1555	134,248	0	51558	6980,896	0
Motor and gear assembly	19	2132	220	0	29801,5	4180	0
Radiator+water+pump	5	1920	150	0	6782,5	750	0
Motor controller	10	1807,413	348,171	0	12439,13	3481,71	0
Steering wheel	0,455	532,153	857,7	0	-14,262885	390,2535	0
HV cables and connectors	5	1650	300	0	5432,5	1500	0
LV Electronics	3	2000	200	0	4309,5	600	0
12V battery (hopefully gone)	0	0	0	0	0	0	0
ECU	1	649,212	645	-126,827	85,712	645	-126,827
IA	0,258	-88,568	301,6	0	-168,23354	77,8128	0
AIP	1,382	0,75	314,1	0	-777,7205	434,0862	0
Front Wing	2	-139,113	97,71	0	-1405,226	195,42	0
Rear wing	6	2205,032	867,082	0	9849,192	5202,492	0
Diffuser	3	1557,077	56,972	0	2980,731	170,916	0
div.	14,138	1503,717	318	0	13292,7879	4495,884	0
SUM Car	230				209207,656	62556,63404	-126,827

A7 UF3369 TCR Resin System – Technical Data Sheet

Datablad utgitt av Windtec etter etterspørsel om karbonfiber rørenes egenskaper.

UF3369 TCR RESIN SYSTEM



Technical Data Sheet

UF3369 is a solvent-free, controlled flow epoxy-based resin. This prepreg system has excellent mechanical properties, long room temperature shelf life, and demonstrates exceptional performance in COPV applications utilizing Type 3 and Type 4 liners.

Available Prepreg Product Formats

- Tow (roving)

Typical Applications

- High pressure COPV Tanks
- Rocket motor cases
- Sporting goods

Shelf Life

- 18 months at -18°C (0°F)
- 6 months at 4°C (40°F)
- 3 months at 24°C (75°F)
- 1.5 months at 32°C (90°F)

Benefits/ Features

- Low cure temperature
- High fiber strength translation in pressure vessel (COPV) applications with fibers possessing tensile strengths greater than 700 kpsi
- Tailored flow and tack levels

Cure Conditions

Curing cycle for composite parts <6.35 mm or 0.25 inches in thickness

- Ramp ≤ 2.78°C/min to 121°C (250°F)
- Hold for 4 hours at 121°C
- Ramp ≤ 2.78°C/min to ≤ 66°C (150°F)

Thick composite parts (>6.35 mm or 0.25 inches) will require a modified cure cycle. Please contact TCR Composites for more information.

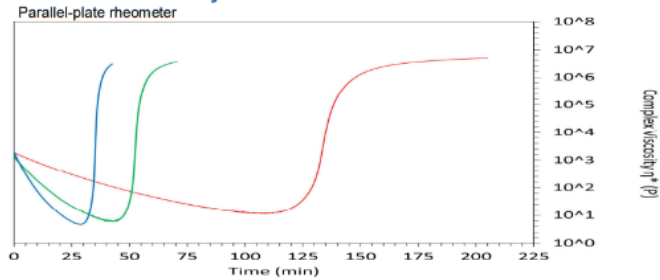
Cured Neat Resin Physical Properties*

Properties	Metric	English	Test Method
Density	1.18 g/cc	0.0441 lbs/in ³	ASTM D 792
Tensile Strength	92.4 MPa	13.4 kpsi	ASTM D 638
Tensile Modulus	3.10 GPa	445 kpsi	ASTM D 638
Strain (% Elongation)	3.6%		ASTM D 638
Poisson's Ratio	0.20		ASTM D 638
Fracture Toughness – K _{IC}	0.81 MPa*m ^{1/2}	740 psi*in ^{1/2}	ASTM D 5045
DMA – Dry Glass Transition			
Glass Transition – E' Peak	117°C	243°F	ASTM E 1640
Glass Transition – E' Onset	116°C	241°F	ASTM E 1640
Glass Transition – Tan δ	131°C	268°F	ASTM E 1640
DMA – Wet Glass Transition**			
Glass Transition – E' Peak	67°C	153°F	ASTM E 1640
Glass Transition – E' Onset	62°C	144°F	ASTM E 1640
Glass Transition – Tan δ	78°C	173°F	ASTM E 1640
Water Absorption**	5.0%		ASTM D 570

*Cure cycle: 4 hours at 121°C

**DMA wet glass transition and water absorption measured after 24-hour water boil

Resin Cure Viscosity



0.56°C (1°F)/min—Min η*: 11.22 P, 98°C (208°F)

1.67°C (3°F)/min—Min η*: 5.88 P, 112°C (234°F)

2.78°C (5°F)/min—Min η*: 5.02 P, 120°C (248°F)

(η*) Time to Viscosity Minimum: {(Min η* Temperature (°C/°F) – (38°C/100°F)} ÷ {(°C/°F)/min}

TCR Composites

219 North 530 West, Ogden, Utah 84404 USA

1-800-827-3746

1-801-622-3800

sales@tcrcomposites.com | www.tcrcomposites.com

TDS-RD-0001-R002-UF3369

Page 1 of 3

UF3369 TCR RESIN SYSTEM



Technical Data Sheet

Composite Properties

Reinforcement: Standard modulus 12K tow carbon fiber: T700SC-12K-50C.

Composite properties are normalized to 60% fiber volume and expressed to two significant figures

Cure cycle: 4 hours at 121°C (250°F) via vacuum bag oven cure, tests conducted at 22°C (72°F)

Properties	Metric	English	Test Method
0° Tensile Strength	2.5 GPa	360 kpsi	ASTM D3039
0° Tensile Modulus	160 GPa	23 Mpsi	ASTM D3039
0° Tensile Percent Strain	1.6 %		ASTM D3039
90° Tensile Strength	35 MPa	5.0 kpsi	ASTM D3039
90° Tensile Modulus	8.3 GPa	1.2 Mpsi	ASTM D3039
0° Compressive Strength	1.4 GPa	210 kpsi	SACMA SRM 1R-94
0° Compression Modulus	1.0x10 ² GPa	15 Mpsi	SACMA SRM 1R-94
90° Compression Strength	230 MPa	33 kpsi	SACMA SRM 1R-94
90° Compression Modulus	18 GPa	2.6 Mpsi	SACMA SRM 1R-94
Short Beam Strength	62 MPa	9.0 kpsi	ASTM D2344
Flexural Strength	1.9 GPa	290 kpsi	ASTM D790
Flexural Modulus	120 GPa	18 Mpsi	ASTM D790

Composite Outgas Properties-Reinforcement: T700SC-12K-50C

Requirement	Result	Limit	Pass/Fail	Test Method
TML	0.25 %	<1.00%	Pass	ASTM E595
CVCM	<0.02 %	<0.1%	Pass	
WVR	0.22	N/A	Pass	

TML	CVCM	WVR
Total Mass Loss	Collected Volatile Condensable Material	Water Vapor Recovered

TCR Composites	219 North 530 West, Ogden, Utah 84404 USA	1-800-827-3746	1-801-622-3800
sales@tcrcomposites.com www.tcrcomposites.com			

TDS-RD-0001-R002-UF3369

Page 2 of 3

UF3369 TCR RESIN SYSTEM



Technical Data Sheet

Cure Profiles

Option	Ramp Up	Hold Temperature	Hold Time (hours)	Ramp Down
1	≤2.78°C/min (5°F/min)	121°C (250°F)	4	≤2.78°C/min (5°F/min) to 66°C (150°F) or less
2*		121°C (250°F)	1.5	
3		110°C (230°F)	6	
4		99°C (210°F)	24	

*This cure cycle does not produce the maximum Tg; but will be suitable for well-cured, highly cross-linked and solidified resin. Expected Tg value of 104°C (219°F). Highest performance is obtained with a 4-hour hold at 121°C (250°F).

All values presented within this technical data sheet are expected ranges based on actual test data. Since values are dependent on specimen preparation and test method, TCR Composites cannot guarantee that these properties will be obtained in all cases. Data should be used only as an indication, since part or component properties are highly dependent on user process and design. It is recommended that end users determine the suitability of this material for each application through their own testing and evaluation.

TCR Composites

219 North 530 West, Ogden, Utah 84404 USA

1-800-827-3746

1-801-622-3800

sales@tcrcomposites.com | www.tcrcomposites.com

TDS-RD-0001-R002-UF3369

Page 3 of 3

A8 Hjuloppheng koordinater fra OptimumKinematics

Generelle verdier:

Name:	4wd top-mounted V8 anti squat dive 20%		
Type:	Vehicle Setup	Created by:	steve
Version:	2.0.2	Modified by:	
Created on:	16.04.2024 11:34		
Modified on:			
Comments:			
User Options	Length	millimetre	mm
	Angle	degree	deg
	Coordinate System	[[1,0,0] [0,1,0] [0,0,1]]	
Setup	Front Suspension	Top-mounted V8 anti dive 20%	
	Rear Suspension	Rear V8 anti squat 20%	
	Reference Distance	1650,000	
	Brake Bias	86,630	
	Drive Bias	0,000	
	Front Mass Distribution	53,000	
	Left Mass Distribution	50,000	
	Center of Gravity Height	299,300	

Fremre hjuloppheng:

Name:	Top-mounted V8 anti dive 20%						
Type:	Suspension	Created by:	steve				
Version:	2.0.2	Modified by:					
Created on:	16.04.2024 11:34						
Modified on:							
Comments:							
User Options	Length	millimetre	mm				
	Angle	degree	deg				
	Coordinate System	[[1,0,0] [0,1,0] [0,0,1]]					
Double A-Arm	Point Name	Left			Right		
		X	Y	Z	X	Y	Z
	CHAS_LowFor	152,315	216,680	170,413	152,315	-216,680	170,413
	CHAS_LowAft	-131,396	219,774	177,200	-131,396	-219,774	177,200
	CHAS_UppFor	139,369	265,086	320,000	139,369	-265,086	320,000
	CHAS_UppAft	-122,423	267,015	320,000	-122,423	-267,015	320,000
	UPRI_LowPnt	5,000	549,000	140,000	5,000	-549,000	140,000
	UPRI_UppPnt	-8,000	522,000	370,000	-8,000	-522,000	370,000
	CHAS_TiePnt	129,230	200,000	197,000	129,230	-200,000	197,000
UPRI_TiePnt	75,230	573,000	180,600	75,230	-573,000	180,600	
Push Pull	Point Name	Left			Right		
		X	Y	Z	X	Y	Z
	NSMA_PPAttPnt_L	-8,000	488,147	378,709	-8,000	-488,147	378,709
	CHAS_AttPnt_L	-8,000	20,000	634,951	-8,000	-20,000	634,951
	CHAS_RocAxi_L	-50,000	210,000	630,000	-50,000	-210,000	630,000
	CHAS_RocPiv_L	-8,000	210,000	630,000	-8,000	-210,000	630,000
	ROCK_RodPnt_L	-8,000	270,000	630,000	-8,000	-270,000	630,000
ROCK_CoiPnt_L	-8,000	216,698	671,288	-8,000	-216,698	671,288	
Rack Pinion	Steering Ratio						87,900

