

Jonas Øvretveit Bakken
Bjørnar Brunsberg Nyhus
Morten Monland Olavsbråten

Design av bakre chassis til F1 replika

- Slik at bilen kan produseres, og kjøres

Mai 2020

NTNU

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet.
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for vareproduksjon og byggingsteknikk

Bacheloroppgave

2020

Jonas Øvretveit Bakken
Bjørnar Brunsberg Nyhus
Morten Monland Olavsbråten

Design av bakre chassis til F1 replika

- Slik at bilen kan produseres, og kjøres

Bacheloroppgave
Mai 2020

NTNU

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet.
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for vareproduksjon og byggeteknikk



Kunnskap for en bedre verden

Sammendrag

Oppgavens tittel: Design av bakre chassis til F1 replika.	Dato: 20.05.2020		
	Antall sider: 81		
	Masteroppgave:	Bacheloroppgave	x
Navn: Jonas Øvretveit Bakken, Bjørnar Brunsberg Nyhus og Morten Monland Olavsbråten			
Veileder: Tor Erik Nicolaisen			
Eventuelle eksterne faglige kontakter/ veiledere: Dani Sandvik			
<p>Design og produksjon av bil, basert på en formel 1 replika, skal gjennomføres gjennom flere bacheloroppgaver. Oppgaven skrives for NTNU Gjøvik. Ytterskall på replika modell er begrensning for geometrien. Andre begrensninger er plassering til hjul. I denne oppgaven skal det forskes frem drivlinje og designe bakre chassis. Oppgaven er basert på komponenter som er kjøpt inn på forhånd, kjøpt inn underveis og komponenter som realistisk kan kjøpes inn.</p> <p>Gruppens mål er å designe bakre chassis på best mulig måte, men innenfor det eier er villig til å bruke av økonomiske midler. Oppgaven vil presentere løsninger for drivlinje, hjuloppheng, og en ramme som er designet i henhold til disse løsningene.</p> <p>SolidWorks brukes for modellering og som kvalitetssikring av design gjennom FEM-analyser. Oppgaven har hentet inspirasjon fra flere eksisterende systemer, og flettet disse sammen.</p> <p>Det er blitt designet, og presentert ett fullverdig konsept for bakre chassis. For ulike designede komponenter, er tilvirkningsmetode og begrensninger beskrevet.</p> <p>Konseptet kan produseres. Videre arbeid bør likevel påberegnes, slik at alle komponenter som kreves for kjøring av bilen, testes og bestemmes. Utregninger som følge av verdier som enda var umulig å bestemme, bør gjøres for å kvalitetssikre konseptet.</p>			

Abstract

Title: Design of rear chassis based on F1 replica.	Date: 20.05.2020		
	Number of pages: 120		
		Master's thesis:	
Participants: Jonas Øvretveit Bakken, Bjørnar Brunsberg Nyhus og Morten Monland Olavsbråten		Bachelor's thesis:	x
Supervisor: Tor Erik Nicolaisen			
External professional contacts/supervisor's: Dani Sandvik			
<p>The design and production of a car, based on a formula one replica model, will be carried out through several bachelor's thesis. This paper is written for NTNU Gjøvik. Limitation for geometry, is the outer shell on the replica model. The placement of wheels are the other limitation. In this task, the powertrain shall be decided, and the design of the rear chassis shall be determined. The task is based on components purchased in advance, purchased along the way, and components that can realistically be purchased.</p> <p>The goal is to design the rear chassis in the best possible way, but within what the owner is willing to spend. The thesis will present solutions for the powertrain, suspension, and frame design, according to these solutions.</p> <p>SolidWorks is used for modeling, and as quality assurance of design through FEM analyses. The task has taken inspiration from several existing systems and merged them together.</p> <p>It has been designed and presented a full-fledged concept for the rear chassis. Various components have a description on the method of manufacture, and limitations.</p> <p>The concept can be produced. Further work should nevertheless be calculated, so that all components required for driving the car are tested and determined. Calculations due to values that were still impossible to determine, should be made to quality assure the concept.</p>			

Forord

Bacheloroppgaven er avsluttende oppgave for gruppens oppnåelse av en bachelorgrad ved NTNU Gjøvik. Planleggingen av oppgaven startet høsten 2019, hvor det ble valgt tema. Møte for alle involverte grupper ble holdt, for å tildele de ulike oppgavene.

Gruppen valgte å fordype seg i bakre chassis, som inneholder bakre hjuloppheng og drivlinje. Valget ble gjort på bakgrunn av interesse, muligheter for læring og kompleksiteten.

Gjennomføring av prosjektet har bydd på sine utfordringer. Utfordringene vil bli fremlagt strukturert, og forklart gjennom oppgavens innhold som en gjenspeiling av fremgangsmåten. Designet vil reflektere en økonomisk utgave av Ferrari F399, med kvalitetssikrede utregninger, samt FEM-analyser. Hensikten vil være å komme så nært egenskapene til F399, med hverdagslige konstruksjoner.

Kilder i oppgaven er plassert i bunn av avsnitt, hvor kilden har blitt brukt som inspirasjon for teksten. Kilden plasseres da etter punktum. Der hvor direkte sitat, påstander eller utregninger er hentet fra kilde, vil kilden ligge plassert i teksten, før punktum. CAD-modeller som er hentet fra GrabCad eller lignende, er oppført i kildelisten på samme måte som de andre kildene. Kilden er plassert i bunn av avsnittet.

Bacheloroppgaven er fullført i samarbeid med Dani Sandvik, eier og bidragsyter av økonomiske midler. Vi vil rette en stor takk til Dani som gjorde det mulig å jobbe med replika modell av F399. Vi vil også takke Dani for at han har tatt seg tid til flere møter, og hatt tillit til de valgene som vi har foretatt i oppgaven.

Det må også rettes en stor takk til veileder Tor Erik Nicolaisen, som har veiledet og samkjørt gruppene som har jobbet med prosjektet. Han har formidlet god kunnskap, og delt litteratur som har vært kritisk for gjennomføring av prosjektet. Med tryggheten han har gitt oss, har prosjektet vært en sann fornøyelse.

Jonas Ø. Bakken



Morten M. Olavsbråten

Jonas Øvretveit Bakken

Bjørnar Brunsberg Nyhus

Morten Monland Olavsbråten

Medforfatterdeklarasjon

Tittel: Design av bakre chassis til F1 replika

Forfattere:

Student 1: Jonas Øvretveit Bakken

Student 2: Bjørnar Brunsberg Nyhus

Student 3: Morten Monland Olavsbråten

Bidrag:

Delaktiviteter/deloppgave	Student 1	Student 2	Student 3
Planlegging	3	3	3
Teori	3	3	3
Gjennomføring	3	3	3
Analyse	3	1	3
Resultat	3	3	3
Konklusjon	3	3	3
Rapportskriving	3	3	3

Tabellen fylles ut med delaktiviteter, og størrelsen på bidraget fra den enkelte student angis med et tall mellom 0 og 4 etter følgende betydning:

0: Ingenting

1: Lite

2: En del

3: Mye

4: Alt

De undertegnede studenter bekrefter herved at de har utført delaktivitetene beskrevet ovenfor på gjeldende oppgave.

Signatur studenter:

Jonas Ø. Bakken

Bjørnar B. Nyhus

Morten M. Olavsbråten

Innholdsfortegnelse

Innholdsfortegnelse	v
Figurliste	ix
Tabelliste	xii
Begreper i oppgaven	xiv
1 Innledning.....	xvi
1.1 Problemstilling.....	xvi
2 Teori	1
2.1 Handyscan 307	1
2.1.1 VXelements	1
2.2 SolidWorks	2
2.3 Torsjonsstivhet.....	2
2.4 Space Frame	2
2.5 Motor	3
2.5.1 Forbrenningsmotor	3
2.5.2 Elektrisk motor	3
2.6 Girkasse	3
2.6.1 H-mønster.....	3
2.6.2 Sekvensiell girkasse	4
2.7 Differensial	4
2.8 Wishbones	4
2.9 Dempersystemet	4
2.9.1 Fjærkonstant	5
2.9.2 Hjulforhold	5
2.9.3 Vinkel på demperarmen	6
2.9.4 Ufjæret vekt.....	6
2.9.5 Fjæret vekt.....	6
2.9.6 Akselerasjon og deakselerasjon	6
2.9.7 Push-rod	7
2.10 Finite Element Method (FEM).....	7
2.10.1 Von mises- kriterium.....	8

2.10.2	Elastisk- og plastisk deformasjon.....	9
2.10.3	Lineær statisk analyse	9
2.11	Naturlige frekvens og resonans.....	10
2.12	Kjørehøyde.....	10
2.13	Rake angle.....	11
3	Fremgangsmåte	12
3.1	Skann	12
3.1.1	Gjennomføring av skanning	13
3.2	Rammen.....	14
3.2.1	Utvikling.....	14
3.2.2	Revisjoner.....	17
3.2.3	Produksjon og sveising av ramme.....	19
3.2.4	Fester til bunnplate	20
3.2.5	Materialvalg	21
3.3	Motor	23
3.3.1	CBR600RR.....	23
3.3.2	Ny drivlinje	25
3.3.3	GSX1000R	25
3.3.4	GSX1300R	26
3.3.5	1000 CBX.....	26
3.3.6	F1 motor	27
3.3.7	13B-REW	27
3.3.8	Sammenlikning av motor med tabell	29
3.3.9	Modifiseringer ved bruk av 13B-REW	31
3.3.10	Installering av drivlinje	33
3.4	Girkasse	34
3.4.1	Valg av girkasse	34
3.4.2	13B-REW girkasse.....	34
3.4.3	Volvo M45	35
3.4.4	Sammenlikning av girkasse med tabell.....	37
3.4.5	Bruk av 13B-REW girkasse	37
3.5	Differensial	38
3.6	Hjuloppheng	39

3.6.1	Dempersystem	39
3.6.2	Vinkelen på overføringsarmen	39
3.6.3	Påkjenninger på dempersystemet	40
3.6.4	Design.....	41
3.6.5	NAV	44
3.6.6	Overgang med distansering	46
3.6.7	Fastsetting og kalkulasjon	47
3.6.8	Wishbones	49
3.6.9	Ball-joints	53
3.6.10	Fester	54
3.6.11	Toe-in stag.....	58
3.6.12	Bremser	59
3.6.13	Konklusjon	59
3.7	FEM.....	60
3.7.1	Torsjonsstivhet	60
3.7.2	Frekvensanalyse	63
3.7.3	Akselerasjon	64
3.7.4	Innfestning til bakvingen.....	66
3.7.5	Wishbones	68
3.7.6	Innfestning til wishbones	71
4	Oppsummering	73
4.1	Videre arbeid	74
4.1.1	Innfestning til monocoque.....	74
4.1.2	Krasjtest.....	74
4.1.3	Hjuloppheng	75
4.1.4	Innfestingspunkt til dempersystemet og girkassen.....	76
4.1.5	Motor, girkasse og differensial.....	76
	Litteraturliste	77
5	Vedlegg	82
5.1	Vitenskapelig Metode.....	82
5.1.1	Gruppe 6.....	82
5.1.2	Tema:.....	82
5.1.3	Resultatmål:.....	82

5.1.4	Foreløpig problemstilling:	82
5.1.5	Definisjon:	82
5.1.6	Objektet som undersøkes:	83
5.1.7	Teoretiske variabler:	83
5.1.8	Delmål	84
5.1.9	Prosjektplan	84
5.1.10	Slutt problemstilling	85
5.2	Deleliste for alle komponenter i sammenstillingen	86
5.3	Kapliste for rørramme	88
5.4	FMEA	92
5.5	Avslag Ansyslisens	94
5.6	Mail Sellholm	94
6	Forprosjekt	95
6.1	Mål og rammer	96
6.1.1	Orientering	96
6.1.2	Problemdefinering / prosjektbeskrivelse og resultatmål	96
6.1.3	Effektmål	96
6.1.4	Rammer	97
6.1.5	Organisering	97
6.2	Gjennomføring	97
6.2.1	Hovedaktiviteter	97
6.2.2	Milepæler. Opplisting av kritiske datoer	97
6.3	Oppfølging og kvalitetssikring	98
6.3.1	Kvalitetssikring. Hvordan sikre kvaliteten på arbeidet	98
6.3.2	Rapportering. Til hvem og hvor ofte	98
6.4	Risikoanalyse	98
6.5	Vedlegg	101
6.5.1	Fremdriftsplan	101
6.5.2	Adresseliste (navn, firma, tlf., epost, adresse)	102
6.6	Avtaledokument	102
6.6.1	Veiledningsavtale (jf. Punkt 3)	102
6.6.2	Grupperegler bachelor 2020, gruppe 6	102

Figurliste

Figur 1: Design av bakre chassis.....	xvi
Figur 2: Creaform Handyscan 307 (Creaform3D, 2020c)	1
Figur 3: Illustrasjon, kreftene forskyves ned i rød bjelke som opplever strekkrefter. (Wikipedia, 2019a).....	2
Figur 4: Graf for å visualisere lineær antagelse. (Solidworks, 2020)	9
Figur 5: Skisse av spenningsoppførsel ved resonans. (Wikipedia, 2019a).....	10
Figur 6: Mockup-modell med referansepunkter.....	13
Figur 7: 3D-skisse av bakre del på replikamodell.....	14
Figur 8: Utvikling av rammen, venstre er første ramme, høyre med innfestning til monocoque	15
Figur 9: Endelig ramme.....	16
Figur 10: Nytt design.....	17
Figur 11: Replika modell design	17
Figur 12: Sammenstilling	18
Figur 13: Sammenstilling	18
Figur 14: Produksjonstegning rør.....	19
Figur 15: Bunnplatefeste	20
Figur 16: Festepunkter i rød farge for å illustrere plassering.....	20
Figur 17: Viser CBR600RR plassert i ramme, sett fra en annen vinkel	24
Figur 18: Viser CBR600RR plassert i ramme, sett forfra	24
Figur 19: Illustrerer kraftoverføringen til denne motoren	24
Figur 20: Illustrerer kraftoverføringen til motoren	25
Figur 21: Viser GSX1000R plassert i rammen	25
Figur 22: Viser GSX1300R plassert i ramme	26
Figur 23: Viser 1000CBX plassert i ramme.....	26
Figur 24: Viser 13B-REW plassert i ramme, sett forfra	28
Figur 25: Viser 13B-REW plassert i ramme, sett fra siden.....	28
Figur 26: Viser 13B-REW plassert i ramme, sett fra skrå vinkel	28
Figur 27: Viser utkast for motorfeste venstre side	31
Figur 28: Viser utkast for motorfeste høyre side.....	31
Figur 29: Illustrerer plassen til bunnpanne.....	31
Figur 30: Endringen i rammen er markert som en rød sirkel	32
Figur 31: Retningslinjer for installering av drivlinje	33
Figur 32: Viser mock-up modell av giraksen, sammensatt med motor, plassert i motor	34
Figur 33: Viser M45 giraksen, sammensatt med motor, plassert i rammen	36
Figur 34: Illustrasjon av dempersystemet sett fra høyre side.....	41
Figur 35: Dempersystem med bevegelig stabilisatorstag.....	42
Figur 36: Sleide til stabilisatorstag, med smørekanaler for å minske friksjon.....	42
Figur 37:Fult oppsett av hjuloppheng	43
Figur 38: Viser baksiden til navet, med innfestningspunkter.....	44