Wheels	Point Name	Left			Right		
	Half Track			580,100			580,100
	Longitudinal Offset			0,000			0,000
	Lateral Offset			0,000			0,000
	Vertical Offset			0,000			0,000
	Static Camber			-1,800			-1,800
	Static Toe			0,250			0,250
	Rim Diameter			330,200			330,200
	Tire Diameter			520,000			520,000
Tire Width			177,800			177,800	

Attachment	Element		Attached To	
	Push Pull	NSMA_PPAttPnt	Double A-Arm	UpperAArm

Reference Point	Reference Point Name	Attachement	X	Y	Z

Stiffness	Element	Attachement	Left	Middle	Right
	Spring	Push Pull		1,000	

Bakre hjulopheng:

Name:	Rear V8 anti squat 20%				
Type:	Suspension	Created by:	steve	Created on:	16.04.2024 11:34
Version:	2.0.2	Modified by:		Modified on:	
Comments:					

User Options	Length	millimetre	mm
	Angle	degree	deg
	Coordinate System		[[1,0,0]
			[0,1,0]
		[0,0,1]	

Double A-Arm	Point Name	Left			Right		
		X	Y	Z	X	Y	Z
	CHAS_LowFor	208,435	304,174	200,000	208,435	-304,174	200,000
	CHAS_LowAft	-75,892	271,168	176,597	-75,892	-271,168	176,597
	CHAS_UppFor	193,310	326,179	311,117	193,310	-326,179	311,117
	CHAS_UppAft	-68,883	308,583	311,117	-68,883	-308,583	311,117
	UPRI_LowPnt	0,000	547,000	150,000	0,000	-547,000	150,000
	UPRI_UppPnt	0,000	522,000	360,000	0,000	-522,000	360,000
	CHAS_TiePnt	-84,579	294,883	227,000	-84,579	-294,883	227,000
UPRI_TiePnt	-85,000	550,000	227,000	-85,000	-550,000	227,000	
Tierod Attachment	Chassis						

Push Pull	Point Name	Left			Right		
		X	Y	Z	X	Y	Z
	NSMA_PPAttPnt_L	0,000	500,000	380,000	0,000	-500,000	380,000
	CHAS_AttPnt_L	0,000	30,000	462,500	0,000	-30,000	462,500
	CHAS_RocAxi_L	50,000	225,000	470,200	50,000	-225,000	470,200
	CHAS_RocPiv_L	0,000	225,000	470,200	0,000	-225,000	470,200
	ROCK_RodPnt_L	0,000	300,000	550,382	0,000	-300,000	550,382
ROCK_CoiPnt_L	0,000	178,156	550,200	0,000	-178,156	550,200	

U-Bar	Point Name	Left			Right		
		X	Y	Z	X	Y	Z
	NSMA_UBarAttPnt_L	0,000	292,000	490,000	0,000	-292,000	490,000
	UBAR_AttPnt_L	0,000	292,000	394,780	0,000	-292,000	394,780
CHAS_PivPnt_L	111,168	292,000	394,780	111,168	-292,000	394,780	

Wheels	Point Name	Left			Right		
	Half Track			580,100			580,100
	Longitudinal Offset			0,000			0,000
	Lateral Offset			0,000			0,000
	Vertical Offset			0,000			0,000
	Static Camber			-1,800			-1,800
	Static Toe			-0,250			-0,250
	Rim Diameter			330,200			330,200
	Tire Diameter			520,000			520,000
Tire Width			177,800			177,800	

Attachment	Element		Attached To	
	Push Pull	NSMA_PPAttPnt	Double A-Arm	UpperAArm
	U-Bar	NSMA_UBarAttPnt	Double A-Arm	Upright

Reference Point	Reference Point Name	Attachement	X	Y	Z

Stiffness	Element	Attachement	Left	Middle	Right
	Spring	Push Pull		1,000	
	U-Bar	U-Bar		1,000	

A9 Fullstendig tabell over rullesenterbevegelse

Maksimal rullesenter bevegelse i mm	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Heave	Fremre - y	0	0	0	0	0	0
	Fremre - z	34,693	35,15	35,772	38,8	35,439	28,648
	Bakre - y	0	0	0	0	0	0
	Bakre - z	38,739	40,664	41,343	44,988	39,644	35,111
	Fremre - y	-74,915	-70,446	-39,256	-49,291	-37,672	-37,405
	Fremre - z	-0,874	-0,853	-0,255	-0,725	-0,139	-0,208
Roll	Bakre - y	-98,313	-94,826	-52,969	-62,528	-46,538	-47,439
	Bakre - z	-1,646	-1,566	-0,5	-0,403	0,052	-0,166
	Fremre - y	0	0	0	0	0	0
	Fremre - z	23,851	43,633	34,367	37,122	15,326	32,926
	Bakre - y	0	0	0	0	0	0
	Bakre - z	14,508	6,057	4,712	5,21	14,617	-7,388
Pitch							

A10 Aksialkrefter i fremre og bakre Hjuloppheng etter simulering i Ansys Mechanical APDL

Resultat av aksialkrefter i hvert rør i hjuloppheng fra simulering av fremre hjuloppheng.

Akselerasjon er ikke simulert da samtlige krefter som virket på forre hjuloppheng var under 1 kN.

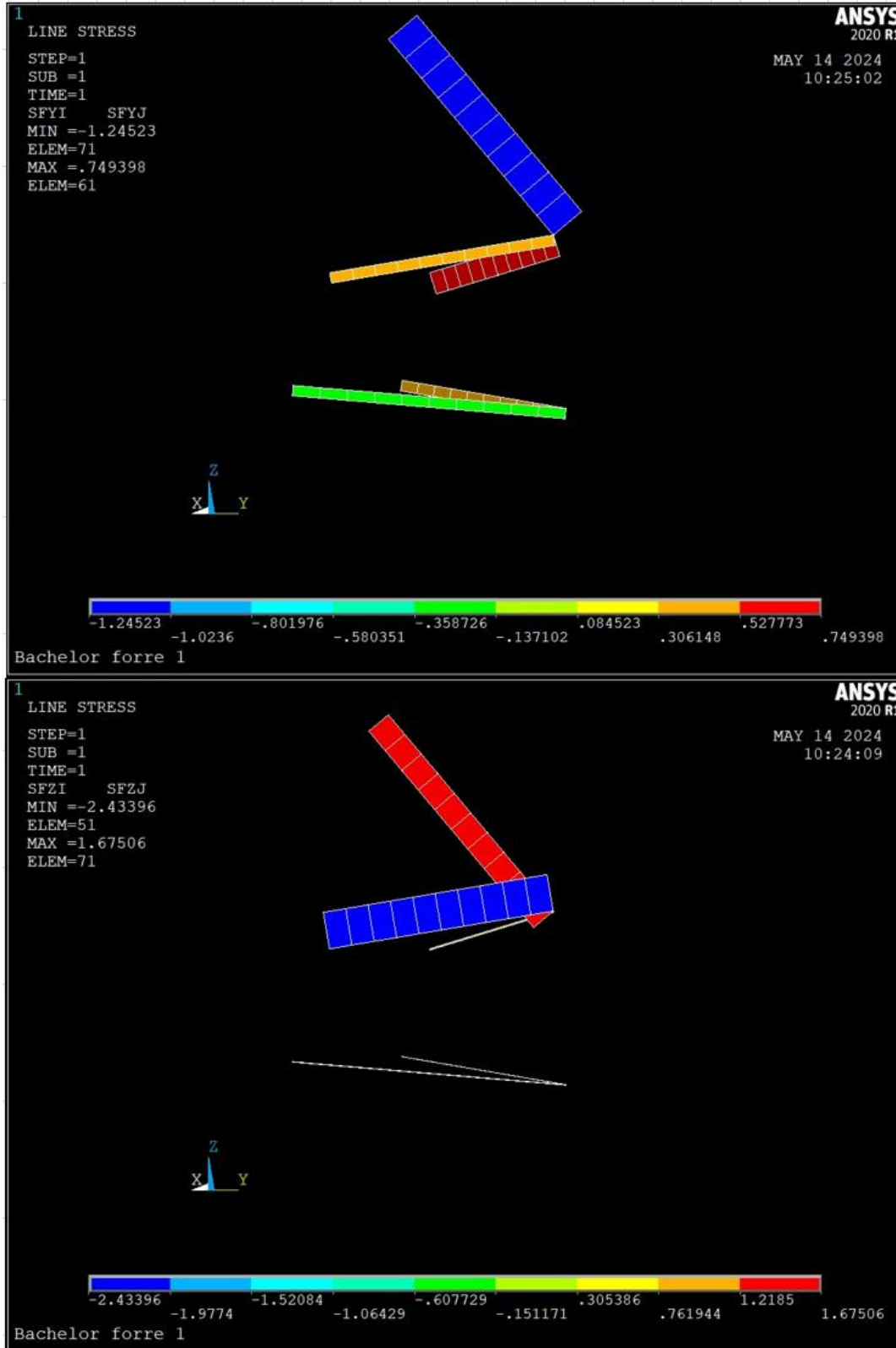
Aksialkrefter for forre hjuloppheng i N	Rør	Statisk	Brems	Sving
Øvre Triangelarm	Push rod	-3 020	-4 369	-2 347
	Forre rør	1 314	-4 369	3 025
	Bakre Rør	1 314	4 482	3 025
Nedre Triangelarm	Forre Rør		-13 220	-5 033
	Bakre Rør		13 333	-5 033

Resultat av aksialkrefter i hvert rør i hjuloppheng fra simulering av bakre hjuloppheng. Det er ikke simulert for bremsing på bakre hjuloppheng da samtlige krefter på hjuloppheng er under 1 kN.

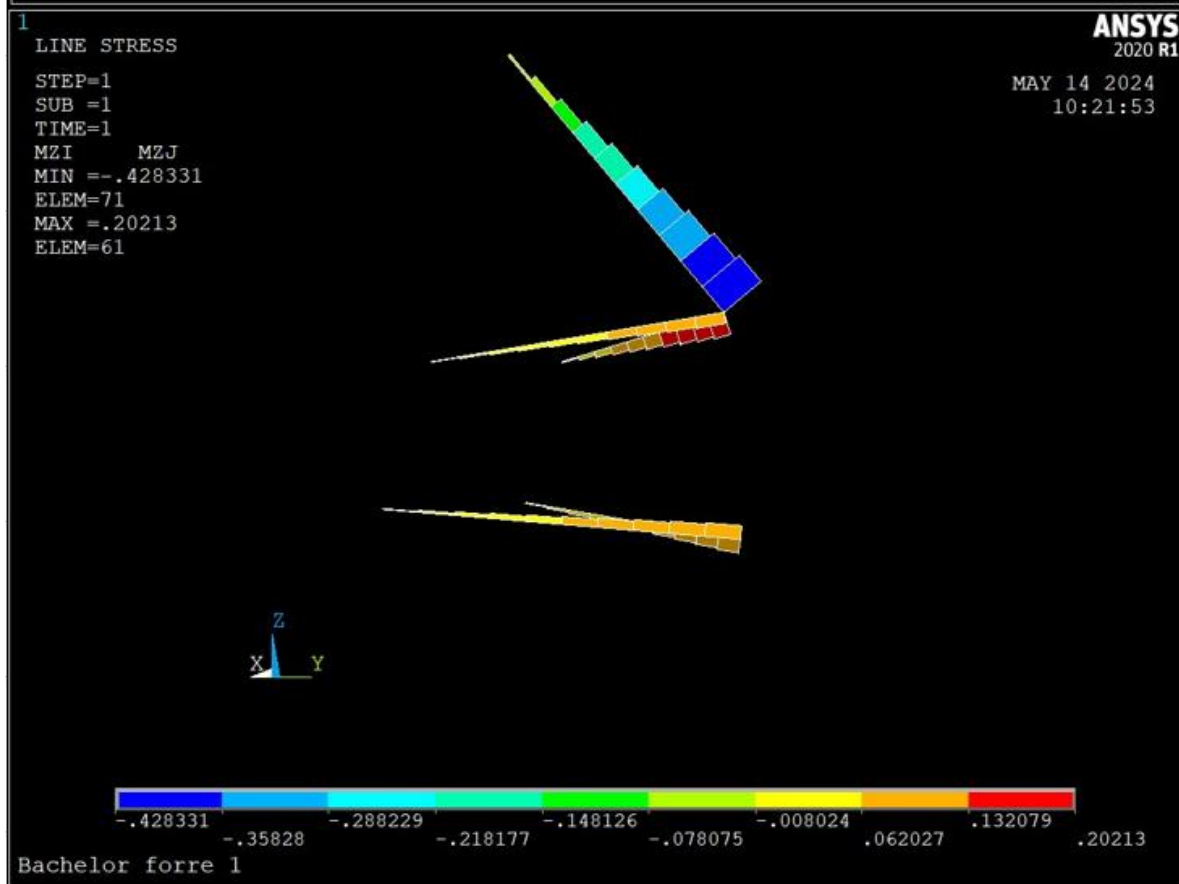
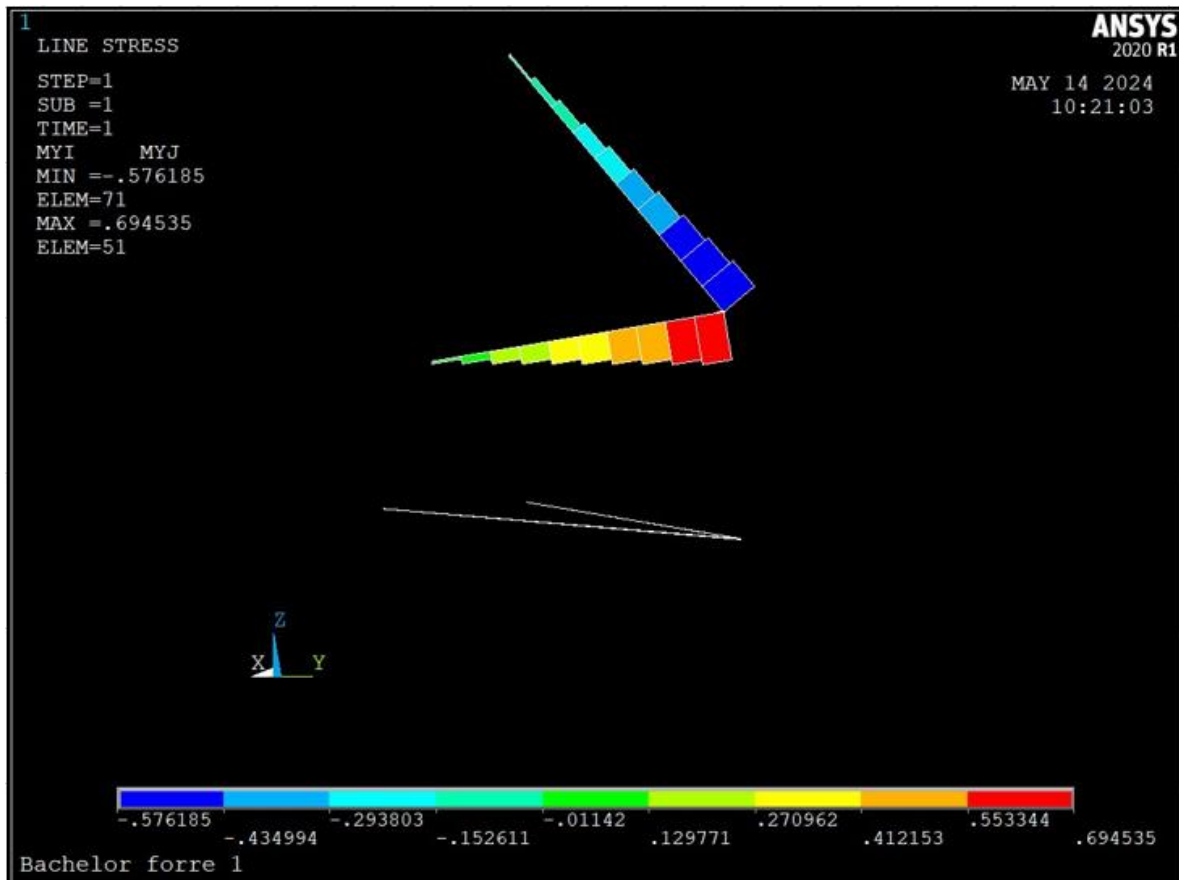
Aksialkrefter for bakre hjuloppheng i N	Rør	Statisk	Akselerasjon	Sving
Øvre Triangelarm	Push rod	-3 009	-1 603	-2 252
	Forre rør	1 306	-527	3 012
	Bakre Rør	1 845	1 623	4 327
Nedre Triangelarm	Forre Rør		-1 603	-3 568
	Bakre Rør		1 265	-7 516

A11 Skjærekrefter og bøyemoment i Fremre hjuloppheng under hard bremsing

Plot av skjærekraft, høyeste skjærekraft fra analyse i Y og Z retning var 2,5 N.



Plot av bøyemoment, høyeste bøyemoment fra analyse om Y og Z aksen ble 0,69 Nm.



A12 Forstudierapport

Forstudierapport

Navn: Ørjan Mannsverk, Steven Høiland

Problemstilling:

Design av hjuloppheng geometri til formula student bil

Bakgrunn for oppgaven

ION Racing har som mål å være ett av topplagene ved Formula Student UK konkurransen på Silverstone i England. Samtidig ønsker vi å nå nye høyder internt ved å følge utviklingen i sporten og innføre nye teknologier og elementer i bilen vår slik at vi unngår stagnering.

En av teknologiene vi ønsker å innføre er fire-hjuls fremdrift med eksterne motorer i hvert hjul, dette benyttes av de fleste topplag i Europa og verden. Dette vil gi elektro-gruppen nye utfordringer og bilen vil få bedre ytelse med tanke på grep, akselerasjon, vekt og kontroll ved at blant annet et «torque-vectoring»-system kan introduseres.

For å kunne innføre fire-hjuls fremdrift i en fremtidig bil må hele hjuloppheng på bilen redesignes for å tillatte en motor med girkasse å monteres på spindlene i hjulene. Samtidig er dagens hjuloppheng utdatert for dagens bil, da det er designet for et selv bærende karosseri (monocoque) uten aerodynamiske elementer som frontvinge, bakvinge og diffuser.

Ideen om å designe dette kom derfor fra internt i ION Racing, da vi alle var enige om at dette var et naturlig steg for laget, og vi hadde ekspertisen til å kunne designe dette nå. Fra erfaring som del av hjuloppheng gruppen for 2024 sesongen, ble det også observert hvordan hjuloppheng måtte oppdateres, spesielt dersom bilen går over til fire motorer.

En spesielt viktig merknad er problemet som oppstod ved introduksjonen av en aeropakke på bilen. Da ble det viktig at bilen var stabil slik at frontvingen og diffuseren ikke treffer bakken. På grunn av geometrien, blir dempingen foran for myk, som må endres på.

Designet på hjuloppheng foran er ikke kompatibel med eksterne motorer, da den er svært kompakt. Det gjorde det også vanskelig å designe, da det var lite rom mellom delene.

Fordelen med å lage et godt grunnlag ved designet av geometrien er at store deler av designet kan fortsatt implementeres dersom vi ikke går over til eksterne motorer, som gjør oppgaven aktuell for de neste sesongene uansett.

Oppgavebeskrivelse

Hjulopphenget er en sentral del av alle biler, og et godt design av dette systemet kan ofte utgjøre forskjellen mellom en konkurransedyktig og en ukjørbar bil. Det er derfor viktig å designe en geometri som både oppfyller kravene for kjøreegenskaper for å maksimere ytelsen, men også er simpel nok til at den kan produseres. Ved å velge en god geometri kan en også minimere mengden krefter som går gjennom systemet, som igjen kan være med på å redusere vekten på delene.

Ved større endringer på biler blir det nødvendig å totalt re-designe hjulopphenget, da maksimal ytelse oppstår når den skreddersys for den spesifikke bilen. En større endring ION Racing står ovenfor er overgang til eksterne motorer i spindelen. Det vil da igjen bli nødvendig å tilpasse hjulopphenget.

I motsetning til flere andre lag som tar i bruk et selvbærende karosseri, bruker ION Racing en stålramme. Dette introduserer også nye problemstillinger som en må finne løsninger på.

I sammenheng med dette, vil oppgavens formål bli å designe geometri til ett nytt hjuloppheng som passer med eksterne motorer, samt finne en god løsning på hvordan geometrien kan integreres med demper og krengestag montert til en stålramme. Dette innebærer å vurdere ulike eksisterende løsninger for demper- og krengestagsystemet, for så å tilpasse den til stålrammen.

I forhold til geometri designet, finnes det en rekke karakteristikk som en må ta høyde for. Dette er blant annet statisk bevegelse (static movement), hump (Bump), rulling (roll), tilbakestøt (Rebound), *stuning* og *squat*. For å optimalisere disse karakteristikkene er det mange designvalg som må tas. Dette blir noe av hovedfokuset i oppgaven vår.

Begrensninger

Denne oppgaven skal fokusere på armene til hjulopphenget og hvordan deres lengde og orientering kan benyttes for å optimalisere ytelsen til bilen, samt at vi skal utforske diverse løsninger for dempesystem og hvordan vi kan implementere disse. Vi har valgt å ekskludere

demper fra oppgaven da vi har et sett med dempere på ION Racing som brukes årlig. Vi har også valgt å ekskludere fjærvalg, da det er en svært omfattende arbeidsoppgave. I tillegg har vi på ION Racing et stort utvalg fjærer som kan benyttes ved behov. Nødvendig fjær varierer også svært etter blant annet vekten på bilen og hvordan føreren vil at bilen skal kjøre.