Figur 39: Viser fremsiden til navet, hvor felg monteres	44
Figur 40: Viser modifisert nav uten adaptere	45
Figur 41: Viser nav med adaptere	45
Figur 42: Muttersats	46
Figur 43: Overgang	46
Figur 44: Teknisk tegning av overgang fra navet til singelbolt	47
Figur 45: Viser førsteutkast til wishbones.....	49
Figur 46: Viser mockup-modell av wishbones fra replika modell.....	49
Figur 47: Øvre wishbones	50
Figur 48: Nedre wishbones	50
Figur 49: Øvre wishbones	50
Figur 50: Nedre wishbones	50
Figur 51: Øvre wishbones	51
Figur 52: Nedre wishbones	51
Figur 53: Øvre wishbones	51
Figur 54: Nedre wishbones	51
Figur 55: Wishbones vinkel	52
Figur 56: Ball joint med tilt på kule	53
Figur 57: Ball-joint.....	53
Figur 58: Førsteutkast fester.....	54
Figur 59: Fester med avrundede kanter	54
Figur 60: Ball-joint "montert" på feste.....	55
Figur 61: Fester	56
Figur 62: Feste alene med forsenkning av skruehull.....	56
Figur 63: Feste med montering av ball-joint og skrueforbindelse	56
Figur 64: Ball-joint med høyeste tillate vinkel mot bakken.....	57
Figur 65: Ball joint med høyeste tillate vinkel opp fra bakken.....	57
Figur 66: Kjørehøyde	58
Figur 67: Viser klaring til toe-angle staget under montering, 6mm.....	58
Figur 68: Toe-angle stag	58
Figur 69: Vinkel ball-joint kan ha fastskrudd	59
Figur 70: Vinkel ball-joint kan ha fastskrudd	59
Figur 71: Fastlåsninger og krefter	61
Figur 72: Forskyvning i vertikal retning i lastpunkt	61
Figur 73: Fastlåsninger og gravitasjonskrefter.....	63
Figur 74: Mode 1: 68.221 Hz.....	63
Figur 75: Mode 2: 84.495 Hz.....	63
Figur 76: Mode 3: 109.58 Hz.....	63
Figur 77: Mode 4: 159.32 Hz.....	63
Figur 78: Frekvens vs. Mode nr.	64
Figur 79: Resultantforskyvning (URES) maks = 2.430mm.....	65
Figur 80: Spenningsplot, maks spennig:210.818 N/mm ²	65
Figur 81: Fastlåsninger og kraft	66

Figur 82: Utgangspunkt for fjernlast, dY=349, dX=250.8.....	66
Figur 83: De lyseblå rørene er innfestningen	66
Figur 84: Resultat etter simulering: Spennings og forskyvningsplott.....	67
Figur 85 Fjernlast	67
Figur 86: Simulering av nedre wishbone med ball-joint.....	68
Figur 87: Spenninger under akselerasjon for nedre wishbones. Høyeste spenning 48.171MPa	69
Figur 88: Spenninger under deakselerasjon for nedre wishbone. Høyeste spenning 48.171MPa	69
Figur 89: Forskyvninger i materialet under akselerasjon for nedre wishbones. Høyeste forskyvning, 0.1212mm	70
Figur 90: Spenninger under akselerasjon for øvre wishbones. Høyeste spenning, 0.996MPa	70
Figur 91: Forskyvning i materiale for øvre wishbones. Høyeste verdi, 0.001mm.....	71
Figur 92: Påføring av krefter, fester til wishbones.....	71
Figur 93: Spenninger i fester under akselerasjon. Høyeste spenning, 10.690MPa.....	72
Figur 94: Forflytning i materialet under akselerasjon i festene til wishbones. Verdien er lavere enn 1×10^{-4} mm.....	72

Tabelliste

Tabell 1: Oversikt over begreper i oppgaven	xiv
Tabell 2: Materialeegenskaper til S355JR. Laget med verdier fra SolidWorks.	21
Tabell 3: Kjemisk sammensetning S355JR(Steelnavigator, U.Å-b).....	21
Tabell 4: Kjemisk sammensetning S235JR(Steelnavigator, U.Å-a).....	21
Tabell 5: Kjemisk sammensetning AISI 4130 kald rullet(Onlinemetals, U.Å).	21
Tabell 6: Viser en sammenlikning som ble brukt ved bestemmelse av motor.....	30
Tabell 7: Viser sammenlikning av girkasser	37
Tabell 8: Oversikt dempersystem.....	40
Tabell 9: Egenskapene til EN-AW-7075	46
Tabell 10: Utkast av tingstads tabell for tiltrekningsmomenter	48
Tabell 11: Materialeegenskaper S355JR. Laget med verdier fra SolidWorks. Error! Bookmark not defined.	
Tabell 12: Frekvensresultater	64
Tabell 13: Deleliste	87
Tabell 14: Viser kappliste.	89

Begreper i oppgaven

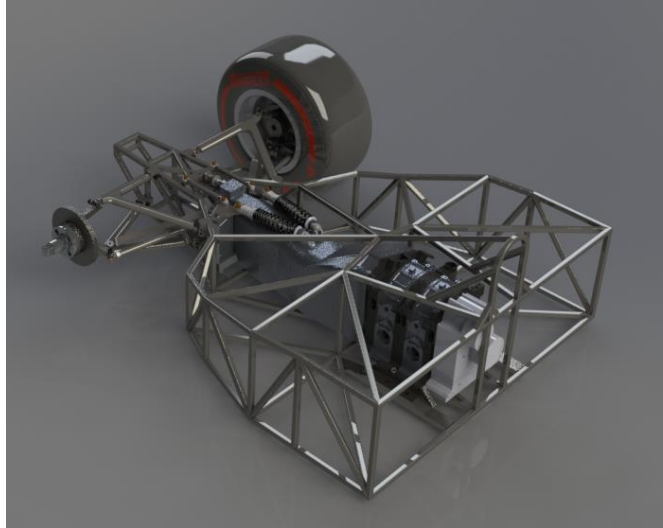
Tabell 1:
Oversikt over begreper i oppgaven

Begrep	Forklaring
Aerodynamikk	Studie av luftstrømmer rundt et objekt.
CAD	Dataassistert design.
Camber	Vinkelen til dekket mot den vertikale akse. Påvirker svingegenskaper.
Chassis	Bilens understell. I oppgaven et fellesnavn for dempersystem, ramme og drivlinje.
Cockpit	Område hvor føreren sitter.
Diffusor	Bakre delen av bunnplaten. Sørger for at luftgjennomstrømningen øker under bilen slik at det skapes et mindre trykk. Genererer downforce.
Traction	I hvilken grad bilen greier å overføre sin kraft uten at hjulspinn oppstår.
Downforce	Aerodynamikk som skaper en kraft som trykker bilen mot bakken når den kjører fremover. Gir bedre «traction» og gir god effekt i høyhastighetsvinger.
Hjulavstand	Avstand mellom senterpunkt av fremre og bakre hjul.
Bunnplate	Et separat gulv som er boltet fast til rammen.
Kjørehøyde	Avstanden mellom bunnplaten og ned til veien.
Monocoque	Partiet fra fører til frontstillingen.
Spacer	Modeller eller overføringer som brukes for å bygge ønsket distanse mellom to deler.
Drev	Et tannhjul.
Turbo	Har som hensikt å øke effekten fra forbrenningsmotorer. Den består av turbin og kompressorhjul.
Turbotrykk	Oppstår som følge av luften kompressorhjulet i innsuget trykker inn i motoren.
Turbolag	Tiden det tar fra gassen trykkes inn, til effekten gjenspeiles i akselerasjon.
Tørrsump	Ekstern oljebeholder og pumpe, i stedet for bunnpanne.
Drivlinje	Alle deler som er med på å fordele energien motoren skaper, til akselerasjon.
V10, V8 og V6	V: Er et symbol på hvilken form sylindere står i motoren. Tallet 10, 8 og 6 angir hvor mange sylindere som er i motoren.
Motorpakke	Motor, girkasse og i noen tilfeller differensial. Dette vil si at alle ligger i samme hus.
Mockup	Modeller som er laget for å illustrere en komponent, med samme verdier, men forenklet.
Pneumatikk	Et luftstyrt system under trykk som reguleres av ventiler. Ventilene bestemmer retning på luften.
Bruddanviser	Konstruksjoner med skarpe kanter som trigger spenningskonsentrasjoner.

Roll Center	Punktet bilen beveger seg om.
CoG	Center of Gravity, bilens massesenter.
Konsentrisk	To sirkulære deler som beveger seg om samme akse eller punkt.
Mellompasning	En hann og hu-del med like toleranser. Delene skal kunne monteres uten større krefter og forhindrer slark.
Singularitet	En spenning som er uendelig høy, ikke realistisk.
Halen	Bakre del av rammen
Spenningskonentrasjoner	Konsentrasjon av spenninger i et bestemt område.
Kaldsprekker	Sprekker som oppstår under nedkjøling av sveiseforbindelse, under materialets flytetemperatur.
Drag	Luftmotstanden som virker mot bilen under hastighet.
Ground effect	Aerodynamiske effekter som presser bilen mot underlaget.
Truss	Brukes for å se på aksiell spenning og deformasjon i FEM-analyser.
Skall	Det ytre skallet som er på replika modellen. Fungerer som en beskyttelse for motor, og andre komponenter, samt bidrar til bedre aerodynamikk.
Clutch	Friksjonskobling som kobler til og fra motor og girkasse i biler.
E-modul	Elastitetsmodul, forholdet mellom fasthet og forlengelse i et materiale.
CV-joint	Constant-velocity joint, drivakselen kan overføre krefter med vinkel.

1 Innledning

Denne oppgaven er gitt i samarbeid med NTNU og Dani Sandvik, som er eier av replika modellen. Flere bacheloroppgaver gjennomføres på replika modellen, i samme tidsperiode. Samarbeid kreves for samtidig prosjektering, av alle deltagende grupper. En slik måte å samarbeide på, gir en ekstra usikkerhetsfaktor og utfordring til oppgaven.



Figur 1: Design av bakre chassis

Oppgaven i seg selv er svært bred, og det er gitt stor frihet til løsning av problemer. Følgende begrensninger er bestemt av replika modellen:

- Geometrien på skall.
- Sporvidde bak.
- Avstanden mellom fremre og bakre hjul.
- Dempersystemet skal plasseres innenfor skallet.
- Det skal brukes double wishbones i hjulopphenget.

I dag er replika modellen et tomt skall bestående av tre og glassfiber. Dårlig sveiste firkantrør holder bilen oppe. Felg og dekk er det eneste på replika modellen som kan brukes ved kjøring. Alle andre deler, må forskes frem og produseres.

Prosjektgruppen har i stor grad prioritert eiers ønske når det kommer til løsninger. Oppgaven ønskes å kunne bli brukt i praksis, som et hjelpemiddel for byggingen av bilen.

1.1 Problemstilling

“Forske frem drivlinje, og designe bakre chassis”

2 Teori

2.1 Handyscan 307

3D-skanner for høy nøyaktighet og kompliserte modeller. Handyscan 307 overfører målinger direkte inn i VXelements.

Produktinformasjon:

Nøyaktighet: 0.040 mm

Volumnøyaktighet: 0.020mm + 0.100 mm/m

Måleoppløsning: 0.100 mm

Elementnettoppløsning: 0.200 mm

Målehastighet: 480 000 målinger/s

Måleenhet: 7 røde laserkryss

Målområdet: 275x250 mm

Min-Maks mål modell: 0.1-4.0 mm

(Creaform3D, 2020a)



Figur 2: Creaform Handyscan 307
(Creaform3D, 2020c)

2.1.1 VXelements

VXelements er et etterbehandlings program for Handyscan 307. Programmets funksjon er å overføre data gjort under skann til en modell som kan gi nøyaktighet på 0.040 mm.

Programmet er utstyrt med funksjoner som hjelper fullføring av modeller. Funksjonene tetter automatisk hull, slik at den kan konverteres til en STP/CAD-modell.(Creaform3D, 2020b)

2.2 SolidWorks

SolidWorks er et dataassistert verktøy som benyttes til å modellere og styrkeberegne 3D-modeller. Det er et fullverdig verktøy når det kommer til å utføre en designprosess.

Programmet gir store endringsmuligheter, og lett tilgang til analyseverktøy for styrkeberegning av geometriene. Med et bredt spekter og enkel oppbygging, gir SolidWorks gode funksjoner som sikrer at en kan simulere de påkjenningene modellen vil oppleve.

Programvaren er benyttet av samtlige gruppemedlemmer tidligere, og faller derfor naturlig inn som designprogram videre i oppgaven. (PLM Group, U.Å)

2.3 Torsjonsstivhet

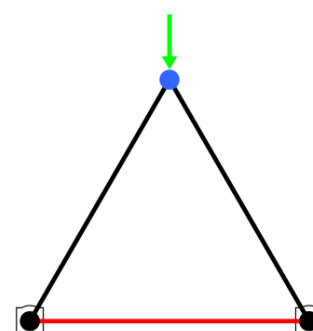
Torsjonsstivhet defineres som evnen til å motstå vridning og har enhet: Nm/deg. For å oppnå gode og forutsigbare kjøreegenskaper, er det svært viktig at rammen er torsjonsstiv nok til å håndtere de kreftene den opplever uten å vri seg for mye. Dette kommer av at dempingssystemet vil oppleve en større prosentandel av kinematikken bilen opplever dersom rammen er torsjonsstiv, som igjen gjør det lettere for dempesystemet å overføre kreftene der de er ønsket. (Weerawut og Rodkwan, 2020)

2.4 Space Frame

Space frame design baserer seg på å utnytte stivheten av trekkanter.

For bilen som skal bygges vil designet omgjøre bøyemoment til strekk og trykkrefter, illustrert i figur 3. Dette vil være med på å skape en torsjonsstiv bil som har mye bedre egenskaper under sving, samt gjøre design av dempingssystem lettere da bilen ikke har en like stor dempende effekt. Teorien baserer seg på en tre-dimensjonal struktur av lineære elementer, som gjør at kreftene blir overført 3-dimensjonalt, og i noen tilfeller 2-dimensjonalt.

Designmetoden gir svært god styrke versus vekt i forhold til en ordinær ramme som ikke bruker metodikken. (Sulayfani og Saaed, 2008), (Wikipedia, 2019a)



Figur 3: Illustrasjon, kreftene forskyves ned i rød bjelke som opplever strekkrefter. (Wikipedia, 2019a)

2.5 Motor

Motor er en komponent som skaper bevegelsesenergi fra en energikilde. Motor kan deles i flere kategorier, definert av hvilken energikilde som blir benyttet. Det er to hovedkategorier av motorer som blir brukt: forbrenningsmotor og elektrisk motor.

2.5.1 Forbrenningsmotor

Forbrenningsmotorer bruker en tilsats, et drivstoff, for å skape bevegelsesenergi fra varmeenergi. De vanligste drivstoffene som blir brukt er: bensin, diesel og hydrogen. Fellesnevneren for stoffene er at de med riktig blanding skaper varme/energi som kan bli transformert til bevegelse. (Wikipedia, 2020a)

2.5.2 Elektrisk motor

I en elektrisk motor vil bevegelsesenergien skapes fra elektrisk energi. Oppladbare batterier gir strøm til en induksjonsmotor. Induksjonsmotoren roterer ved hjelp av energien fra strømmen, og skaper et magnetfelt rundt seg selv. Induksjonsmotoren vil da gjøre om strømmen levert fra batteriene til bevegelsesenergi. (Wikipedia, 2020a)

2.6 Girkasse

Girkasse er en mekanisme som overfører bevegelsesenergien som oppstår i motoren, til drivakslene. Veivakselen i motoren går ut fra motoren på baksiden. Denne blir satt sammen med akselen som går ut fra girkassen. Akslene er koblet sammen gjennom en clutch. I girkassen sitter det mange drev. Drevene har ulik størrelse. Størrelsen gir den tangentielle hastigheten, som videreføres til hjulene. (Brain og Threewitt, U.Å)

2.6.1 H-mønster

En girkasse med H-mønster er det mest normale til bruk i vanlige personbiler. Denne type girkasse bruker en eller flere stag for å bestemme hvilket gir som skal brukes.

2.6.2 Sekvensiell girkasse

En sekvensiell girkasse girer lineært. Brukes vanligvis i motorsykler og racingbiler. Hvilket gir bestemmes av fører, men med en slik girkasse kan ikke girene hoppes over. Skal det fra første, til femte gir, må man trykke seg innom hvert enkelt gir imellom. Det brukes enten girskifter, eller «paddles». Et rør med bestemte spor, bestemmer hvilket gir som skal brukes. (Engineering Explained, 2015)

2.7 Differensial

Differensial er et system som overfører momentet fra motoren til hjulene. Akselen fra girkassen roterer drev i differensialen, som får drivakslene til å rotere. Drivakslene på hver sin side har ulik hastighet. Differensialen er designet slik at det hjulet med minst motstand, får mest kraft. (MAT Foundry Group, U.Å)

Differensial med sperre

Sperren gjør at hjulene får kraft, selv om det har lite motstand. Racingbiler bruker ofte «limited-slip differential». Dette systemet tillater ulik hastighet på hjulene, men forholdet mellom hastigheten er låst. (Wikipedia, 2020b)

2.8 Wishbones

Wishbones, også kalt A-armer, er de delene som plasserer hjulet i forhold til rammen/chassiset. Ofte er disse montert parallelt i forhold til hverandre. Wishbones er festet på hjulnavet på ene siden, og på rammen/chassiset på andre siden. Wishbones har ofte justerbare innfestninger, som tillater endring av vinkler. (SK8215, 2018a)

2.9 Dempersystemet

Dempersystemet er et komplekst system bestående av mange faktorer som: Hjul, hjultrykk, fjærer, dempere, NAV, sammenkoblingen mellom nav og rammen, og bevegelsen denne gir.