Vi har også valgt å ekskludere design av spindel da dette er svært omfattende. I tillegg skrives det en annen bacheloroppgave om dette temaet parallelt med denne oppgaven. Vi finner ønskede festepunkter på spindelen som vi gir videre til denne oppgaven.

Krengestag ekskluderes fordi dette er et vanskelig tema og ville tatt fokus fra målet vårt med oppgaven. Det avhenger også mye av hvilken fjæring som benyttes. Samtidig med et godt hjuloppheng design er det ikke alltid nødvendig med krengestag, men vi ønsker å tilrettelegge designet vårt slik at et krengestag kan implementeres.

Hjuldata ekskluderes også fra denne oppgaven. Dette gjøres primært av to grunner. Først har hjuldata allerede blitt beregnet i en tidligere bacheloroppgave, som ION Racing enda tar utgangspunkt i for kalkulasjoner. Den andre grunnen er at samling av hjuldata også er økonomisk og tidsmessig krevende.

Litteraturstudie

For å forstå begrensningene pålagt av Formula Student har vi nøye lest gjennom regelverkets seksjon om hjuloppheng, samt de generelle reglene for bildesignet. I tillegg til dette har vi lest gjennom litteratur knyttet til design av hjuloppheng til konkurranserbiler slik som ION Racing produserer.

I tillegg til konvensjonell litteratur, har vi valgt ut og lest tidligere oppgaver skrevet om hjuloppheng hos ION racing.

Fra studiet ønsker vi å trekke inn fagkunnskaper fra en rekke emner, slik som maskinkonstruksjon, elementmetoder og konstruksjonsmekanikk.


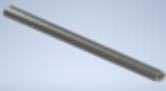







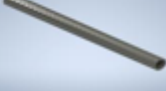
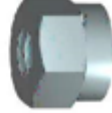

Tidsplan for oppgaven

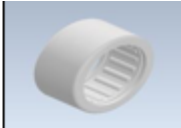







Uke 3	Forstudierapport, litteraturstudie Skrive forstudierapport. Finne og lese litteratur om hjuloppheng
Uke 4	Forstudierapport, litteraturstudie, kartlegging av løsninger Skrive forstudierapport. Finne og lese litteratur. Konkretisering av behov til dempesystem. Kartlegging av løsninger til dempesystem.
Uke 5	Kartlegging av dempesystem, planlegging av geometri design Kartlegging av dempesystem. Start av geometri design.
Uke 6	Valg av dempesystem, geometri design Velger hvilket dempesystem vi går videre med. Fortsetter design av geometri.
Uke 7	Geometri design Design av geometri med valgt dempesystem.
Uke 8	Vurdering av geometri, Analyse av krefter Endelig vurdering av geometri. Analyse av krefter i bilen.
Uke 9	Analyse av krefter Analyse av krefter i bilen. Analyse av krefter i armer
Uke 10	Analyse av krefter, design av deler Analyse av krefter i armer ved hjelp av FEM. 3D-modellering av komponenter til hjuloppheng. Valg av lager.
Uke 11	Design av deler 3D-modellering av komponenter til hjuloppheng. Valg av lager
Uke 12	Design av deler 3D-modellering av komponenter til hjuloppheng.
Uke 13 (påske)	Sammensetting a deler

	3D-modellering av komponenter til hjulopphenget og sammensetting.
Uke 14	Analyse av deler Simulering av krefter i komponenter og materialvalg.
Uke 15	Analyse av deler Simulering av krefter i komponenter i materialvalg.
Uke 16	Gjennomgang av prosessen, vurdering av valgt design. Gjennomgang av hele prosessen. Vurderer valgt design ovenfor behovene fastslått tidligere.
Uke 17	Rettskriving
Uke 18	Rettskriving
Uke 19	Rettskriving
Uke 20	Levering

A13 *Bill of materials* fremre hjuloppheng per side





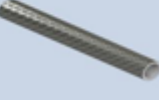




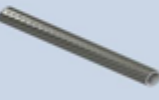


Skruer til montering mellom hjuloppheng, ramme og spindel er ekskludert.


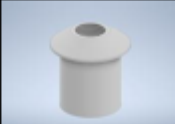






Del	Navn	Bilde	Anskaffelse	Antall	Beskrivelse
1	Rocker fremre		CNC-maskineres	1	
2	Nedre bakre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
3	Nedre fremre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
4	Styream		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
5	Øvre bakre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
6	Øvre fremre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
7	Mutter DIN 934 Elforsinket		Kjøpt	8	Kv. 8
8	Y-stykke nedre fremme		CNC-maskineres	1	
9	Y-Stykke øvre fremme		CNC-maskineres	1	
10	Fremre <i>push-rod</i>		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
11	DIN 985 - M8		Kjøpt	2	Nylon låsemutter
12	ISO 7089 - 8		Kjøpt	6	

13	SKF lager HK 1712		Kjøpt	2	
14	SKF GE 8 C		Kjøpt	1	
15	ISO 4762 - M8 x 45		Kjøpt	2	
16	ISO 4762 - M8 x 50		Kjøpt	1	
17	Öhlins TTX 25 MkII FSAE		Kjøpt	1	Demper og fjær med ønsket stivhet
18	M8 insert		Maskineres	8	
19	SKF rod end SAKB 8F		Kjøpt	8	
20	Mutter aerotight M8		Kjøpt	1	Aerotight låsemutter

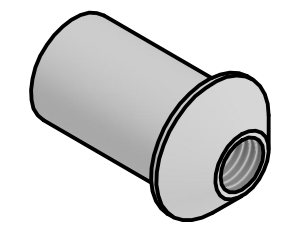
A14 *Bill of materials* bakre hjuloppheng per side

Skruer til montering mellom hjuloppheng, ramme og spindel er ekskludert.

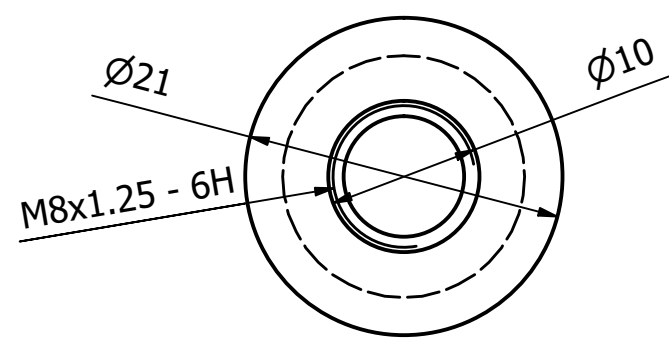
Del	Navn	Bilde	Anskaffelse	Antall	Beskrivelse
1	Rocker bak		CNC-Maskineres	1	
2	Mutter DIN 934 Elforsinket		Kjøpt	8	Kv. 8
3	Nedre bakre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
4	Nedre fremre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
5	Øvre bakre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
6	Øvre fremre karbonfiber rør		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
7	Kontrollarm		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
8	Y-stykke nedre bak		CNC-Maskineres	1	
9	Y-stykke øvre bak		CNC-Maskineres	1	
10	Bakre <i>push-rod</i>		Kjøpt og kappet til størrelse	1	
11	SKF lager HK 1712		Kjøpt	2	
12	SKF GE 8 C		Kjøpt	1	

13	Öhlins TTX 25 MkII FSAE		Kjøpt	1	Demper og fjær med ønsket stivhet
14	M8 <i>insert</i>		Maskineres	8	
15	SKF <i>rod end SAKB 8 F</i>		Kjøpt	8	
16	DIN 985 - M8		Kjøpt	3	Nylon låsemutter
17	ISO 4762 - M8 x 45		Kjøpt	2	
18	ISO 4762 - M8 x 50		Kjøpt	1	
19	ISO 7089 - 8		Kjøpt	6	
20	Mutter aerotight M8		Kjøpt	1	Aerotight låsemutter

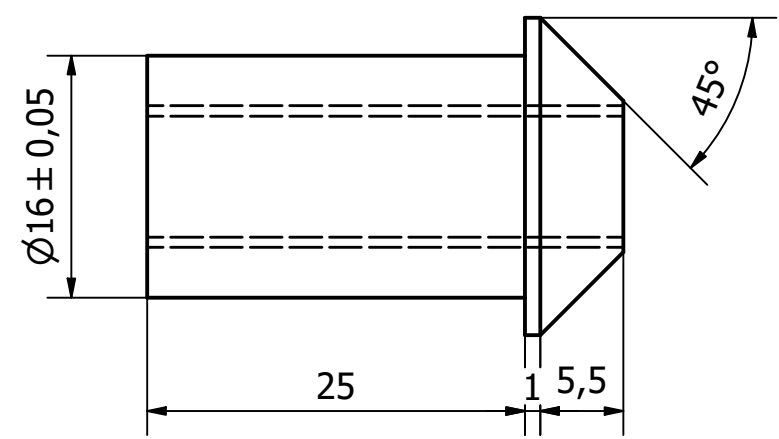
A15 Arbeitstegninger





View (1 : 1)

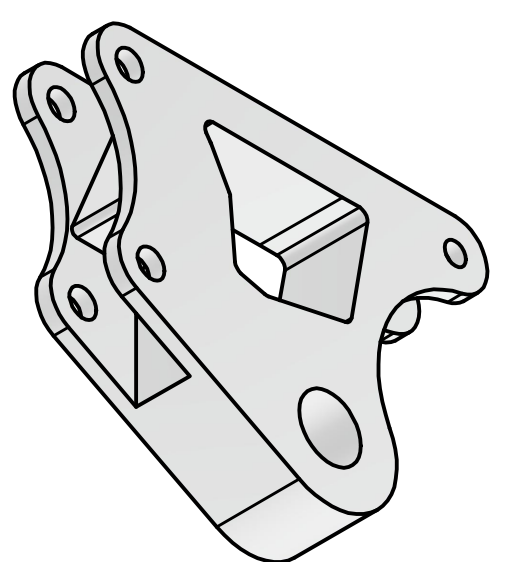
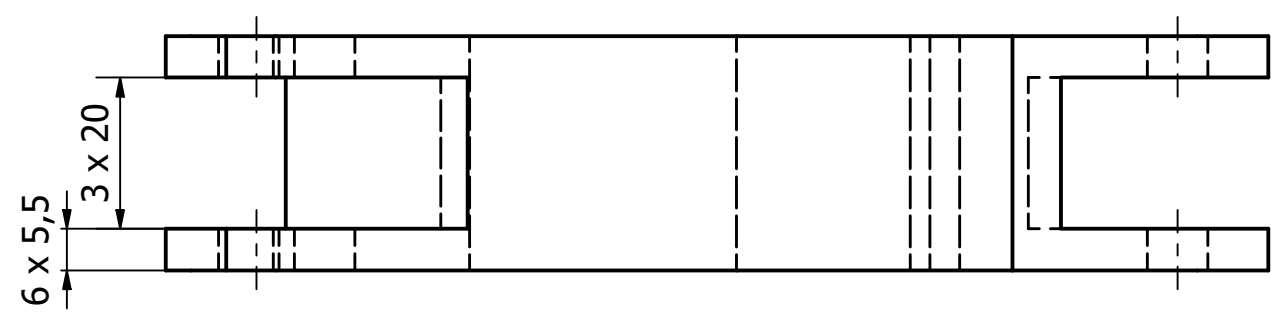