Systemet må håndtere: Akselerasjon, sving, deakselerasjon og ujevnheter i kjørebane. Siden kontaktflaten mellom dekk og veibane er relativt liten, vil feil i dette systemet være katastrofalt for sikkerheten til sjåføren og bilens egenskaper.

For å få en bedre forståelse for alle deler som har en påvirkning, eller relasjon til dette systemet, deles det opp i flere underkategorier.

2.9.1 Fjærkonstant

Fjærkonstanten er med på å sette bilens kjørehøyde ut ifra oppsettet til bilen. Påføres bilen tunge laster

- enten på grunn av bilens vekt eller på grunn av bilens egenskaper, brukes stive fjærer.

Forskjellen her blir dersom en kjører bil hvor lasten/massen til bilen endrer seg vil bilen føles mindre komfortabel å kjøre uten lastene. Det samme resulterer for en formel 1 bil. Denne vil oppleve store krefter under kjøring, så kjørekomforten blir dermed lavere. Fjærkonstanten endrer seg i takt med kreftene som påvirker fjæren, delt på fjærens bøyinger.

Blir denne fjærkonstanten feil i forhold til kreftene som påføres bilen, vil ikke fjærene klare å isolere bilen i henhold til underlaget.

Hook's lov brukes for utregning av fjærkonstanten: $F = -kx$

For å finne diameter og spiral på fjæren brukes:

$$k = \frac{d^4 \times G}{8n \times D^3}$$

$K =$ Fjærkonstant

$G \cong 11500000$ (Stivhet for stålfjær)

$d =$ Diameter på fjærstålet

$n =$ Antallet aktive koiler, Spiraler

$D =$ Største diameter på fjæren (Målt fra senter av fjærstål)

2.9.2 Hjulforhold

Hjulforhold er forholdet mellom bevegelsen til dekket og sammentrekningen av fjæren. Hvis forholdet er 0.65:1, vil dekkets bevegelse være høyere enn fjærens sammentrekning. Hvis dekket beveger seg 3 cm, så vil fjærens kompresjon være $3 \times 0,65 = 1,95 \text{ cm}$. Dette forholdet er viktig, med tanke på å finne riktig fjær i forhold til ufjæret vekt.

2.9.3 Vinkel på demperarmen

Vinkelen mellom innfestingspunktene gir differansen på kreftene som overføres til dempersystem fra dekkene. F.eks. $\text{Cos}(60) = 0.5$. Settes armen til demperen med vinkel på 60° , vil denne halvere den totale kraften som overføres til demperne.

2.9.4 Ufjæret vekt

All vekt som ligger utenfor fjærene på bilen, samt halve vekten til innfestingsarmene. Forklart i deler vil det omhandle:

- Nav, bremseklosser, bremsekalipper, skruer og muttere for hjuloppheng, wishbones, innfestingsarmer, spacer, felg, dekk og akslinger.

2.9.5 Fjæret vekt

Vekten som regnes som fjæret vekt kan deles opp i to kategorier, hvor den første vil være massen av bilen, utenom vekten nevnt under ufjæret vekt. Den andre kategorien som må beregnes er vekten av ytre krefter. Ytre krefter vil her være downforce bilen skaper under maksimal hastighet. Begge disse kreftene må medberegnes på bilens fjærede vekt. Hvis ikke begge regnes vil verdiene til dempersystemet bli feil.

2.9.6 Akselerasjon og deakselerasjon

Noen av de viktigste egenskapene til dempersystemet er under akselerasjon og deakselerasjon. Konstruksjonen og oppbyggingen av dette systemet sørger for maksimalt veitrykk. Med tanke på at kun fire punkter på bilen er i kontakt med bakken, må disse være gunstige for at bilen ikke skal miste grepet med underlaget.

Matematiske formler brukt under akselerasjon:

$$F = ma$$

$$v = u + at$$

$$v^2 = u^2 + 2as$$

$$s = ut + \left(\frac{1}{2}at^2\right)$$

$$s = \left(\frac{u + v}{2}\right)t$$

Hvor:

$F =$ krefter, kg

$m =$ masse, kg

$a =$ akselerasjon

$v =$ endelig hastighet, $\frac{m}{s}$

$u =$ start hastighet, $\frac{m}{s}$

$s =$ distanse, m

$t =$ tid, sek

(Aid, 2000)

2.9.7 Push-rod

Push-rod systemet er spesielt gunstig på grunn av den store variasjonen og tilpasningsevnen systemet gir konstruksjonen. Dette gir mulighet for å maksimere egenskapene som kreves av demperne, og gir igjen minimal luftmotstand siden systemet er installert på innsiden av skallet. Disse egenskapene er spesielt viktig i racing-biler, da hver lille forbedring kan gi store utslag på rundetiden. På bakgrunn av at plasseringen til fjærene blir under skallet, endres den ufjærede vekten bilen har. Desto mindre den ufjærede vekten er, utgjør hvor effektivt dempersystemet klarer å holde dekkene i kontakt med underlaget. (Parry, 2018), (Wikipedia, 2020c)

2.10 Finite Element Method (FEM)

FEM er en av de mest brukte metodene for å løse ingeniør- og matematiske utfordringer. Det er en numerisk løsningsmetode som blir brukt for å løse partielle differensiallikninger.

Metoden blir sett på som et verktøy som kan brukes for å løse alt fra enkle til svært avanserte problemer ved hjelp av matriser og partielle differensiallikninger. FEM gir muligheten til å gjengi de nært eksakte fysiske påkjenningene som et objekt opplever. Det benyttes i flere ingeniørdisipliner for å løse ulike problemer. En maskiningeniør kan for eksempel ta i bruk denne metodikken til å gjennomføre: Strukturanalyser, vibrasjonsanalyser og termisk analyse.

Modeller deles opp i mange små elementer, hvor alle disse elementene danner et elementnett. Størrelsen på elementene kan velges fritt. Man kan også velge en egen størrelse på en spesifikk plassering. Elementnettet gjengir formen til modellen. Elementenes atferd blir deretter forutsatt av matematiske likninger, som deretter blir samlet ved hjelp av datakraft som gir et resultat for hele modellen. Dette gjøres ved hjelp av uttrykket:

Matriskelikning:

$$[F] = [k] * [u]$$

(Comsol, 2017)

2.10.1 Von mises- kriterium

Von mises-kriterium er basert på von Mises-Hencky teorien, kjent som skjær-energi teori, eller maksimal forvrengningsenergi teorien. I form av hovedspenninger $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ kan von mises spenningen bli uttrykt med:

$$\sigma_{vonMises} = \left(\frac{((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2)}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Teorien sier at et duktilt materiale starter å flyte der hvor von Mises spenningen er lik flytegrensen.

For ren strekk og avskjæring gjelder:

$$k = \frac{\sigma_f}{\sqrt{3}}$$

«k» er flytespenningen for materialet i rent skjær. Ved start av flyt er størrelsen på «k» $\sqrt{3}$ ganger lavere enn hva flytespenningen er. (Meccanica.uit, U.Å), (Wikipedia, 2020g)

2.10.2 Elastisk- og plastisk deformasjon

Deformasjon er endring av geometri/form gitt av en ytre påvirkning, for eksempel tilført kraft. En deformasjon er da endring i avstand mellom atomene i atomgitteret til et materiale. Det skilles mellom elastisk- og plastisk deformasjon.

En elastisk deformasjon er når atomene beveger seg, men har muligheten til å komme tilbake til sin opprinnelige posisjon dersom den påførte kraften fjernes. Når kraften fjernes, vil det ikke være noe deformasjon.

Dersom plastisk deformasjon oppstår vil atomene ha blitt utsatt for så stor kraft at atomene har blitt forskjøvet permanent, når en fjerner den påførte kraften vil ikke atomene gå tilbake til sin opprinnelige posisjon. Det har dermed skjedd en plastisk deformasjon.

Elastisk deformasjon foregår under flytegrensen, og plastisk er over flytegrensen.

(Johansen)

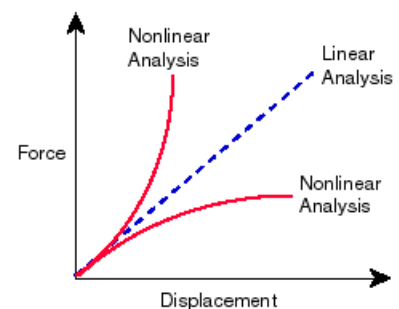
2.10.3 Lineær statisk analyse

I lineær statisk analyse er det 3 antagelser en må ha kunnskap om før en starter, om ikke kan man ende opp med falske verdier.

Lineær antagelse: Når laster påføres reagerer modellen lineært. I praksis vil dette si at dersom en dobler lasten som er påført, reagerer modellen likt, dvs. at forskyvningene og spenninger dobles.

Elastisk antagelse: Deformasjon som oppstår er elastisk, når kreftene fjernes går modellen tilbake til sin opprinnelige form.

Statisk antagelse: Kreftene vil ikke oppstå momentant, men heller øke over tid. Tester som krever momentan kraft kan dermed ikke brukes, f.eks. krasjtest. (Solidworks, 2020).



Figur 4: Graf for å visualisere lineær antagelse. (Solidworks, 2020)

2.11 Naturlige frekvens og resonans

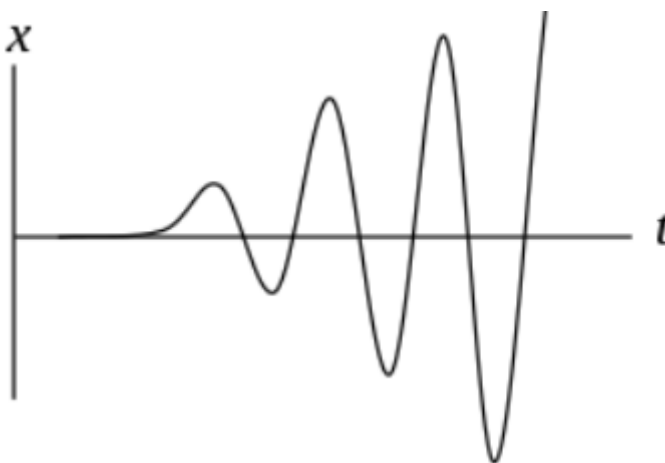
Motoren i bilen vil skape vibrasjoner som går i rammen. Rammen har uendelig antall resonansfrekvenser, også kalt naturlig frekvens. Naturlig frekvens defineres som: frekvensen som et system svinger når det ikke utsettes for en kontinuerlig eller gjentatt ytre kraft (Snl, 2017).

Ett system vil ha en egenfrekvens, som da vil være dens naturlige frekvens. Dette vil da være rammen uten at motor er i gang.

Når motoren startes, vil det oppstå en tvunget frekvens. Det som er viktig å unngå er at egenfrekvensen til systemet ikke er den samme som den påtvungne frekvensen som blir forårsaket av vibrasjonene fra motor. Dersom

egenfrekvensen og den påtvungne frekvensen blir for lik vil det oppstå resonans, dette kan føre til svingninger/vibrasjoner som vil gi en spenning som er høyere enn det materialet tåler.

Figur 5 viser spenningsoppførsel ved resonans. (Wikipedia, 2019c)



Figur 5: Skisse av spenningsoppførsel ved resonans. (Wikipedia, 2019a)

2.12 Kjøre høyde

Kjøre høyde har stor innvirkning på hvor massesenteret er lokalisert, som igjen vil gi stor innvirkning på hvordan biler oppfører seg i svinger, motstand mot rulling, bremsing og akselerasjon. Kjøre høyde har også svært mye å si for aerodynamikk.

Dersom kjørehøyden er for lav vil det være vanskelig å designe et velfungerende dempingssystem, det må tas hensyn til at fjærene og demperne må ha en viss avstand å jobbe med. Blir avstanden for liten, vil fjærene bunne og ikke fungere best mulig. Høyden må gi dempingssystemet den distansen som kreves for å fungere optimalt.

Kjørehøyden som blir brukt i formel 1 ligger på rundt 30-35mm i front og 75-80mm bak. (Formula1-dictionary.net, U.Å-c)

2.13 Rake angle

En formel 1 bil har ulik høyde foran og bak som danner vinkelen mellom bunnplaten og kjøreflaten. Dette kalles «rake angle».

Det er ikke en spesifikk vinkel som gir best resultat, det er flere faktorer som spiller inn på hvilken «rake angle» som brukes. Formel 1 teamet til Red Bull, har brukt en mer aggressiv vinkel på 1.9 grader. Formel 1 teamet til Mercedes brukte 1.25 grader i 2018. Det er fordeler og ulemper ved å ha en høy rake angle.

Positive er at det vil skape mer ground effect til understellet og downforce for frontvingen/bakvingen, men det vil gå på bekostning av mer drag effekt. Vektoverføringen blir påvirket. Når en bremses, eller akselererer, er vekten av bilen allerede rettet mot fronten. Diffusoren bak vil også ha høyere potensiale for å skape mer ground effect, da luften får bevege seg i en større hastighet ut fra bakenden av bilen. Dette vil skape en sugeeffekt til bakken, basert på Bernoulli's ligning. Ligningen sier at, der hvor væske/luft transporterer seg raskest vil det være mindre trykk. Hvis luften over bilen beveger seg saktere enn luften under, vil dette trykke bilen ned mot bakken. (Formula1-dictionary.net, U.Å-d, U.Å-e), (Sultana, 2018)

3 Fremgangsmåte

I dette kapitlet vil fremgangsmåten for å løse problemstillingen bli beskrevet i detalj.

Eier av prosjektet vil heretter bli referert til som eier.

Kriterier og forutsetninger som er gitt av veileder, eier og problemstillingen:

- Uakseptabelt å endre i ytterskall på bilen, geometrien skal være den samme.
- Halepartiet kan endres noe, da dette ikke påvirker skallets geometri.
- Oppgaven skal tilpasses innkjøpte deler
- Valg er etter eiers ønske
- Sporvidde bak og distanse mellom fremre og bakre hjul er bestemt av replika modellen

3.1 Skann

Hensikt med skann, er å innhente høyt detaljerte målinger av F1-replika modellen. 3D-skann ble foretrukket med tanke på nøyaktighet, og muligheten til å få en ferdig CAD-modell å jobbe videre med.

3.1.1 Gjennomføring av skanning

Gruppen ble tildelt Handyscan 307, datamaskin med VXelements og utstyr relatert til gjennomføringen. Skanneren ble koblet opp i Smaragdbygget på skolen og bilen ble plassert slik at skanneren kunne nå hele bilen. Før skanningen kunne begynne måtte referansepunkter plasseres rundt på bilen, se figur 6. Disse ble plassert med forskjellige avstander og mønster for lettere å kunne gjenkjenne



Figur 6: Mockup-modell med referansepunkter

området skanneren jobbet. Områder med komplisert geometri måtte ha flere referansepunkter for å få ønsket resultat.

Skanningen ble gjort i flere steg for å kunne se resultatene i programvaren, for så å fylle manglende informasjon i modellen. Det tok 5 dager med skanning for å få en fullstendig modell som inneholdt dekk, felg, skall, frontvinge og bakvinge. Filen ble så modifisert for å ha muligheten til å gjøre den om til en ferdig modell. Filen ble minsket fra omtrent 25 000 000 referansepunkter ned til 250 000 punkter for å lettere behandle filen. 250 000 ble satt som minimumsgrense for fremdeles å ha de ønskede målingene gruppen var ute etter.

Selv med 250 000 referansepunkter og gjentatte forsøk på å laste filen over i Solid Works lot ikke dette seg gjøre med den datamaskinen gruppen hadde tilgang på. Det ble derfor gjort en beslutning på grunn av tid, fremgang og den informasjonen gruppen hadde tilegnet seg på dette tidspunktet. Ved videre målinger, må utstyret ha en kraftigere datamaskin hvor modeller med slik kompleksitet kan måles og brukes.

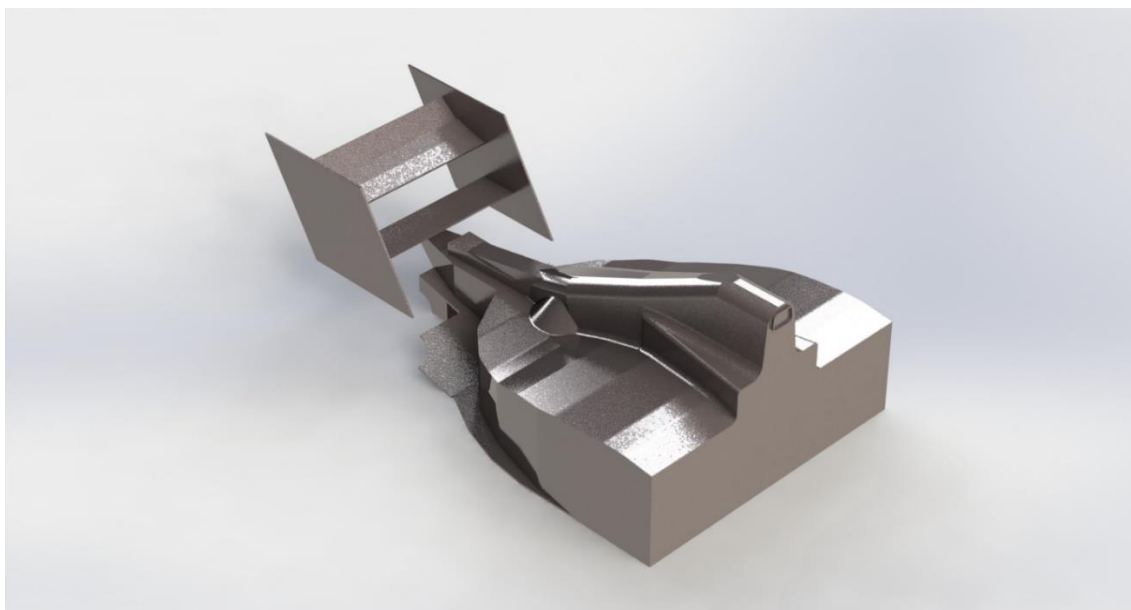
3.2 Ramme

Følgende kapittel vil ta for seg hvordan gruppen har gått frem under design av rammeverk, og hvilke endringer som kreves for at rammen skal kunne brukes med de komponentene som er innkjøpt. Videre er forutsetninger for at rammen skal produseres forklart, og en ide på hvordan rammen bør settes sammen er vedlagt. Materialvalg blir også forklart.

3.2.1 Utvikling

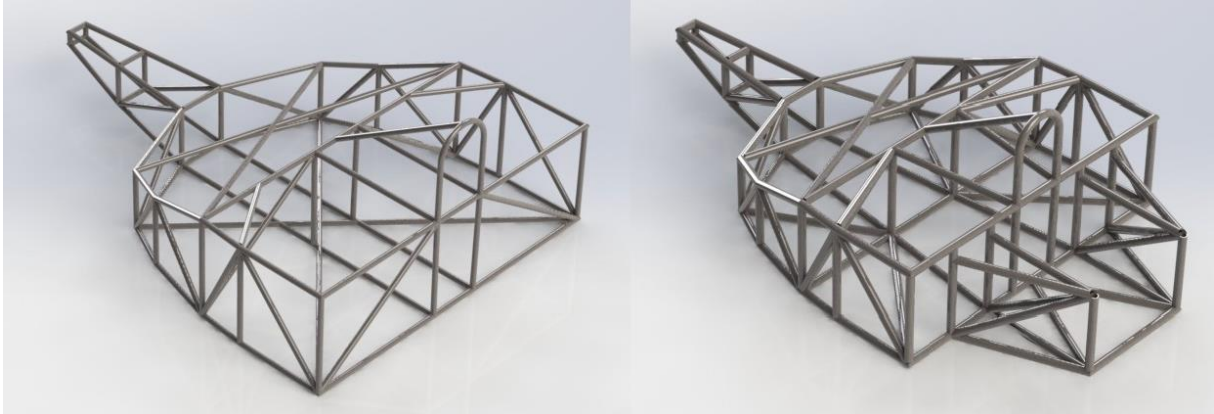
Da rammen skulle designes, ble det tidlig besluttet at rammen skulle plasseres med minimal distanse til skallet. Dette vil gi en mer torsjonsstiv bil. Vekten vil øke en del, versus om rammen bare hadde tatt hensyn til drivlinjen. Vektøkningen som følger av et større treghetsmoment, er vurdert som positiv, da det også gir mer plass til alle komponentene som skal plasseres inne i rammen.

I utgangspunktet var tanken at scannet som ble tatt av bilen, skulle bli brukt som begrensing når rammen ble designet. Dette fungerte ikke, forklart i 3.1.1. Manuelle mål av bilen ble tatt, og deretter skissert en modell av skallet i SolidWorks. Skissen ble brukt som et utgangspunkt, for å få en ide om hvordan rammen skulle designes (se figur 7). Modellen er ikke eksakt, og er bare et hjelpemiddel for design av rammen.



Figur 7: 3D-skisse av bakre del på replikamodell

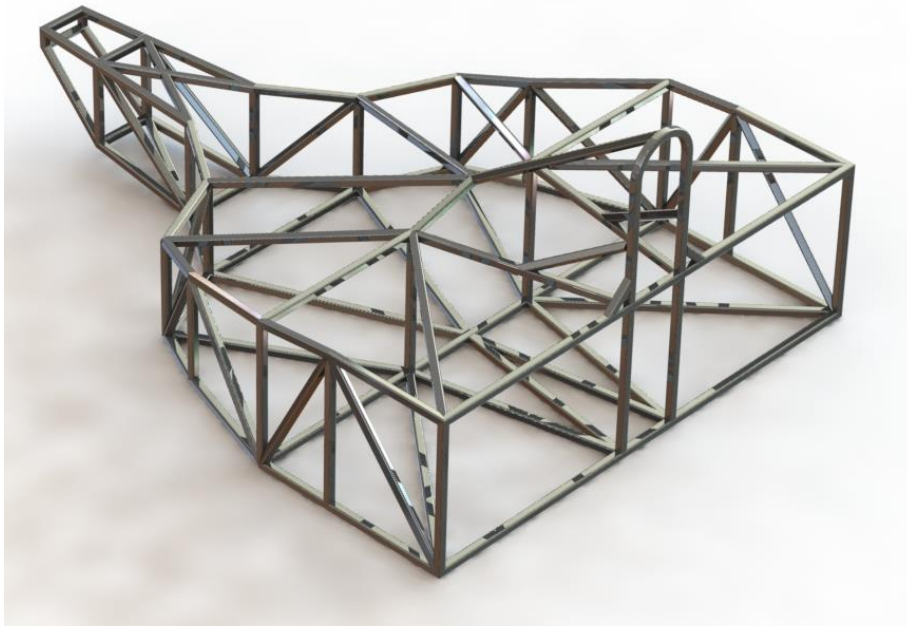
Rammen har hatt mange revisjoner. Diskusjoner har gått frem og tilbake, om hva som skal brukes som drivlinje, og hvordan monocoque skal festes. Rammen har løpende blitt revidert, som følge av diskusjonene. I figur 8 vises til venstre, hvordan rammen var tiltenkt i starten. Modellen ble designet før drivlinjen var bestemt.



Figur 8: Utvikling av rammen, venstre er første ramme, høyre med innfestning til monocoque

Modellen til høyre i figur 8, var en designidé med tanke på hvordan monocoquen kunne festes, med høyest mulig stivhet. Modellen ble forkastet etter en stund, da det kom inn en ny bachelorgruppe i mars som fikk hovedansvar for monocoque. Gruppen ville at løsningen skulle fjernes, noe som ble gjort. Etter å ha vært i møte med monocoque gruppen, ble det bestemt at de tok ansvar for plassering av fester til monocoque. De skulle da komme tilbake med festepunkter, dette skjedde aldri. I møtet var tanken deres at festene vil bli slik: to bolter lavt på rammen i nærheten av bakkeplanet, under veltebøylen, og en i senter litt over. Dersom dette blir tilfelle, vil det være mulig å stive av innfestningene ved hjelp av trekantene. Størrelse og plassering på fester, kan ikke komme i konflikt med motoren, eller plassen hvor motoren transporteres inn og ut av rammen.

Det endelige designet av rammen, er vist i figur 9.



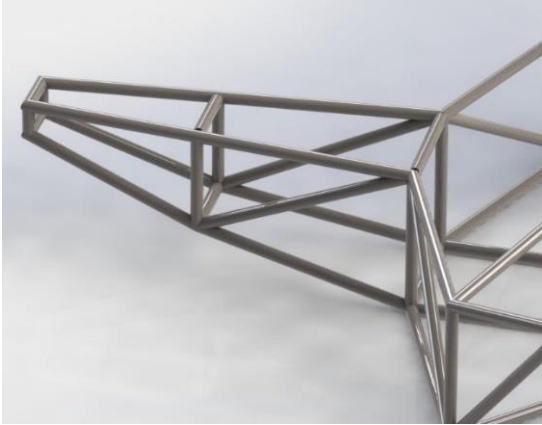
Figur 9: Endelig ramme

Rammen er designet etter space frame prinsippet og er spesialtilpasset de komponenter som er blitt bestemt skal brukes.

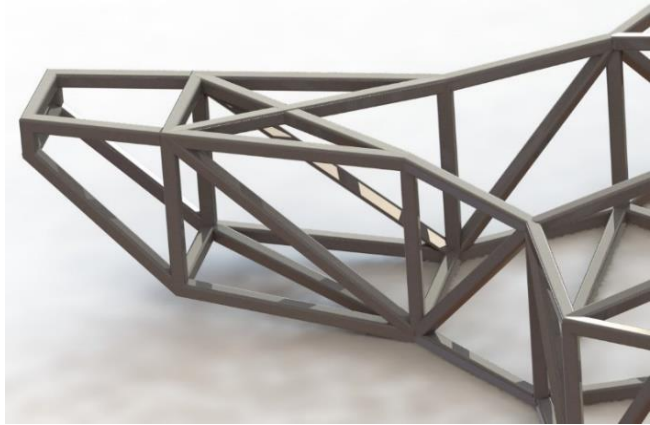
I den endelige rammen kan en tydelig se at veltebøylen er flyttet enda høyere enn tidligere. Dette er for å sikre fører i en eventuell rull. Bøylen er plassert så høyt som mulig, uten å ta borti skall. I rull er det to kontaktpunkter, en i veltebøylen og en i monocoque litt foran styret. De to kontaktpunktene må sjekkes. Det må trekkes en rett linje gjennom begge punktene, og deretter sjekke at linjen ikke går gjennom fører. Det bør være minst 70mm klaring mellom hjelmen til fører, og 50mm fra linjen til høyeste del av rattet. Gruppen som designer monocoquen, har plassert hodet til fører 730mm over bunn av rammen. Det er 800mm fra bunn av rammen, til toppen av bøylen. (Formula1-dictionary.net, U.Å-f)

3.2.2 Revisjoner

Revisjoner må gjøres med tanke på begrensninger som er gitt. Det som er endret i forhold til replika modellen, vises i figur 10 og 11.



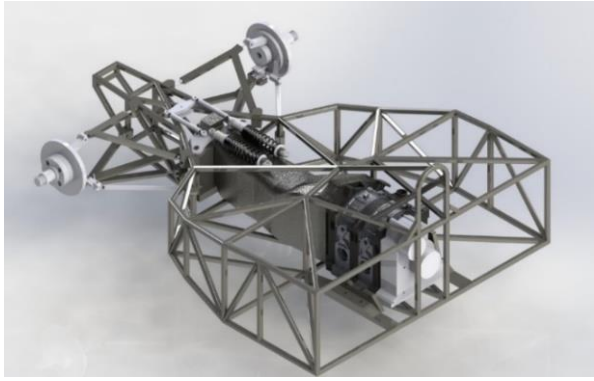
Figur 11: Replika modell design



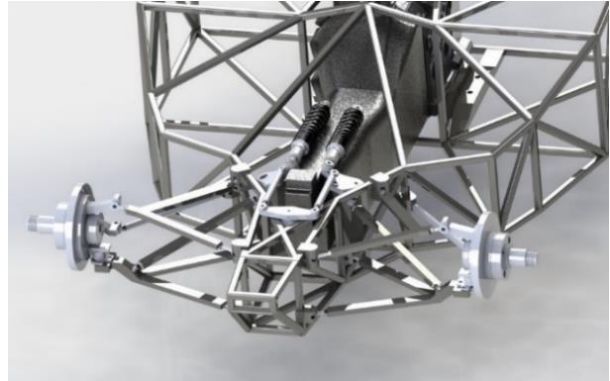
Figur 10: Nytt design

- Bredden er endret der hvor bremselyset skal sitte, fra 80x50 til 140x50 (mm). Vinkelen mot bakken er også endret, slik at det er plass til differensial. Dette vil stjele litt av plassen til diffusoren, men er kritisk for å få plass til differensial.
- Røret som går på tvers der hvor halen beveger seg inn til resten av rammen, er også fjernet. Dette reduserer stivhet og styrke i rammen, men var kritisk for å få inn girkassen som skal benyttes.
- Under design av push-rod systemet ble det tidlig bestemt at det krevde mer plass. Med en større girkasse enn først antatt, ble dette en utfordring. Løsningen ble dermed å utvide bakenden, ved å lage vinkel fra rammen, ut til halen (se figur 10 og 11). Det ble dermed mer plass til dempersystemet, uten at ytterskallet ble påvirket. På replikamodellen er det en plastplate der hvor rammen nå er utvidet. Denne er ikke en del av skallet, og må tilpasses rammen.

Full sammenstilling med motor, girkasse, hjuloppheng og dempersystem er vist i figur 12 og 13. Sammenstillingen illustrerer hvorfor de diverse endringene ble gjort.



Figur 13: Sammenstilling

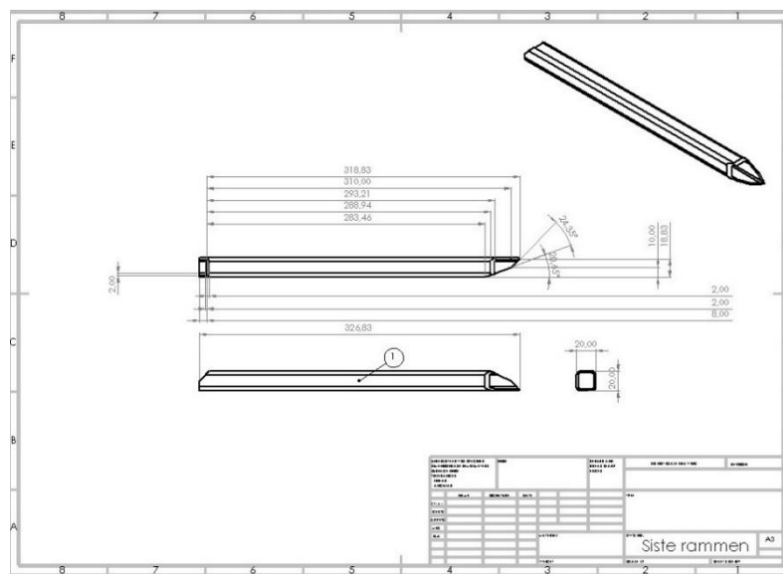


Figur 12: Sammenstilling

Tiltenkt plassering av festene til bakvingen vil være bakerst på halen. Her kan det sveises fast en plate i firkanten som er tilgjengelig, dette vil stive av halen samtidig som det gir stor frihet for design av innfestning.

3.2.3 Produksjon og sveising av ramme

For at rammen skal kunne produseres, forutsettes det at rørene blir kappet med laser eller vannkutter, for å oppnå god nok presisjon i de komplekse knutepunktene. Det er laget ferdig kappliste med tegning for hvert unike rør på rammen. Det er ikke brukt tid på å målsette hvert enkelt rør, men filene blir lagret på minnepenn. Filene blir levert, og kan brukes til produksjon.