(2 : 1)

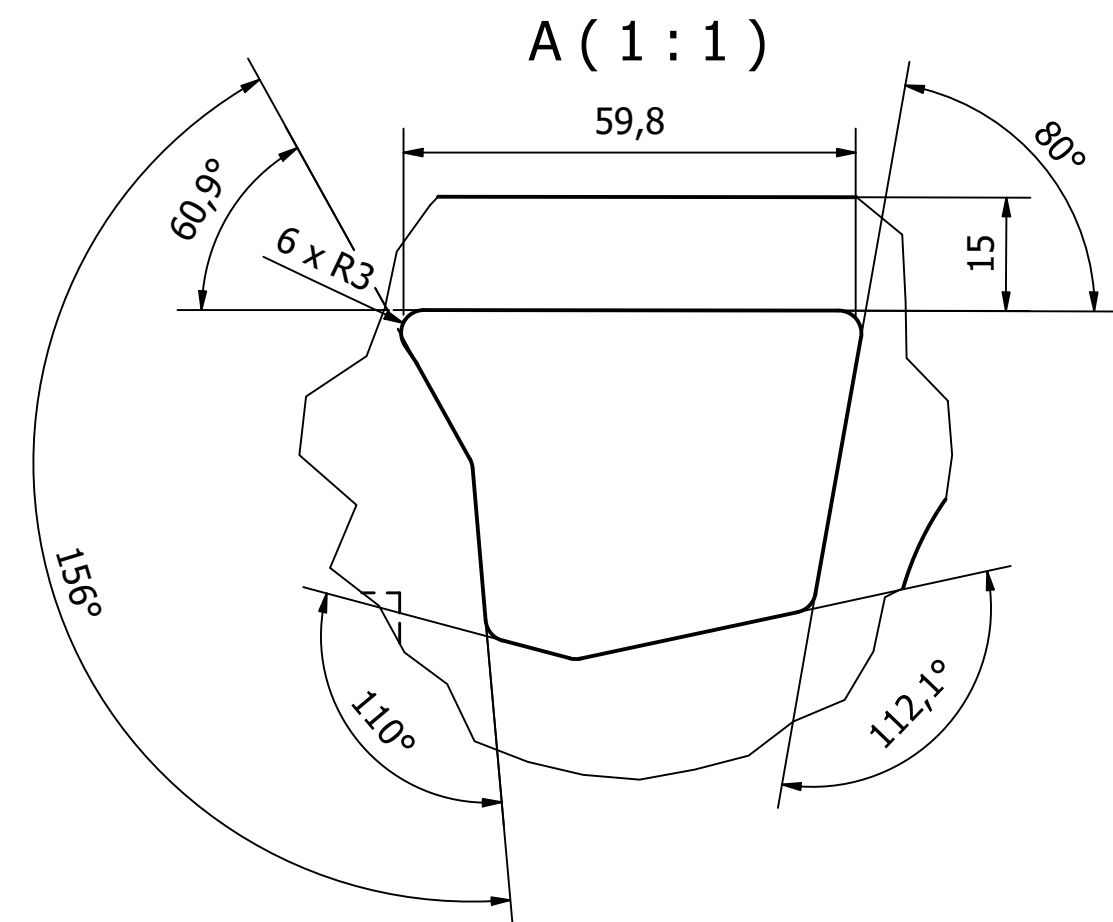
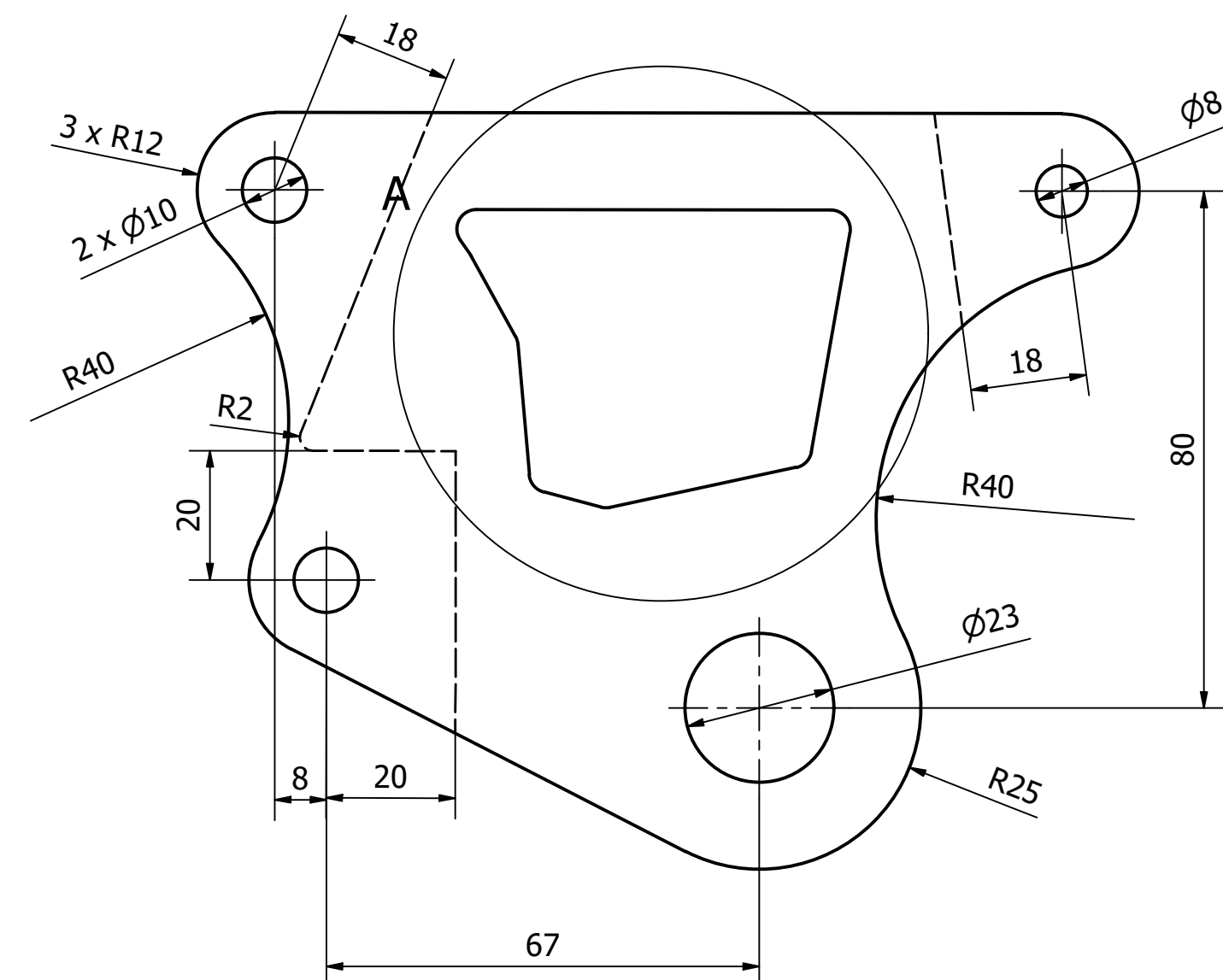


(2 : 1)

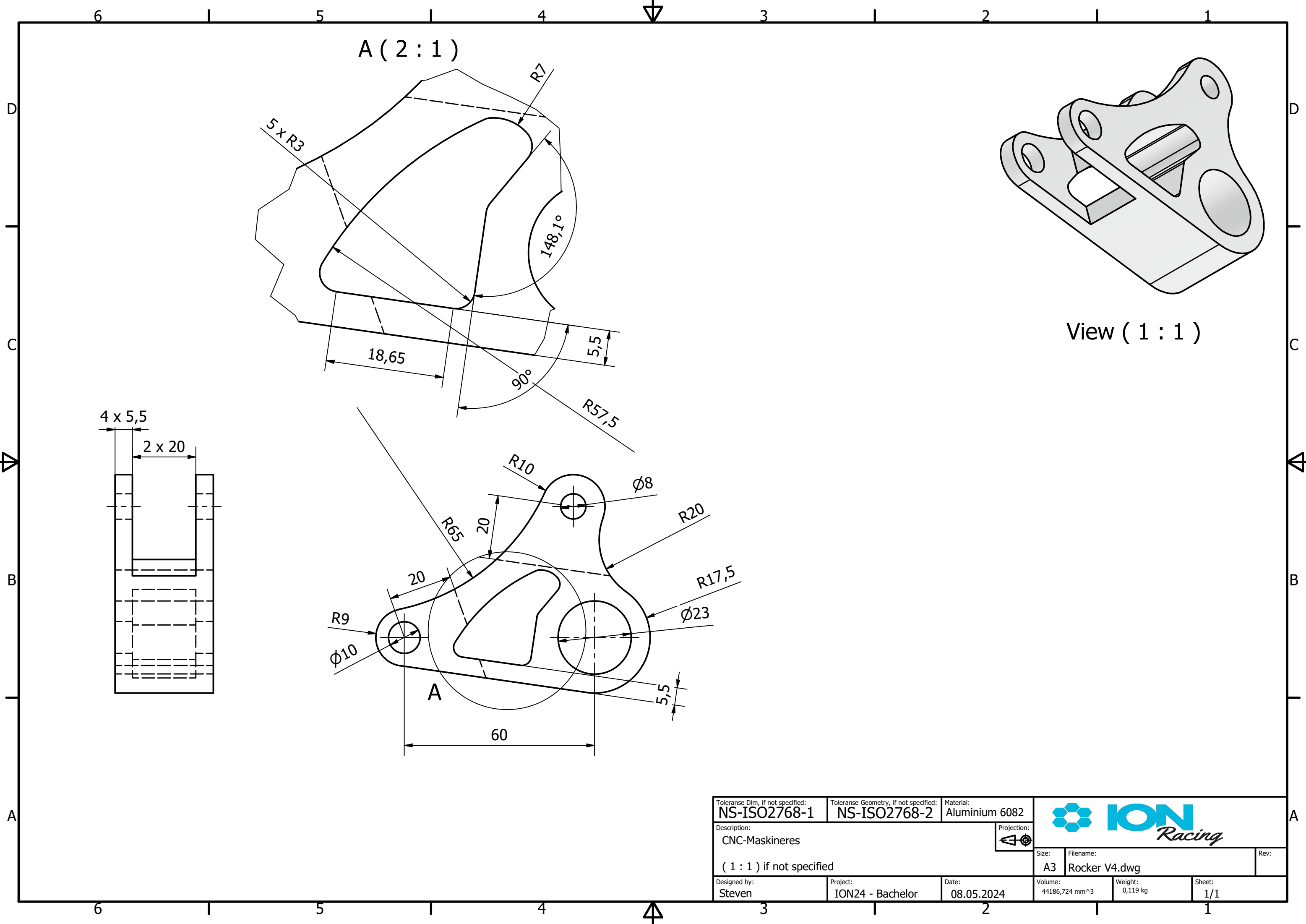
Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Aluminium 6082			
Description: (1 : 1) if not specified		Projection: 			
Designed by: Steven	Project: ION24 - Bachelor	Date: 10.05.2024	Volume: 4870,909 mm ³	Weight: 0,005 kg	Sheet: 1/1





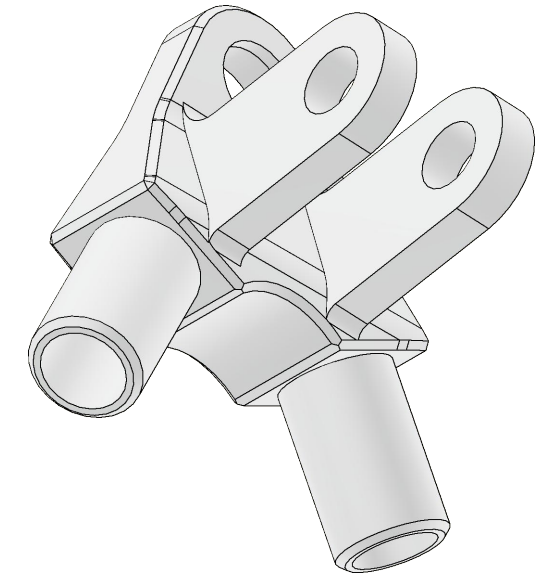
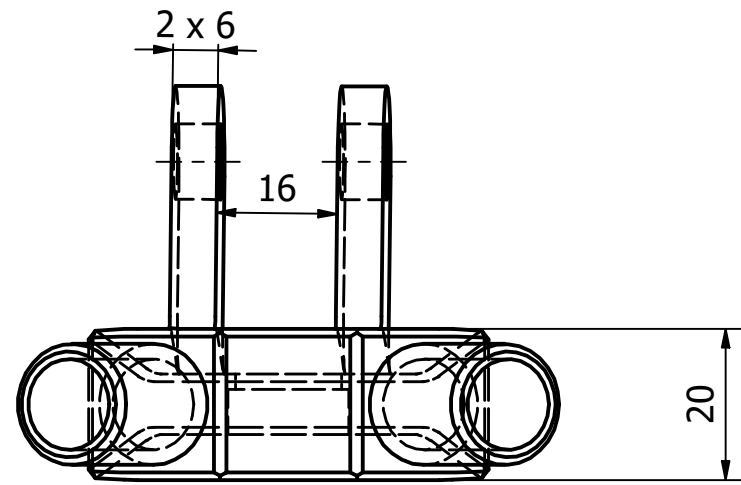
View (1 : 2)



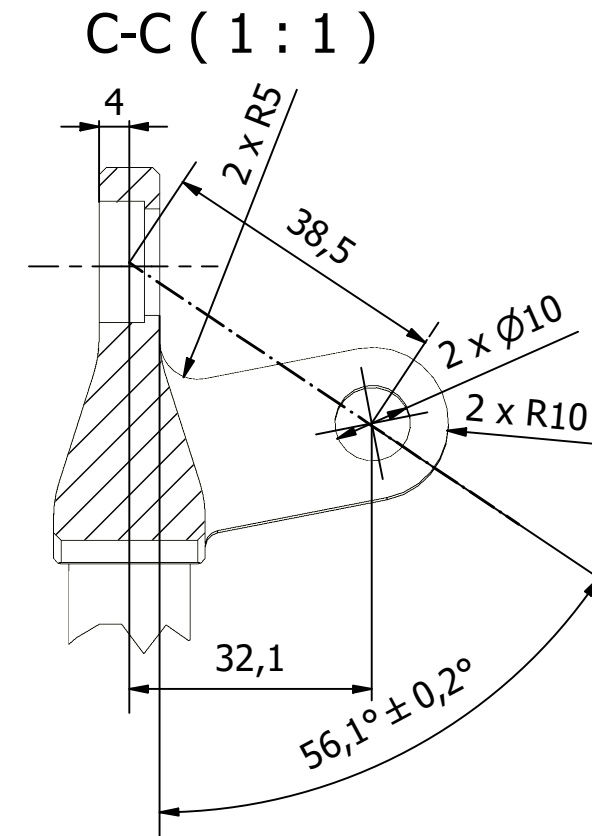
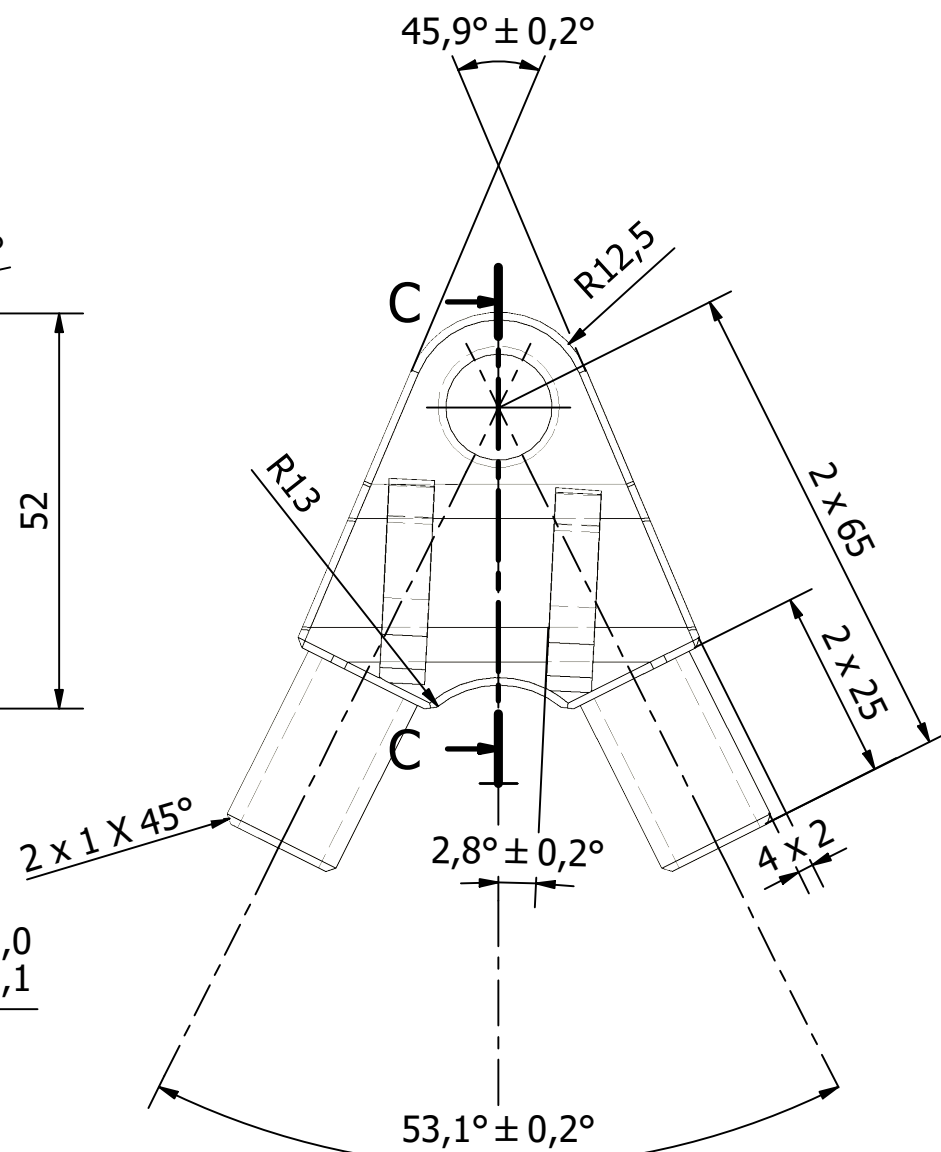
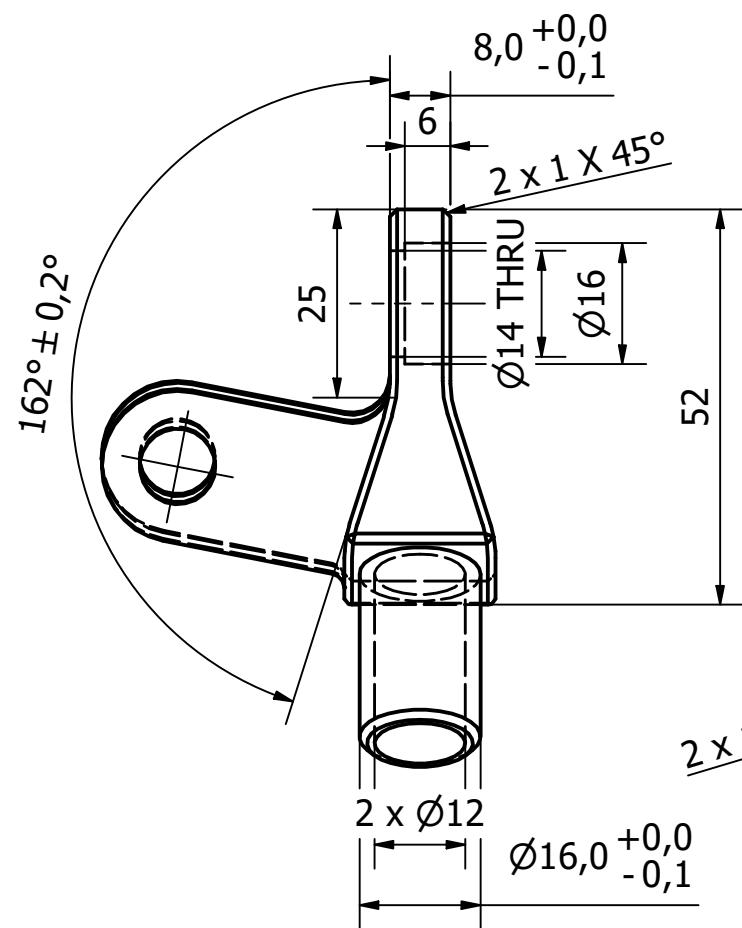
Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Aluminium 6082			
Description: CNC-Maskineres		Projection: 			
(1 : 1) if not specified			Volume: 213014,367 mm ³	Weight: 0,575 kg	Sheet: 1/1
Designed by: Steven	Project: ION24 - Bachelor	Date: 09.05.2024			