Figur 14: Produksjonstegning rør

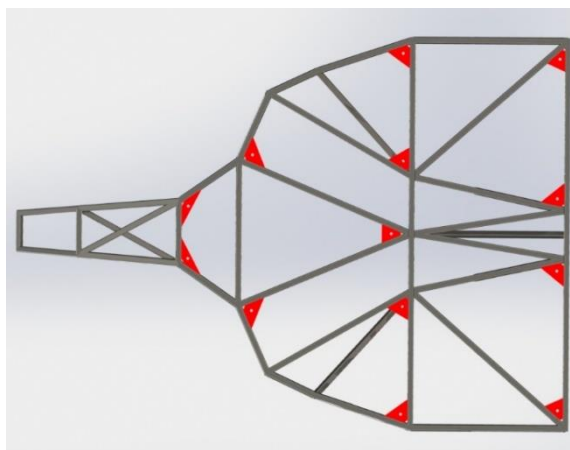
Produksjonstegning for 1 av 108 unike rør er vist i figur 14.

For å sveise en såpass kompleks ramme, er det sterkt anbefalt å bruke sveise jig. Gruppen har sett på flere alternativer, og hørt med eier hva han foretrekker. Der kom det frem at oppsettet eier har brukt tidligere, er et velfungerende system som blir anbefalt å bruke. Eier sparer ekstra kostnader ved å benytte dette systemet. Det brukes da Car O-Liner rettejig, med en påsveiset plate i topp. På bakkenivå ligger det en flat plate. Justerbare armer fra platen, til den påsveisete platen i topp, sørger for justering av armene, slik at platen blir helt rett. Posisjonen er da låst. Det er svært viktig at platene er i vater før sveising av rammen kan begynne. Når platen er helt rett, kan prosessen starte. Det anbefales å starte med punktsveising først, for å unngå at rørene trekker seg for mye.

Sveisingen starter med bunn av rammen, bunnen er i samme plan som den påsveiste platen. Deretter jobbes det oppover i rammen. Sveisingen må være i korrekt rekkefølge, slik at geometrien til rammen blir korrekt, og alle rør blir fullverdig sveist. Verktøy som vinkelmåler og sveiseklemmer, vil være med på å kvalitetssikre prosessen. Under arbeid må HMS tas hensyn til. Sveisehansker, sveisemaske og egnede arbeidsklær som tåler varmebehandling må brukes.

3.2.4 Fester til bunnplate

Det er totalt 13 fester til bunnplaten på rammen, som er fordelt jevnt utover. Dette sikrer platen. Festene er illustrert i figur 15 og 16. Festene vil være med på å stive av rammen, og er av samme materiale som er brukt i rammen: S355JR. Vekten på alle 13 festene summert blir 5.33kg. Festene er tilpasset vinkelen i hjørnet de er plassert i. Det er fjernet litt materiale på festene, slik at de ikke skal bryte på rammen. Dette hjelper mot spenningskonsentrasjoner, da kreftene vil fordeles i to punkter, fremfor en. Bunnplate er ikke bestemt enda, men dette er en idé for hvordan innfestning kan gjøres. Når bunnplate er bestemt, kan festene revideres for å optimalisere vekt og styrke.



Figur 16: Festepunkter i rød farge for å illustrere plassering



Figur 15: Bunnplatefeste

3.2.5 Materialvalg

I startfasen ble flere materialer vurdert. I møte med eier, kom det frem at han foretrakk vanlig konstruksjonsstål i rammen. AISI 4130 kald rullet, som er anvendt i flere formuler student prosjekter, og to andre konstruksjonsstål ble brukt for kvalitetssikring av materialvalget.

Tabell 2:

Materialeegenskaper til S355JR. Laget med verdier fra SolidWorks.

Material	E-modul (N/mm ²)	Poisson's Ratio (N/A)	Skjærmodul (N/mm ²)	Massetetthet (kg/m ³)	Strekfasthet (N/mm ²)	Flytegrense (N/mm ²)
S355JR	210000.0031	0.28	79000	7800	450	275
S235JR	210000.0031	0.28	79000	7800	360	235
AISI 4130 kald rullet	205000	0.285	80000	7850	560	460

S355JR er av europeisk standard, og regnes som vanlig strukturstål. Stålet er lavt leget, med høy flytegrense. Sveisbarheten er veldig god, og krever ingen spesiell varmebehandling for å få full utnyttelse av egenskapene (Sellsteels, U.Å-b), (Steelnavigator, U.Å-b).

Tabell 3:

Kjemisk sammensetning S355JR(Steelnavigator, U.Å-b).

Chemical composition

Variant	Cast	Weldability		C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cu %	N %
S355JR	CC	CEV 0.52 _{max}	Min	-	-	-	-	-	-	-
		Pcm 0.35 _{max}	Max	0.24	0.55	1.60	0.040	0.040	0.40	0.0120

S235JR er også av europeisk standard, og regnes som vanlig strukturstål som ikke er leget. Flytegrensen er lavere enn S355JR, og vil dermed gi en dårligere sikkerhetsfaktor. Sveisbarhet er tilnærmet lik som S355JR (Sellsteels, U.Å-a), (Steelnavigator, U.Å-a).

Tabell 4:

Kjemisk sammensetning S235JR(Steelnavigator, U.Å-a).

Chemical composition

Variant	Cast	Weldability		C %	Mn %	P %	S %	Cu %	N %
S235JR EN10025-2 (ref)	Std	CEV 0.35 _{max}	Min	-	-	-	-	-	-
		Pcm 0.25 _{max}	Max	0.17	1.40	0.035	0.035	0.55	0.0120

AISI 4130 kald rullet faller innenfor «chromoly» stål. Materialet har svært høy flytegrense, og brukes i diverse rammer og rørstrukturer. Egenskapene er svært gode. Styrken er bedre enn de nevnte strukturstålene, men vil gi noe mindre torsjonsstivhet da e-modulen er

Tabell 5:

Kjemisk sammensetning AISI 4130 kald rullet(Onlinemetals, U.Å).

Chemistry Information	
Element	Percentage
C	0.28 - 0.33
Cr	0.8 - 1.1
Fe	97.3 - 98.22
Mo	0.15 - 0.25
Mn	0.4 - 0.6
P	0.035 max
S	0.04 max
Si	0.15 - 0.35

lavere. Forskjellen er så liten at den er neglisjerbar. Flytegrensen er overdrevent god, og vil ikke påvirke kjøreegenskapene, men vil hjelpe under krasj. Sveisbarheten er ikke like god som tidligere nevnte ståltyper. Varmebehandling kreves både før og etter sveising. Dersom materialet ikke blir behandlet korrekt, kan det føre til kald sprekker (Onlinemetals, U.Å), (Wikipedia, 2019d).

Konklusjon:

S355JR er materialet som egner seg best til rørrammen basert på eiers ønske, styrke, pris og brukervennlighet. Rammen vil bli utsatt for høye spenninger tett opp mot flytegrensen til S235JR, og det ble besluttet at det kreves den ekstra styrken S355JR inneholder. Vekt på rammen blir da 40.2 kg, uten diverse innfestninger. Ingen av materialene som er vurdert er særlig rustbestandig, men dette sees ikke på som et problem med tanke på hvordan bilen skal brukes. Rammen bør etterbehandles, for å beskytte sveisene.

3.3 Motor

Motor som opprinnelig skulle brukes i prosjektet, stammer fra en Honda CBR600RR. Bruk av denne motoren, og modifiseringer må kvalitetsikres, slik at videre arbeid ikke er forgjeves.

3.3.1 CBR600RR

Eier har opptil flere slike motorer. Motoren har oppgitt effekt på 120hk. Denne effekten er oppgitt på 13500RPM. CBR600RR har integrert girkasse. Valg av motor, skulle ende så nærme begrensningen på 350hk som mulig. Motoren vil i denne bilen oppleves som litt kraftløs. Ulike løsninger ble drøftet, for å kunne øke effekten på motoren.

Turbo

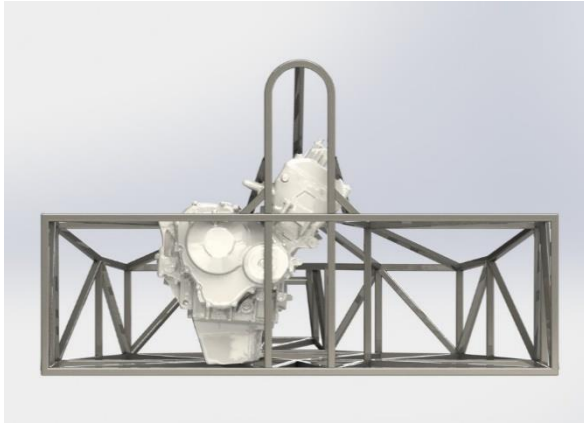
En mulighet for å øke motorkraften markant, er turbo. Ved montering av turbo, kan motoren oppleve en effektøkning på opptil 25% ved 8 psi trykk (Counterman, 2014). En turbo kan i teorien, øke effekten til omtrent 200hk. Forutsetningen er riktig størrelse på turbo, et godt styringssystem hvor verdier kan endres, og høyt turbotrykk. Problemet med montering av turbo på en 600cc motorsykkelmotor er flere. Ved et så lavt sylindervolum, er det vanskelig å finne en liten nok turbo til å unngå turbolag. Det er også vanskelig å få motoren til å gå rent. (Burns, 2011)

Sammenkobling

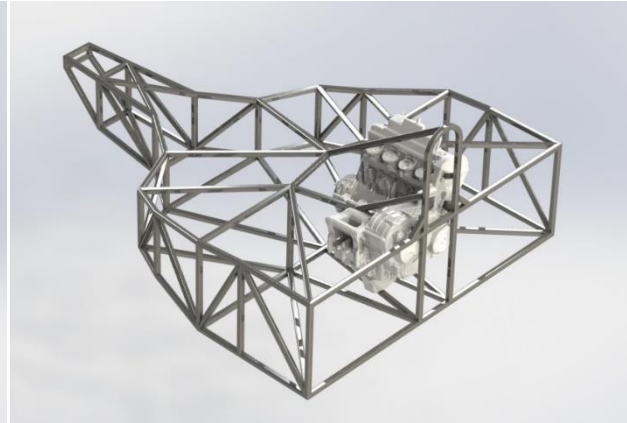
En annen mulighet for å øke effekten til ønsket verdi, var å sammenkoble to motorer. Sammenkoblingen byr på flere utfordringer, to motorer tar mer plass, og det krever også en mengde spesialproduserte deler for å koble motorene sammen. Kreftene som drivakslene blir drevet av, må da også synkroniseres, og rotere hver sin vei.

Endring

En fysisk motor skulle bli tildelt gruppen. CAD-modell av motoren ble funnet før denne ble tildelt. Bildet av motor plassert i rammen er vist på figur 17, og 18:

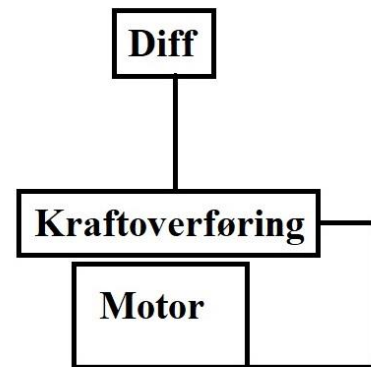


Figur 18: Viser CBR600RR plassert i ramme, sett forfra



Figur 17: Viser CBR600RR plassert i ramme, sett fra en annen vinkel

Rammen går omtrent helt opp til skallet. På bildet er motoren rotert 90° horisontalt, mot slik den opprinnelig er montert. Grunnen til dette er geometrien til skallet. Bøylen til skallet begrenser plassen. For at denne motoren skal kunne brukes, slik den står montert på bildet, må rammen designes på en annen måte. Motoren har heller ingen tørrsump, noe som gjør det umulig å legge motoren ned mot bakkeplanet. Hvis motoren plasseres liggende, vil den ikke få oljesmøring, og motoren vil da feile under bruk. Slik den er plassert på bildet, vil vektfordelingen bli skjev.



Figur 19: Illustrerer kraftoverføringen til denne motoren

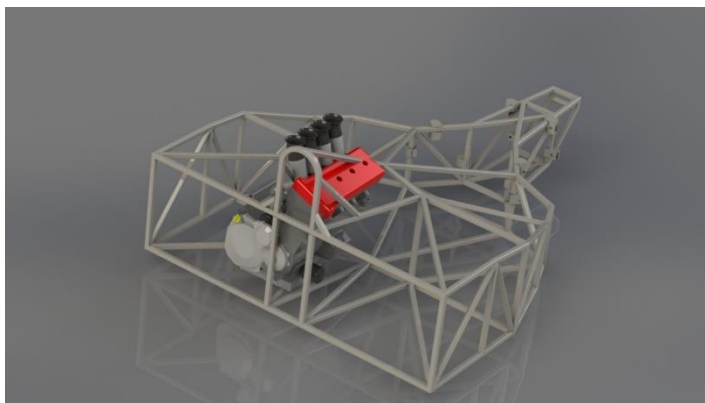
Slik kraftoverføringen må løses, oppleves det tap av krefter for hver retningsendring, vist i figur 19. Motoren har allerede lite krefter, sammenliknet med ønskelig resultat. Selv med turbo, vil kraften bli omtrent halvparten av resultatet som ønskes oppnådd. Sammenstilling av to motorer er svært komplisert og kostbart. I samråd med eier og veileder, ble det bestemt at gruppen skulle forske frem en ny drivlinje. Bruk av en eller flere CBR600RR motorer var ikke optimalt for prosjektet. (Brown, 2010), (Gutierrez, 2019)

3.3.2 Ny drivlinje

Gruppen begynte forskning etter ny drivlinje. Forskningen ble basert på ulike kriterier. Kriterier for motor er: Pris, effekt, størrelse, tilpasningsevne, tilgjengelighet, antall omdreininger per tidsenhet og lyd. Kriteriene tynger likt. En tabell med sammenlikning av motorer som ble vurdert, kan finnes i: 3.3.8. Det ble ytret forslag om bruk av elektrisk motor, men dette er ikke mulig med de begrensninger som er gitt. Elektrisk motor ble derfor forkastet.

3.3.3 GSX1000R

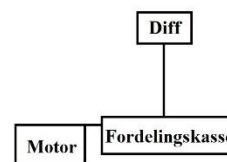
Motoren er oppgitt til 185.1hk ved 12000RPM. 1000cc motorsykkelmotorer har flere utprøvde løsninger på montering av turbo, grunnet høyere sylindervolum. Turbo kan da være større, og motorens gange vil være jevnere. Ved sammenligning av CAD-modeller er dette den minste



Figur 21: Viser GSX1000R plassert i rammen

motoren i sin klasse. Som bildet viser, er motoren høy, men har bedre geometri enn CBR600RR. Skallet har litt mer plass fra bøylen og bakover, i y-retning. Med noen modifiseringer på rammen, vil motoren kunne passe. Innsugstraktene må endres for at motoren skal få plass. På bildet, er motoren plassert slik at kjedesiden peker retning bakenden på rammen.

Kraftoverføringen slik den må designes, er vist i figur 20. En slik løsning vil føre til et visst effekttap, men et mindre effekttap enn for CBR600RR. Optimal løsning er å rotere motoren 90°, slik at drevet vil ligge i planet til differensialen.

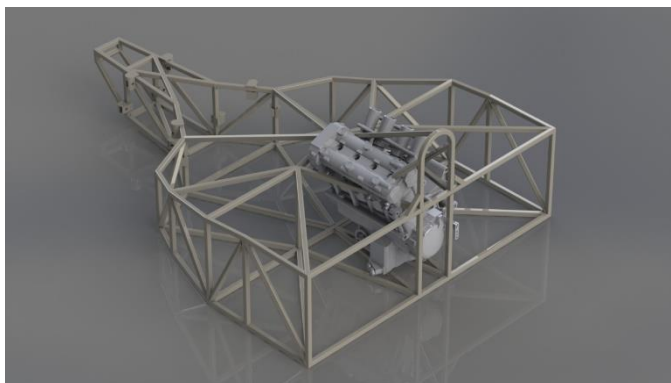


Skallet begrenser denne løsningen. Bruk av GSX1000R motoren krever færre, men fortsatt mange modifiseringer. (MCS, 2020), (Koski, 2014)

Figur 20: Illustrerer kraftoverføringen til motoren

3.3.4 GSX1300R

Suzuki GSX1300R motor, populært kalt «Hayabusa» ble vurdert. Motoren er velutprøvd, og den har blitt ettermontert i mange bilprosjekt. Eier var veldig positiv til en slik motor. Motoren har oppgitt effekt på 162,6hk ved 9750RPM. Motoren kutter rundt 11000RPM. Med turbo er det muligheter for å nå effekt på 350hk.