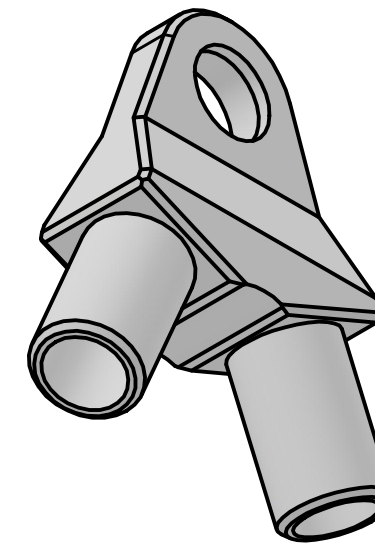
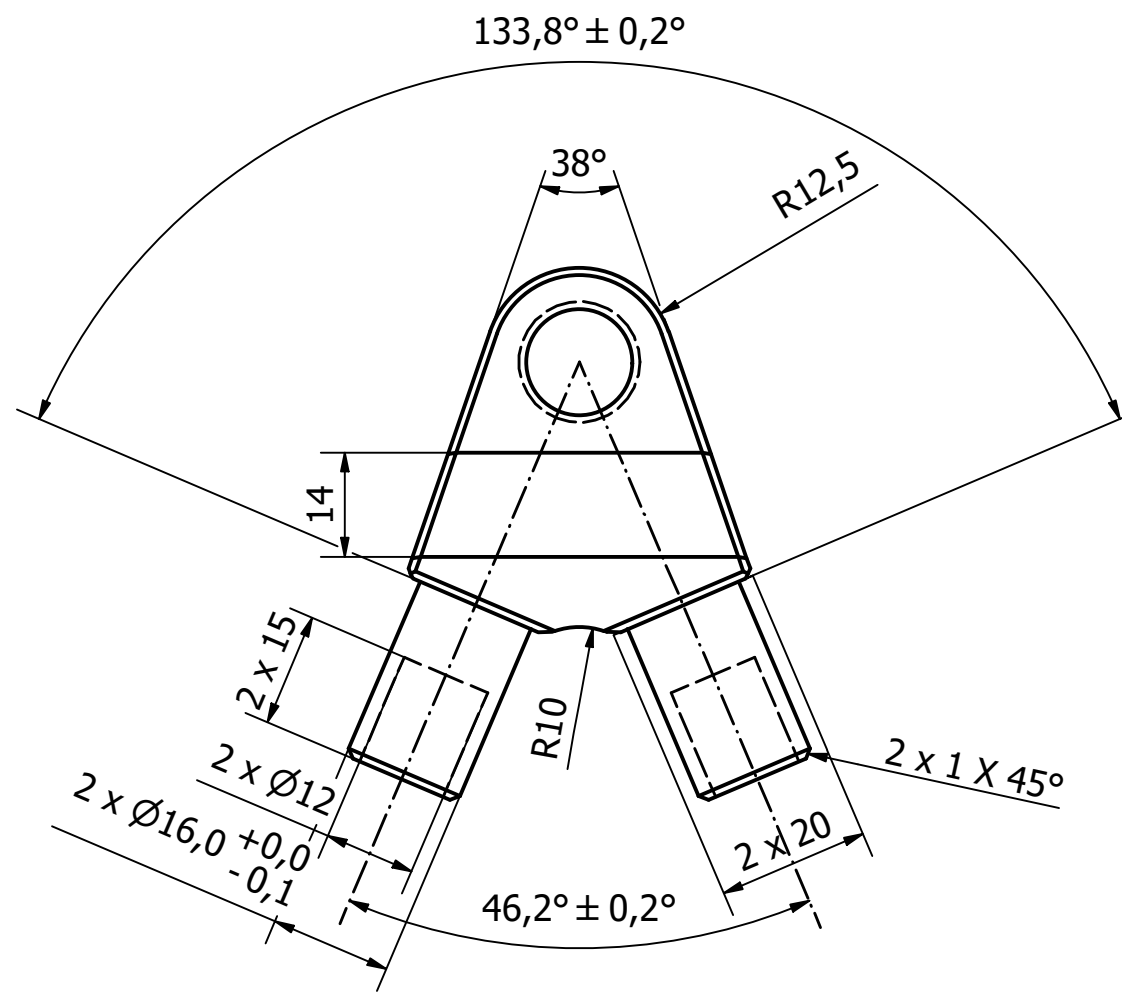
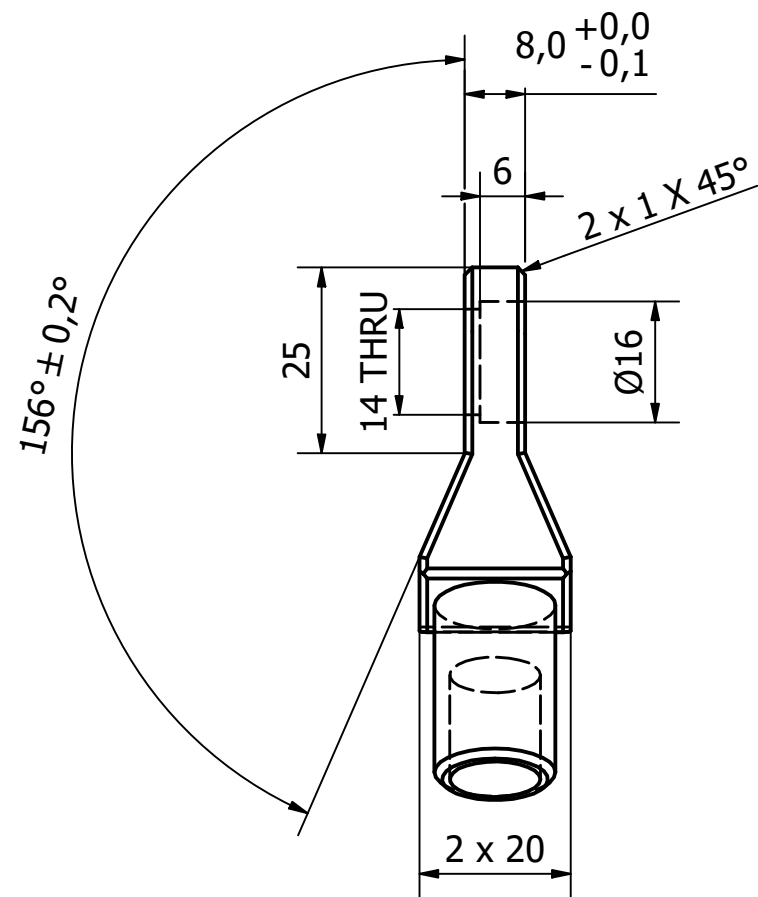
Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Aluminium 6082			
Description: CNC-Maskineres		Projection: 			
(1 : 1) if not specified			Volume: 44186,724 mm ³	Weight: 0,119 kg	Sheet: 1/1
Designed by: Steven	Project: ION24 - Bachelor	Date: 08.05.2024			





View (1 : 1)

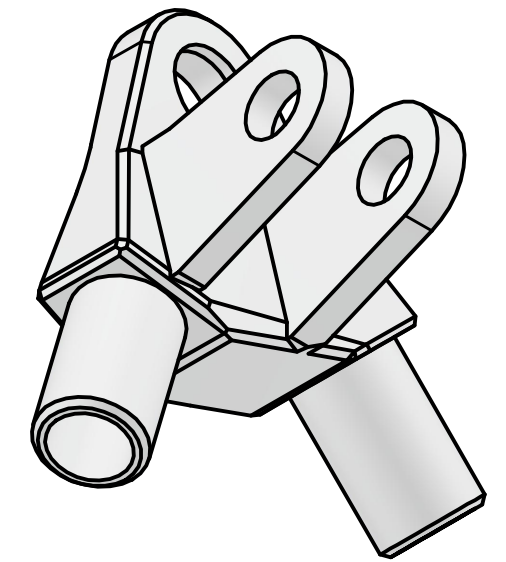
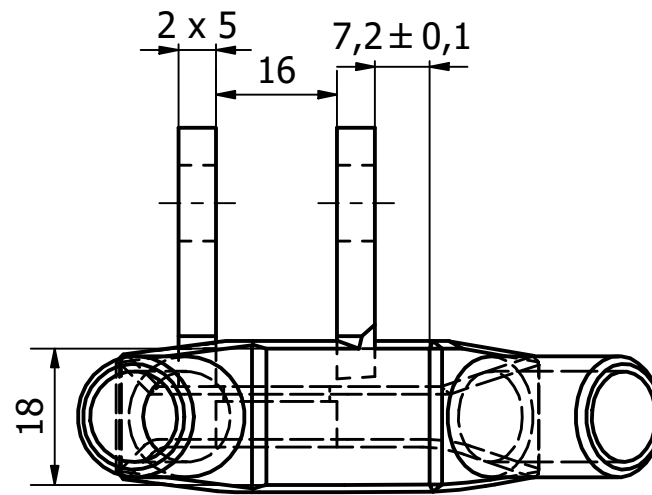


Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Aluminium 6082			
Description: CNC-Maskinert		Projection: 			
(1 : 1) if not specified			Volume: 32626,327 mm ³	Weight: 0,088 kg	Sheet: 1/1
Designed by: Ørjan	Project: ION24 - Bachelor	Date: 13.05.2024			

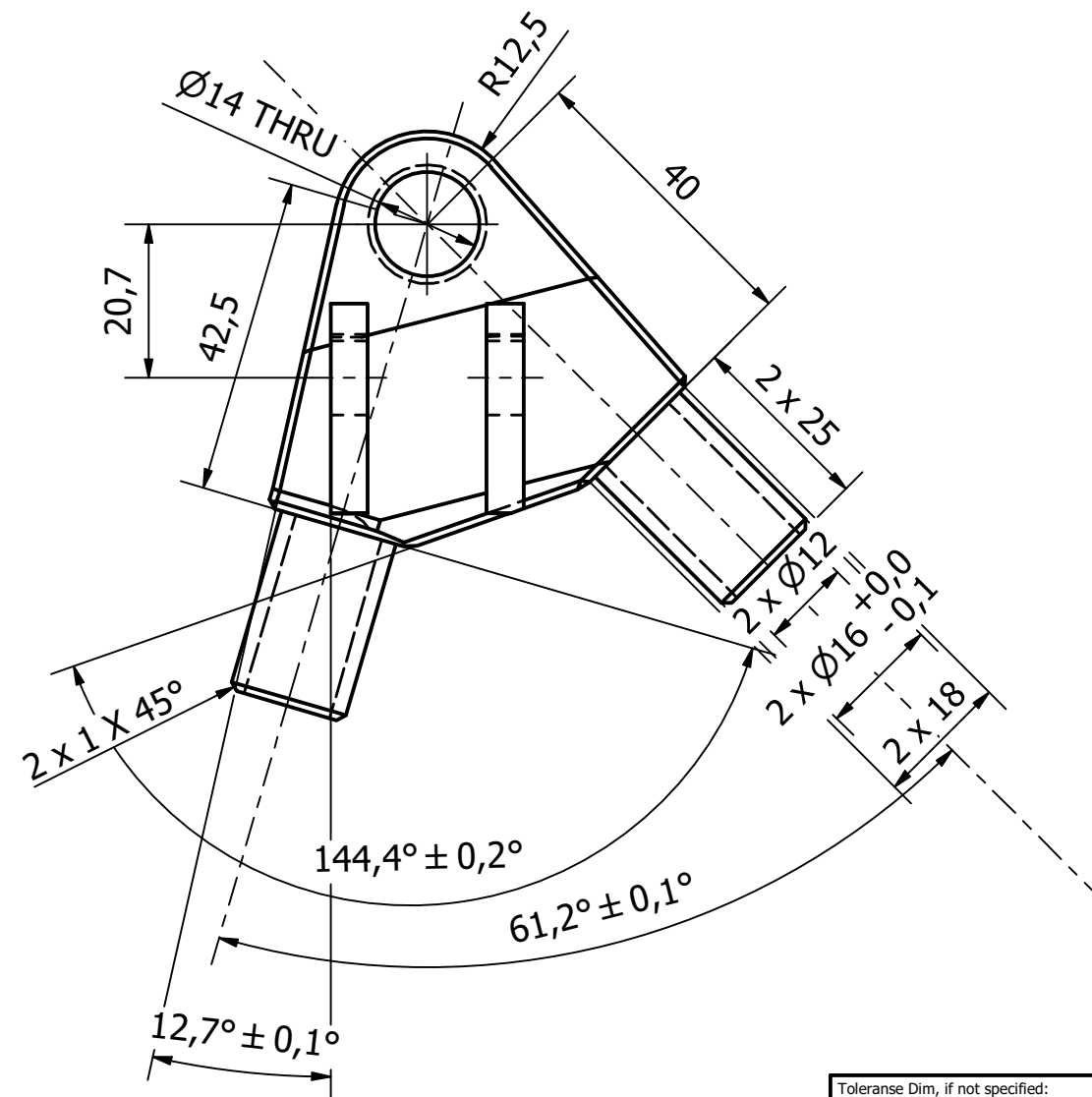
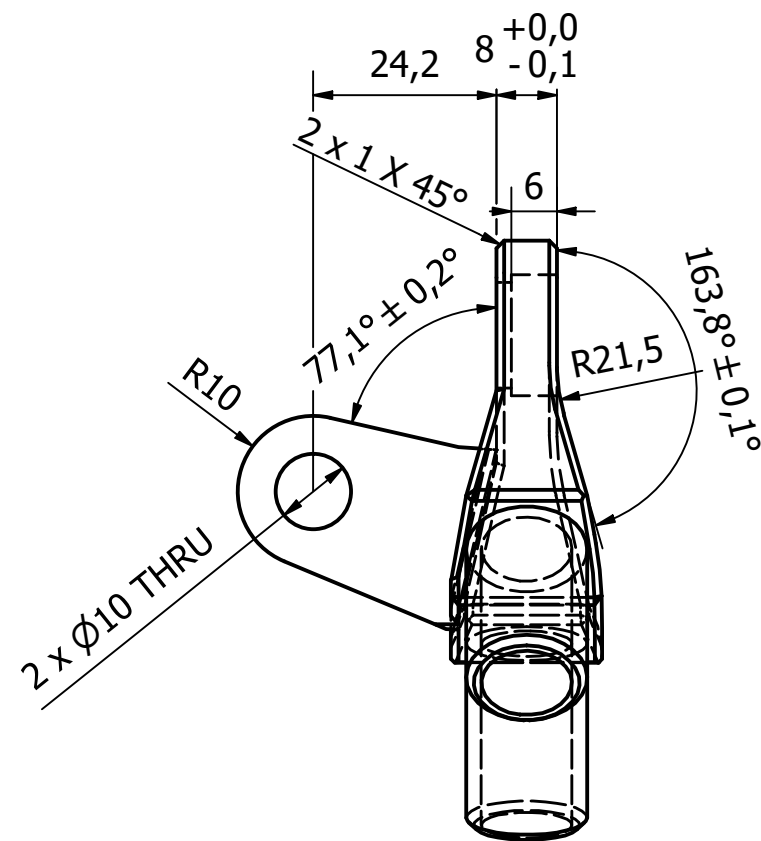




View (1 : 1)

Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Aluminium 7075			
Description: CNC-maskineres		Projection: 			
(1 : 1) if not specified			Volume: 23995,840 mm ³	Weight: 0,067 kg	Sheet: 1/1
Designed by: Ørjan	Project: ION24 - Bachelor	Date: 13.05.2024			



View (1 : 1)

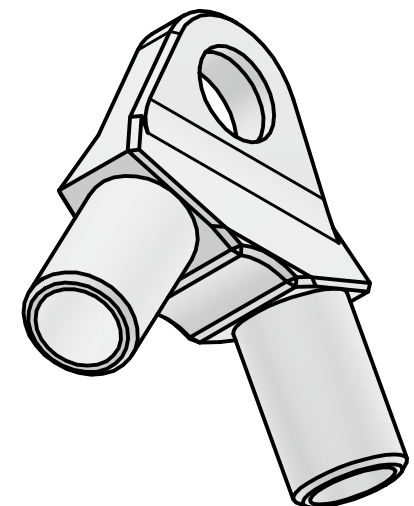
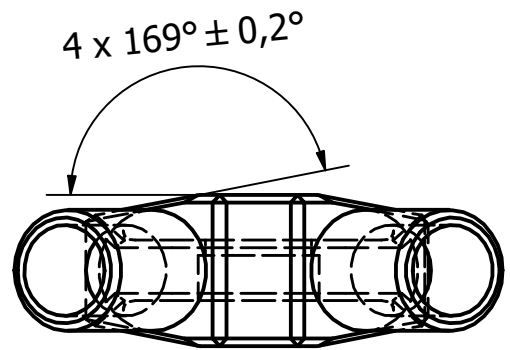


Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Aluminium 6082			
Description: CNC-Maskineres		Projection: 			
(1 : 1) if not specified			Volume: 32963,034 mm ³	Weight: 0,089 kg	Sheet: 1/1
Designed by: Ørjan	Project: ION24 - Bachelor	Date: 09.05.2024			

6 5 4 3 2 1

D

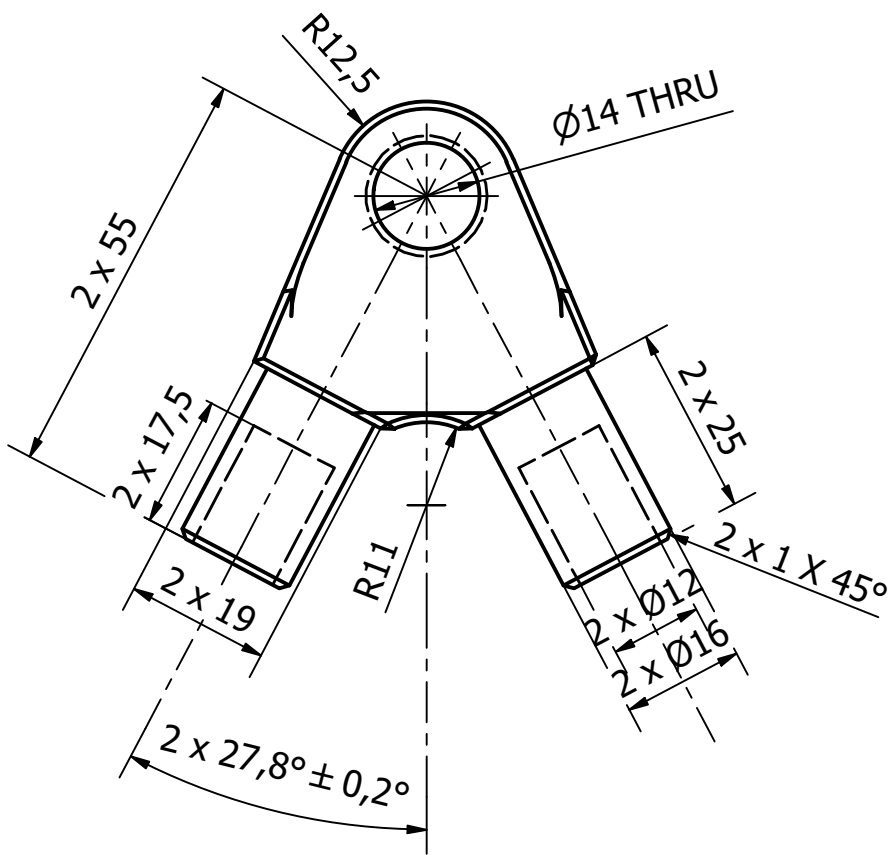
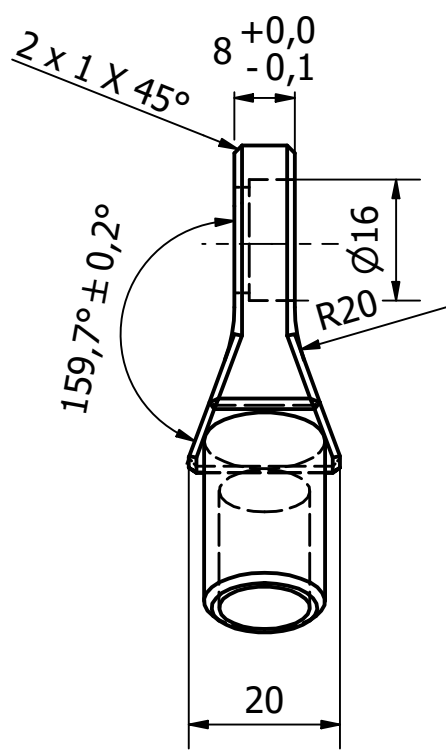
D



View (1 : 1)

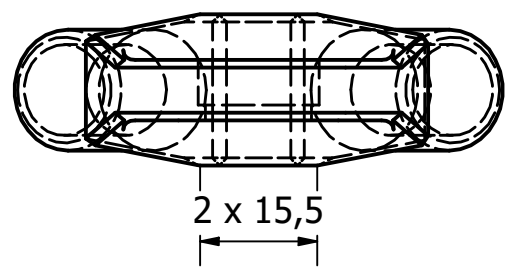
C

C



B



B



A

A

6 5 4 3 2 1

Tolerance Dim, if not specified: NS-ISO2768-1	Tolerance Geometry, if not specified: NS-ISO2768-2	Material: Aluminium 6082			
Description: CNC-Maskineres		Projection: 			
(1 : 1) if not specified			Volume: 18598,504 mm ³	Weight: 0,050 kg	Sheet: 1/1
Designed by: Ørjan	Project: ION24 - Bachelor	Date: 09.05.2024			