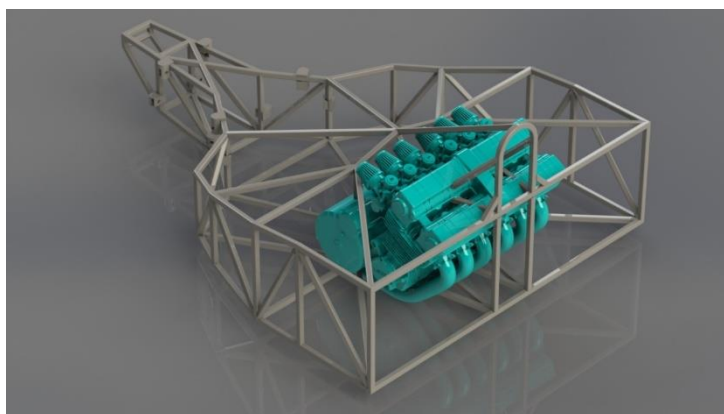


Figur 22: Viser GSX1300R plassert i ramme

Som vist på bildet er motoren for stor. GSX1300R har samme problem som CBR600RR og GSX1000R, vedrørende manglende tørrsump. Motoren må derfor stå oppreist. Med en slik motor ville kjededriften bli designet slik som for CBR600RR. Motoren virket som et godt valg, men var tilbake til start. Integrert girkasse ville også gjort rammen mindre stiv. Det ble derfor sett etter et bedre valg. (Wikipedia, 2020f; Magda, 2014), (Clarke, 2018)

3.3.5 1000 CBX

Etter møte med eier og veileder ble det bestemt å se etter en mer kompakt motor, da største problem med foregående motorer er høyden. Motoren har oppgitt effekt på 105hk, ved 9000RPM. 1000 CBX har muligheter for montering av turbo. Det kreves ombygging av eksos, og luftfilter.



Figur 23: Viser 1000CBX plassert i ramme

Modifiseringene er få, sammenliknet med tidligere vurderte motorer. Rammen må også tilpasses til denne motoren. Grunnet høy vekt, klumpete design, gammel motor og liten effekt, ble det vurdert andre motorer. Idéen om bruk av CBX1000 motor, ble ikke forkastet, men satt på vent. Eier vil også ha et annet lydbilde enn det CBX1000 gir. (Wikipedia, 2019b; Cycles, 2018), (Greg, 2012)

BMW K1600

BMW K1600 er en annen kompakt motorsykkelmotor, lignende CBX1000. Motoren er designet slik at den ligger, horisontalt med planet til bunnplaten. Plass i vertikal retning blir derfor ikke et like gjeldene problem, som med mange av de foregående motorene. I motsetning til de andre motorene, har den 6 sylindre (hvor de foregående motorene har 4 sylindre). Effekten er oppgitt til 160hk, ved 7750 RPM. Omdreininger per tidsenhet er lavere enn de tidligere vurderte motorene. BMW K1600 er ikke aktuell, grunnet manglende informasjon om motoren. Uten CAD-modell, eller en fysisk modell å jobbe med, er det umulig å kunne vurdere valg av denne motoren.

For denne type motor, er CBX1000 den eneste som gruppen vurderer som et mulig valg. CBX1000 er langt ifra perfekt, og det ble forsket videre etter ett bedre alternativ. (Wikipedia, 2020d)

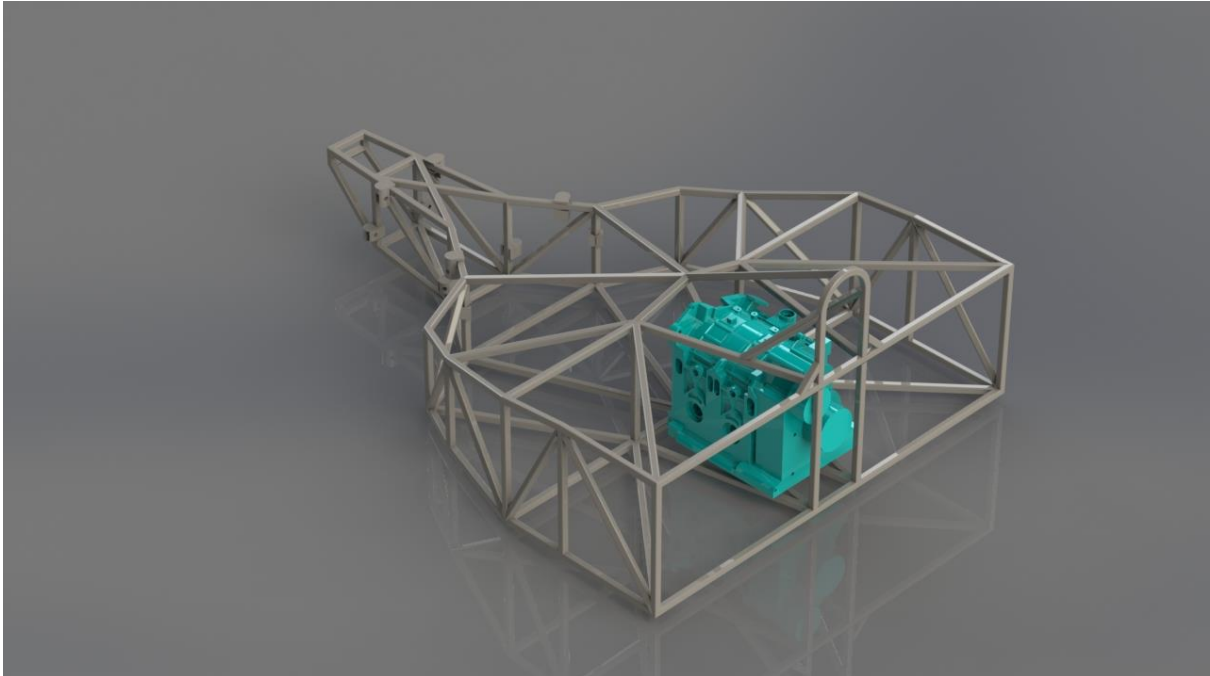
3.3.6 F1 motor

Etter å ha forsøkt ulike motorsykkelmotorer, uten å finne en modell som passer til de krav og begrensninger som ble satt, ble søket utvidet. F1 motorer fra 1999 (årstallet til replikaen) til nåtid ble vurdert. Disse motorene har fra 650 til 965hk (Wikipedia, 2020e). I løpet av disse årene ble det produsert motorer med ulikt antall sylindre: V10, V8, og V6. Motorene har integrert girkasse, og er lave og kompakte. Dette gir et lavt tyngdepunkt, som er ønskelig. Fordelen er stor ved å bruke en F1 motorpakke som en problemløsning for dette prosjektet. Replikaen er bygget ut ifra en ekte formel 1 bil, og pakken vil derfor passe godt inn. Motoren vil da være bærende konstruksjon. Med integrert girkasse tilpasset denne formen, ville plassproblemene ikke bli like signifikante. Prisen er fra 1 million kroner, og oppover. Dette var uaktuelt for eier. Løsningen ble da skrinlagt.

3.3.7 13B-REW

Da en F1 motor var uaktuelt, ble søket utvidet til en kompakt bilmotor. En av de minste motorene på markedet, med høyest effekt per sylindervolum, er wankelmotoren. 13B-REW er en wankelmotor, som originalt er plassert i en Mazda RX-7 F-D. Mazda kom med flere wankelmotorer, men denne er en av få med originalmontert turbo. 13B-REW ble originalt oppgitt med 280hk ved 6500RPM. Motoren klarer omdreininger på opptil 10000RPM, med

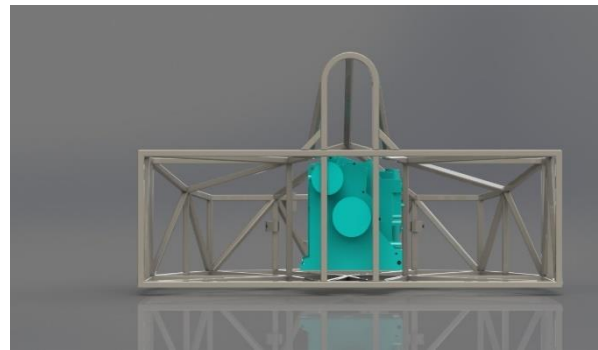
modifiseringer (Wikipedia, 2020b). Med større turbo og en annen motorstyring vil effekten øke logaritmisk, omtrent opptil turtallsperren. Fremste del av motor mot rammen er laget som en mockup-modell av gruppen. (Motorreviewer), (Nepia, 2015)



Figur 26: Viser 13B-REW plassert i ramme, sett fra skrå vinkel



Figur 25: Viser 13B-REW plassert i ramme, sett fra siden



Figur 24: Viser 13B-REW plassert i ramme, sett forfra

Som sett på figur 24, 25 og 26, er det god plass i rammen for benyttelse av denne motoren. Motoren har et karakteristisk lydbilde med høy tone. Motoren gir god effekt og mange omdreininger per tidsenhet, noe som vil gi et autentisk lydbilde, lik en original formel 1 bil. Originalt er tilleggsutstyret til motoren, innsug, eksos, turbo, radiator, intercooler osv. plassert vertikalt, over motoren. Fordelen med wankelmotoren er at den har innsug og eksos på samme side. Dette gjør at tilleggsutstyret til motoren kan plasseres på høyre side, sett bakfra. Intercooler, radiatorer, oljekjøler, bensintank og batteri kan plasseres på andre siden for å

opprettholde vektbalanse. Alle involverte parter var svært optimistisk til bruk av denne motoren. Det ble da bestemt at rammedesign, og andre design skulle gjøres basert på 13B-REW.

3.3.8 Sammenlikning av motor med tabell

Valg av motor ble basert på ulike kriterier. Kriteriene får en tallkarakter fra 1-6, hvorav 1 er dårligste score, og 6 er beste score. Alle tallkarakterer teller like mye. All effekt over 350hk=1 i tallscore. Alle gruppene har en begrensning på 350hk. Høyere effekt ville ført til høyere belastning, og alle forsøk/design må gjøres på nytt. All effekt er i originalstand.

Pris og tilgjengelighet er bestemt med hensyn til eier. Motorer som eier allerede innehar, vil derfor få toppscore. Eier har et stort kontaktnett i bilmiljøet. Tilgjengelighet vil derfor være høyere sammenliknet med en vanlig person.

Tilpasningsevne er gitt fra de begrensninger som gjelder i forbindelse med skallet.






Omdreininger per tidsenhet og lyd er sammenliknet med originale formel 1 biler.

Alle motorer som har fått score =1, en eller flere steder, vil automatisk bli terminert som en mulig løsning av problemstillingen. Dette fordi det ikke er mulig uten å måtte endre oppgaven.

Sammenlikningen er vist på tabell 6.

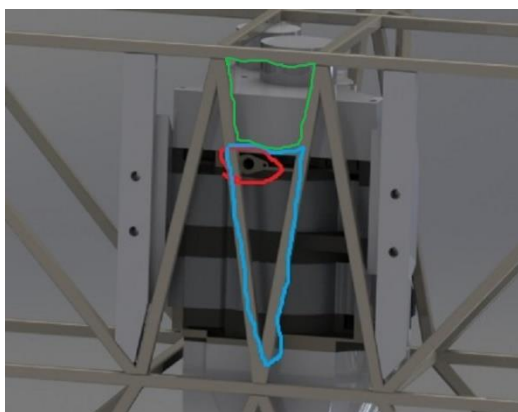
Tabell 6:

Viser en sammenlikning som ble brukt ved bestemmelse av motor

Bilde	Motor	Pris	Effekt	Størrelse	Tilpasningsevne	Tilgjengelighet	Omdreining per tidsenhet	Lyd	Sum
	GSXR1000	5	3	2	1	4	5	4	3,43
	GSX1300R	5	3	1	1	3	5	5	3,29
	1000CBX	5	2	2	3	5	3	2	3,14
 Bildet hentet fra (Wikipedia, 2020e).	F1 motor fra 99 til nåtid	1	1	6	6	3	6	6	4,14
	13B-REW	4	5	5	5	5	4	5	4,71

3.3.9 Modifiseringer ved bruk av 13B-REW

For at 13B-REW skal kunne fungere, må det gjøres noen modifiseringer og valg av plassering av tilleggsutstyr. Modifiseringene er ikke forsket ferdig, da dette er utenfor vår problemstilling. Valget av motor ble gjort, slik at girkasse og andre viktige deler kunne bestemmes. Plassering av tilleggsutstyr er allerede beskrevet i kapittel 3.3.7. For å minimere effekttapet, må drivakslene ha lavest mulig vinkel. Optimalt er hvis drivakslene kan gå rett fra differensial til nav, horisontalt. Motoren må derfor plasseres minimum 20mm over rammen. Det ble bestemt at motor må være 30 mm over bakken. Bunnpannen på motoren må endres. Bunnpannen er 50mm lav, og vil komme i konflikt med rammeverket. Som vist på figur 29,

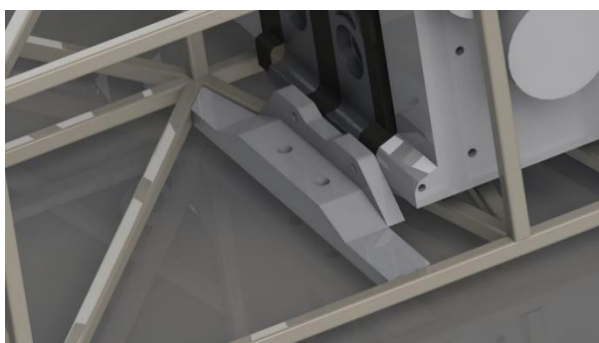


Figur 29: Illustrerer plassen til bunnpanne

er oljepumpen plassert i front av motoren, markert med rødt. Det vil være lurt å produsere bunnpannen slik at den omtrent hviler på rammen, med en dypere del der det er markert blått. Den dype delen bør fortsette lenger frem, markert med grønt. Det er ingen problem å endre bunnpannen, disse blir solgt på internett (JEGS, 2020). Bunnpannen for dette prosjektet må spesialproduseres, i henhold til slik rammen er utformet. Motorfestene bør da

produseres, slik at motoren blir en del av rammen. Bunnpannen bør plasseres først, før motoren blir satt inn i rammen. Når motoren er satt inn i rammen, må bunnpannen skrues fast i motoren.

Det må også konstrueres motorfester. Det ble laget et utkast av hvordan motorfestene kan designes, men disse er ikke forsket ferdig. Utkastet vises på figur 27 og 28.



Figur 28: Viser utkast for motorfeste høyre side



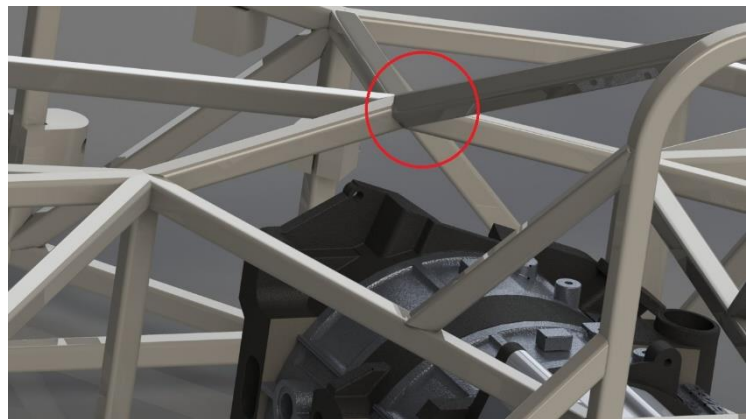
Figur 27: Viser utkast for motorfeste venstre side

Platen som ligger likt med rammen, sveises foran og bak. Dette gjøre på både høyre og venstre side. Når disse ligger i flukt med rammen, vil platene gi stivhet til rammen. Ved en eventuell krasj i lengderetning, vil motorfestene være mindre utsatt for å gli/ryke.

Motorfestene som er skrudd fast i motoren, er montert i platene med M12 bolter. Her kunne det vært sterkere å sveise motorfestene som er skrudd i motoren, med platene som er sveiset i bunn. Rammen må da endres, slik at motoren kan løftes inn på en alternativ måte.

Motorfestene som skrues inn på motoren har korrekt plassering på hull, i henhold til den innkjøpte motoren.

Rammen ble endret ved innfestningspunktet mellom motor og girkasse. Dette var for å gjøre plass der 13B-REW var for høy, ved innfestning til girkasse. Figur 30, viser endringen som ble gjort for å tilegne plass.



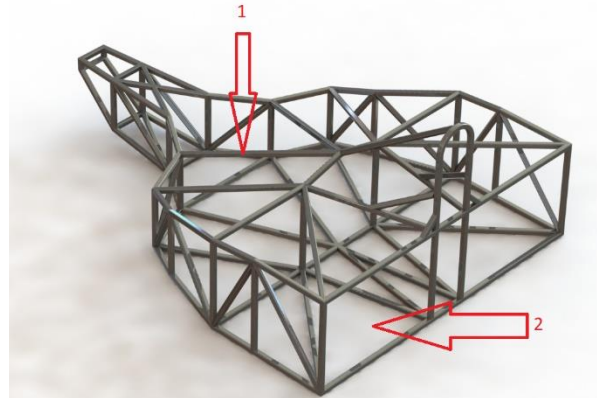
Figur 30: Endringen i rammen er markert som en rød sirkel

Røret til rammen gikk tidligere horisontalt. Det oppstår noen flere spenninger i dette knutepunktet pga. denne løsningen.

3.3.10 Installering av drivlinje

Gruppen anbefaler å bruke følgende fremgangsmåte for installering av drivlinje (se figur 31).

1. Motor tas inn via åpningen, vist ved pil 2, og plasseres i dette hulrommet.
2. Motoren tas inn, før monocoque blir installert på rammen.
3. Monocoque festes på rammen, ved hjelp av skrueforbindelser.
4. Når monocoque sitter fast i rammen, kan motor flyttes til korrekt posisjon.
5. Differensial kan senkes inn ved pil 1, og plasseres så langt bak i halen som mulig.
6. Girkassen løftes inn ved pil 1, tiltes litt nedover, og skyves deretter inntil motoren.
7. Differensial kan plasseres på sin korrekte posisjon.



Figur 31: Retningslinjer for installering av drivlinje

Ved å følge retningslinjene for installering, kreves ikke demontering av rammen.

Ved demontering, gjøres det motsatte av det som blir fulgt under installering.

3.4 Girkasse

Når motor ble endret, måtte det også bestemmes girkasse. Rammen skal designes rundt girkassen. For opprettholdelse av styrke og stivhet i rammen, er girkasse en viktig faktor. De girkasser som ikke er kompatible med det valget som er foretatt av motor, er her ekskludert. Det innebærer integrerte girkasser som F1 motorene og motorsykkelmotorene har.

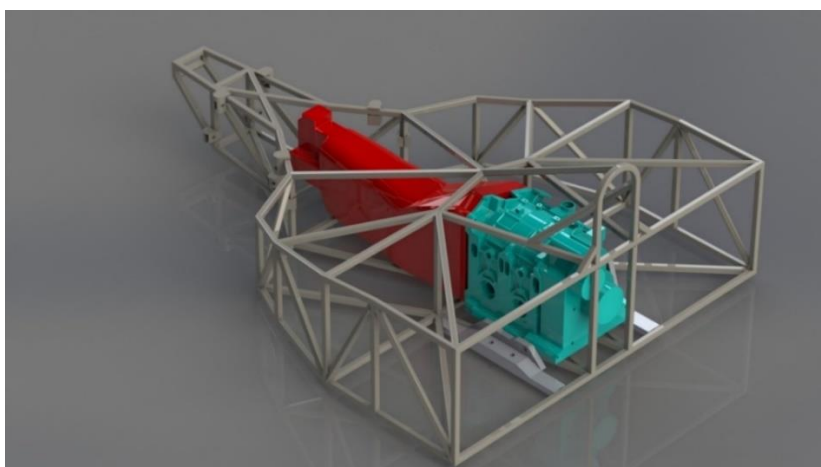
Mockup-modeller av girkassene ble laget av gruppen, da det ikke finnes korrekte CAD-modeller offentlig.

3.4.1 Valg av girkasse

Valg av girkasse blir basert på en rekke kriterier: Pris, styrke, størrelse og kompatibilitet til ramme og motor. Tabell for sammenlikning kan finnes i kapittel 3.4.4.

3.4.2 13B-REW girkasse

Eier gikk til innkjøp av en 13B-REW motor, på bakgrunn av anbefalinger fra gruppen. Girkassen som tilhører motoren, fulgte med. Girkassen er stor i forhold til replika modellen. Det er ikke bekreftet hvor sterk girkassen er, men en original 13B-REW har 280hk. For dette prosjektet, antas girkassen å være sterk nok. En lang girkasse tilfører rammen mer stivhet. Bilde av mockup-modell av 13B-REW girkasse, i modifisert ramme, vises i figur 32. Innfestningen til motor fra girkasse er laget av gruppen, med mål fra motoren.



Figur 32: Viser mock-up modell av girkassen, sammensatt med motor, plassert i motor

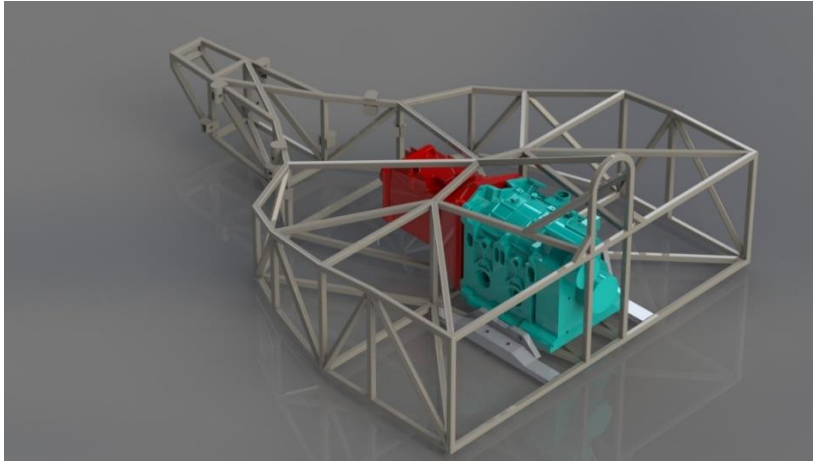
Ulempene ved å bruke denne gir-kassen, vedrørende ramme, er beskrevet i 3.3.9. Det ble sett etter flere muligheter for valg av gir-kasse, som blir beskrevet under. Etter møte med eier, ble det bestemt at en endring av gir-kasse var uaktuell. Konklusjonen var at gir-kassen skal brukes, og rammen må designes rundt den. Alternative gir-kasser legges allikevel ved.

3.4.3 Volvo M45

Volvo M45 er en liten gir-kasse som originalt ble levert i Volvo 240. Hvor 13B-REW gir-kassen er 5 trinns, er dette en 4 trinns gir-kasse. Med en begrensning på 150km/t, ble ikke dette en avgjørende faktor. Originalt er gir-kassen montert på motorer med omtrent 100hk. En original M45 gir-kasse er ikke sterk nok. Sellholm leverer denne gir-kassen, med innmat beregnet for bruk i rallycross. Styrken til gir-kassen er minimum 300Nm (5.6). Ved å bruke denne gir-kassen må clutchhuset endres. Clutchhuset på disse gir-kassene har skrueforbindelse, ikke sveis. Clutchhuset må da kappes rett ved innfestningen til gir-kassen. Det originale clutchhuset må kappes rett etter innfestningen til motoren. De to avkappede delene må deretter forbindes ved hjelp av plater som blir sveist. Splinen til gir-kassen må endres, slik at den passer med uttaket på motoren.(AB, 2020)

Ved å bruke M45 gir-kassen, gir det mer plass til dempersystemet, og det er enklere å få gir-kassen inn og ut av rammen. Dempersystemet kan da få en bedre innfestningsvinkel, beskrevet i 3.6.2. Demperfestet kan være fordelaktig å sveise fast på gir-kassen. Med M45 vil det bli bedre plass for en slik løsning. Ved bruk av kortere gir-kasse, må det monteres en mellomaksel mellom gir-kasse og differensial. Mellomakselen fører med seg et lite effekttap, men det blir bedre plass for differensialen. Drivakslene vil da bare få en vinkel, i stedet for to, grunnet differensialen kan plasseres i senter av nav, i lengderetning. Færre vinkler gir mindre effekttap. Effekttapet med mellomakselen kan regnes som neglisjerbar.

Grunnet størrelsen til gir-kassen, er gruppen svært positive til å bruke M45 gir-kassen som løsning. Figur 33 viser en mockup-modell av gir-kassen sammensatt med motoren, plassert i rammen. Mockup modellen har en versjon av et spesiallaget clutchhus.



Figur 33: Viser M45 girkassen, sammensatt med motor, plassert i rammen

Den styrken rammen mister i størrelse på girkasse, kan gjenopprettes i endring av rammen. Da eier ville ha den originale girkassen, ble det bestemt at girkassen til 13B-REW skulle brukes.

3.4.4 Sammenlikning av girkasse med tabell

Likt som i tabellen til motor, er kriteriene gitt en score mellom 1-6. Hvor dårligste score=1, og beste score=6.

Pris er basert fra eiers synspunkt. Det ble oppgitt at 13B-REW girkassen fulgte med motoren.

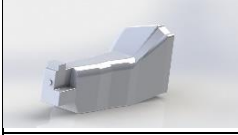

Styrke er basert på begrensningen til 350hk.

Størrelse er hvor stor girkassen er.

Ramme er hvor god kompatibilitet girkassen har i rammen.

Motor er hvor god kompatibilitet girkassen har til 13B-REW motoren.

Tabell 7:
Viser sammenlikning av girkasser

Bilde	Girkasse	Pris	Styrke	Størrelse	Ramme	Motor	Sum
	13B-REW girkasse	6	5	2	2	6	4,2
	Volvo M45	3	4	6	6	3	4,4

3.4.5 Bruk av 13B-REW girkasse

Deler av dempersystemet vil fungere som et feste for girkassen bak. Girkasse er festet i motoren, så det kreves ingen flere festepunkter enn dette.

Eier vil ha en sekvensiell løsning på girkassen. Utskifting av alle girkassedrevene med sekvensielle drev, blir for kostbart. Det må kjøpes en boks, som er spesialtilpasset denne girkassen. H-mønsteret er fortsatt funksjonelt, men girene vil fungere som sekvensielle. Det kan da brukes pneumatikk for girskift. Dette systemet krever videre arbeid, og bør inngå i arbeidet for motorstyringen.

3.5 Differensial

Bakre del av rammen har blitt gjort bredere og dypere for å få plass til differensial. Eier har ikke kjøpt noen differensial, så endelig valg er ikke gjort. Differensialen blir montert rett på uttaket til girkassen. Dette sikrer minimalt med effekttap, men krever produsering av overgang. Basert på de resultater og verdier som er oppnådd, har gruppen noen forslag til valg av differensial. Siden navene opprinnelig brukes på fremre hjulaksel, med forhjulstrekk, har navet en funksjon som tillater vinkel på drivakslingene. Funksjonen kalles CV-joint. Det er essensielt at valg av differensial har denne funksjonen. Uten CV-joint vil ikke drivakslene kunne monteres.

- BMW 188
- Nissan R200

Differensialene er originalt montert på sportsbiler med +/- 300hk. Styrken er god nok for valg av motor og girkasse. Kjøp og montering av LSD enhet er mulig. Begge modellene har smale differensialhus, men usikkerheten ligger i høyden. Det eksisterer ingen CAD-modell av disse. Modellene må måles opp, før en beslutning kan tas.

Spesiallaget differensial

Motorakselen kommer ganske høyt opp, mot skallet. Det vil være fordelaktig å produsere en egen differensial som er spesialdesignet til rammen og girkasse. Flere bedrifter gjør dette. Eventuelt kan en bacheloroppgave være å løse en problemstilling: Produsering av differensial.

3.6 Hjuloppheng

Hjulopphenget består av dempersystemet, og det som holder dette sammen med hjulet og rammen.

3.6.1 Dempersystem

Dempersystemet blir påvirket av bilens vekt, geometri og plass. Det ble derfor det siste i listen med prosjekter som skulle ferdigstilles. Når replika modellen og dens egenskaper blir tatt til betraktning, faller valget av system på det som tilfredsstillende egenskapene med vektlagt stivhet og aerodynamikk.

3.6.2 Vinkelen på overføringsarmen

Vinkelen til armen mellom nedre wishbones og rockeren blir fastsatt som følge av:

- Totallengden fra navet og inn til rammen.
- Høydeforskjellen mellom nedre wishbones og høyeste punktet på rammen.
- Kan ikke overstige karosseriets geometri.

Med disse begrensninger tatt i betraktning, ble det hentet ut vektorer til festepunktene i SolidWorks, og vinkelen ble regnet ut:

Utregning for vinkel mellom innfestingspunkter til demperarmen:

$$a_o \leq [348.35, 77, 84.22], b_o = [600.26, 234.14, 407.35]$$

$$\cos\theta = \frac{a_o \times b_o}{|a_o| \times |b_o|}$$

$$a_o \times b_o = (348.35 \times 600.26) + (77 \times 234.19) + (84.22 \times 407.35)$$

$$a_o \times b_o = 261440.218$$

$$|a_o| = \sqrt{(348.35)^2 + (77)^2 + (84.22)^2}$$

$$|a_o| = 366.565$$

$$|b_o| = \sqrt{600.26^2 + (234.19)^2 + (407.35)^2}$$

$$|b_o| = 762.293$$

$$|a_o| \times |b_o| = 279429.934$$

$$\cos\theta = \frac{261440.218}{279429.934}$$

$$\theta = \underline{20.67^\circ}$$

$\cos(20.67) = 0,936$. Dette er differansen mellom kreftene som påføres dekket, og kreftene som vil overføres til demperne. Vinkelen skulle vært litt høyere, men girkassen tillater ikke dette.

3.6.3 Påkjenninger på dempersystemet

For å få en forståelse over hvilke krefter som skal simuleres i systemet, ble det startet med de kjente kreftene. Den eneste vekten som kunne beregnes ut ifra den informasjonen gruppen har tilgang til, er u fjæret vekt. Det vil si: Dekk, felg, nav, spacer, bremseklosser, bremsekalipper, festebolter og halvparten av vekten til alle stag som går mellom bilen og navene. Det regnes her med største $G = 5 \times 9,81$

Tabell 8:
Oversikt dempersystem

Deler	Antall	Vekt
Nav	1	13,9
Kalipper	1	2,5
Bremseklosser	2	1
Dekk+Felg	1	10
sammenkobling	4	5,3
Spacer	1	1,3
Skruer	10	1,5
TOT		35,5

$$F = 35,5 \text{ kg} \times (5 \times 9,81)$$

$$F = 1741,275 \text{ N}$$

Med beregnet u fjæret vekt på $1741,3 \text{ N} \times \cos(20,67)$ vil systemet måtte tåle $1629,189 \text{ N}$ kraft.

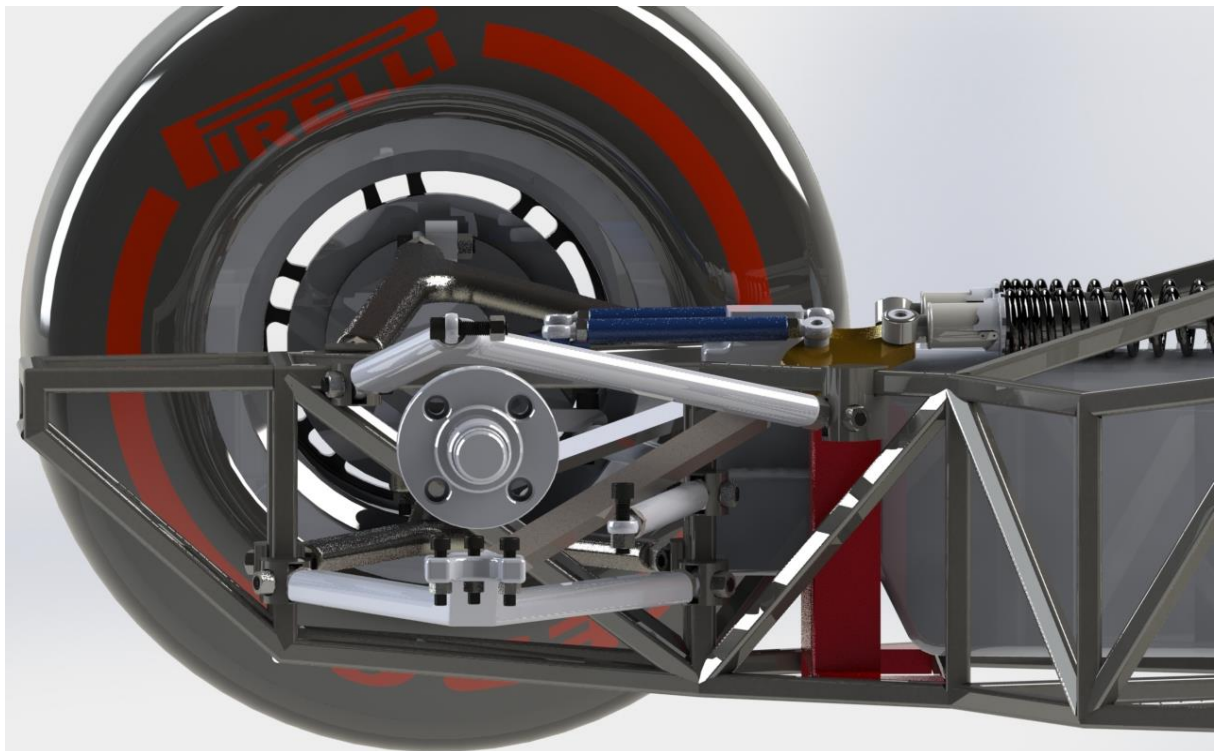
De resterende kreftene må beregnes når analyser på aerodynamikk og endelig vekt på bilen er tilgjengelig.

3.6.4 Design

Forskjellige løsninger til design av dempersystem ble vurdert, hvor flere var gode alternativer helt til girkassen ble handlet inn. Girkassen bestemte plassen. Med lite plass, og bestemt geometri, valgte gruppen push-rod systemet med bakgrunn på tilpasningsevnen. Systemet tillater geometriske endringer, som gjør det mulig å plassere systemet rundt deler som allerede var bestemt av eier.

Designet startet med å finne lokasjoner til innfestingspunktene til systemet. Innfestingene må tåle de kreftene systemet blir utsatt for, og ble derfor plassert på bestemte steder hvor kreftene kan fordeles videre i konstruksjonen. Plasseringen er illustrert med fargen rød i figur 34.

Festepunktet ble også designet med tanke på avstivning av girkassen, siden denne kun hadde festepunkter i motoren. Med design som er i kontakt med girkasse og rammen, fordeles kreftene utover flere knutepunkter slik at systemet er så stivt som mulig.



Figur 34: Illustrasjon av dempersystemet sett fra høyre side

En rocker ble designet med hensikt på å overføre kreftene som oppstår i festearmen over i to nye aksiale retninger. Den er konstruert for å trykke demperen og fjæren sammen, mens den

drar i stabilisatorstaget. Her ble designet bygget for å ligge nært øvre rør i rammen, uten å skape kontakt under bevegelse til dekkene.

Med et tilfredsstillende design av rocker, ble det konstruert stabilisatorstag.

Stabilisatorstagets funksjon, er å overføre kreftene som oppstår på den ene siden av bilen, over til den andre siden. Stabilisatorstaget må ha like stor bevegelse som rockeren, uten å komme i

konflikt med girkassen. Den ble derfor plassert over differensialen. Med denne plasseringen kommer den ikke i konflikt med noen bevegelige deler, og ligger under bilens skall.

Beveger det ene dekket seg vertikalt oppover, vil motstående dekk bevege seg med tilnærmet lik kraft nedover. Funksjonen gir optimal kontaktflate med underlaget under ulike forhold. Det hindrer bilen fra å tippe over, noe som er essensielt når bilen påføres store krefter under kjøring.

Skulle begge dekkene påføres vertikal kraft opp fra underlaget, sørger sleiden m.demper, for at systemet fungerer. Som illustrert i figur 35 og 36, vil stabilisatorrockeren rotere rundt en bestemt akse. Systemet kan bevege seg frem og tilbake, etter demperens lengde. For å hindre metall mot metall, har glideflaten smørekanal. Her kan det påmonteres automatisk smøring, for å slippe smørenippel.

Dempertyper for denne konstruksjonen må være to-veis dempere, siden det vil oppstå trykk og strekk krefter. Koni 8211-dempere ble valgt som illustrasjon med bakgrunn på



Figur 35: Dempersystem med bevegelig stabilisatorstag



Figur 36: Sleide til stabilisatorstag, med smørekanaler for å minske friksjon

egenskapene, og at de er brukt i formel 1 tidligere. Når mer informasjon kan oppnås, kan det være nødvendig å velge andre dempere. To-veis demperne tillater store rom for justeringer, og dette blir vektlagt med tanke på optimalisering av bilen.



Figur 37: Fult oppsett av hjuloppheng

Mørkegrå - Overføringsstag mellom wishbones og rocker. Staget overfører kreftene mellom dempersystemet og dekkene.

Rød - Fastholdingspunkter i systemet.

Blå - Stabilisatorstag som overfører deler av kreftene til motsatt side av bilen

Gul - Rocker som transformerer kreftene lineært ut i to aksiale retninger.

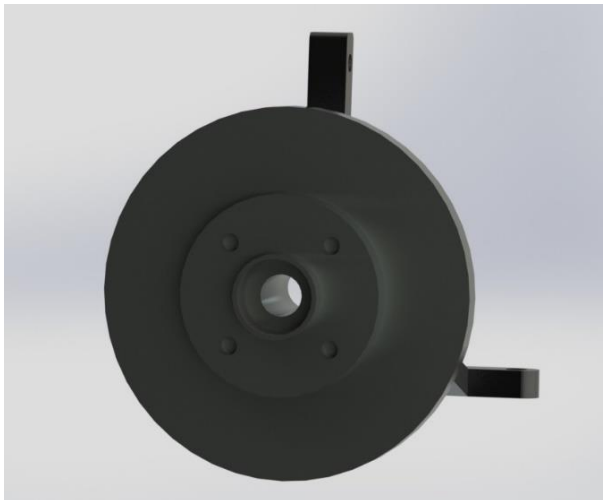
(G.Martin, 2018), (Williams, 2015), (Mendes, 2018)

3.6.5 NAV

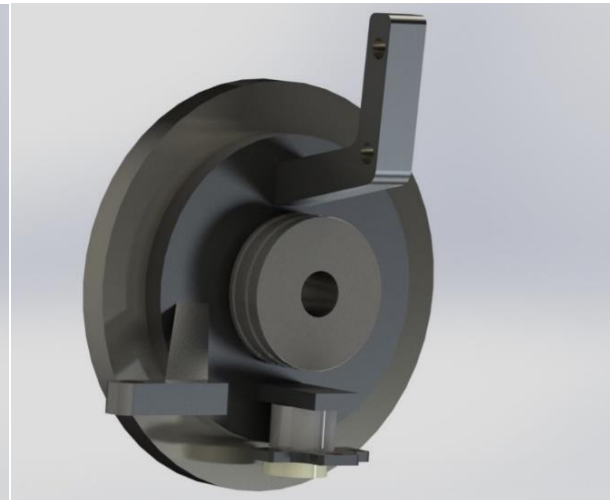
Opprinnelig skulle det brukes nav, bremses og wishbones fra Rudskogen motorsenter. Delene kom fra en lavere formel klasse. Delene var produsert hovedsakelig i karbonfiber. Bare wishbones har en prislapp på nesten 150 000kr. En ny løsning for nav, bremses og wishbones måtte forskes frem.

Volkswagen Golf GTI nav

Fire nav ble kjøpt og levert. Navene sitter opprinnelig på en Volkswagen Golf GTI. Årsmodell er ukjent. Navene har andre innfestninger enn det som skal brukes på prosjektet. Navene må derfor modifiseres, slik at de passer på ett double wishbones system. Da det ikke fantes CAD-modeller offentlig, ble det laget en mockup-modell i SolidWorks. Hull, plassering av hull, og mål, er korrekte med hensyn på det ekte navet. Disse er vist på figur 38 og 39.



Figur 39: Viser fremsiden til navet, hvor felg monteres



Figur 38: Viser baksiden til navet, med innfestningspunkter

Plassering av nav

Oppmåling av bestemte verdier til hjulene:

- Bredden mellom bakre nav: 1271mm
- Lengden mellom fremre og bakre nav: 3035mm

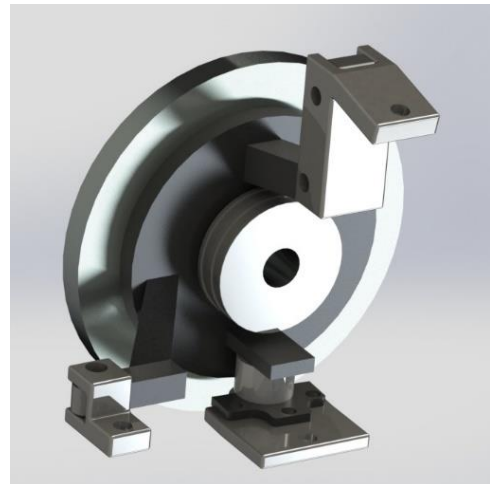
Bredde er målt fra vegg på nav, til vegg på nav, på motsatt side. Veggen som er beskrevet, er der materialgodset til felgen, ligger i kontakt med materialgodset på navet. Lengden er målt fra senter på bakre nav, til senter på fremre nav.

Høyden til navet var ikke bestemt, da replikamodellen er for høy.

Sammenkobling mellom nav og wishbones

Overgangene mellom wishbones, og nav må tilpasses. Det ble først sett på en løsning hvor adaptere ble brukt. Dette er vist på figur 41.

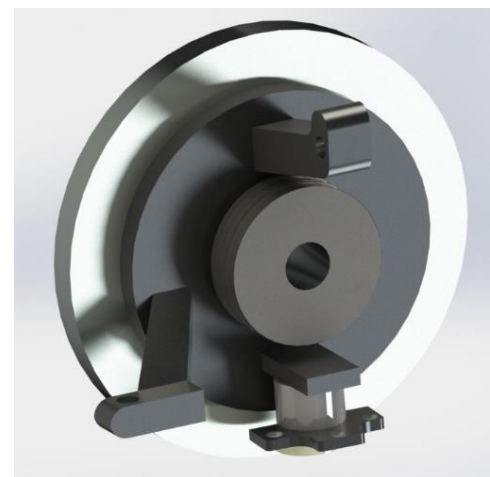
Løsningen ble forkastet raskt. Gruppen, og eier ønsker et resultat hvor det er færrest mulige spesialproduserte maskindeler. Løsningen blir å modifisere navet, slik at ingen adaptere behøves. Feste til nedre wishbone, er beskrevet i kapittel 3.6.8.



Figur 41: Viser nav med adaptere

Figur 40 illustrerer modifisert nav. Øvre festet blir kappet rett over nedre hull. Øvre wishbones vil festes på siden av dette festet. Dette var eiers ønske. Sidefestet ble kortet inn, og nytt hull blir frest i navet.

På det virkelige navet, vil en innkortning av sidefestet, føre til at ball-jointen kommer i kontakt med godset til navet, og staget vil ikke la seg feste. Staget er plassert på undersiden av festet, slik at dette ikke skal bli et problem.



Figur 40: Viser modifisert nav uten adaptere

3.6.6 Overgang med distansering

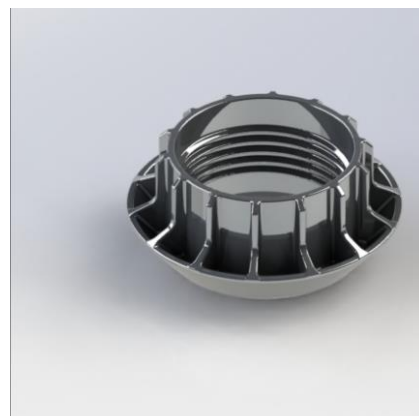
Med Golf-GTI navene som ble kjøpt inn til bilen, oppstod det noen utfordringer. Disse var ikke tilpasset singelbolt, som er festemekanismen til felgene som står på replika modellen. Distansen mellom innfesting på navet, og veggen til felgen ble for liten til å kunne ha bremseskiver på navet. Derfor måtte det designes en overgang som tilfredsstilte følgende kriterier:

- Overgang fra fire innfestingspunkter til singelbolt.
- Finne riktig dimensjon i forhold til kreftene som skal overføres mellom nav og felg.
- Riktig materiale med tanke på vekt og styrke.
- Distansen som kreves for at navene skal få plasseringen de trenger.

Navet var modellert i forkant av denne utfordringen, så målinger ble gjort i SolidWorks for å finne distansen mellom navet og felgen, samt andre tekniske mål som var nødvendig for å starte designet. Modellen ble skalert og tilpasset felgens indre diameter med en distanse på 35 mm.

Materialet som ble valgt, er EN AW-7075 på grunn av høy styrke og lav vekt. Styrken og vekt ble vektlagt på lik linje siden begge har stor innflytelse på bilens egenskaper. Se 2.9.4

Materialet EN-AW-7075 er mest kjent for bruk i flyindustrien. Resultatet er høyere pris per kg, sammenliknet med S355JR. Dette er noe som må påkostes, med tanke på delens innvirkning på bilens sikkerhet og kjøreegenskaper. (Astrup.no, U.Å)



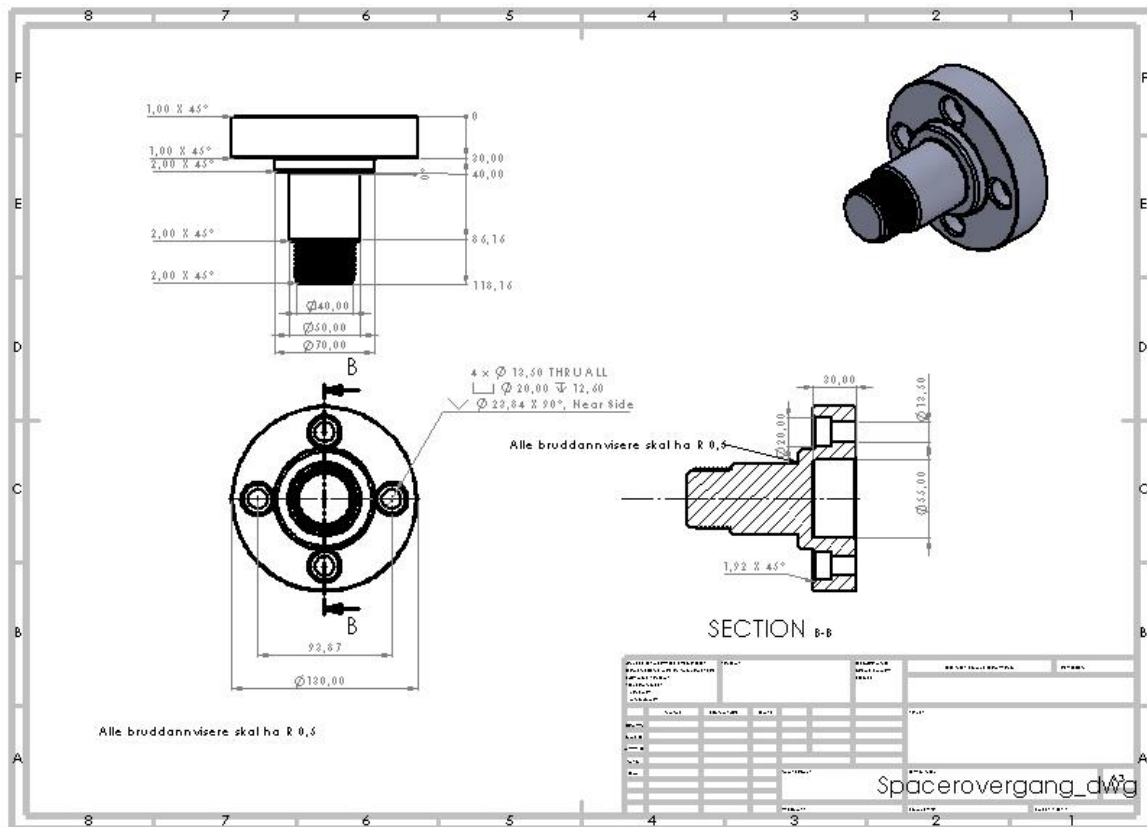
Figur 42: Muttersats



Figur 43: Overgang

Tabell 9:
Egenskapene til EN-AW-7075

Mechanical Properties		typical values ¹⁾
Yield strength $R_{p0,2}$	[MPa]	470 - 390
Ultimate tensile strength R_t	[MPa]	540 - 480
Elongation A_{50}	[%]	6-2
Hardness HBW	[2,5/62,5]	160 - 130



Figur 44: Teknisk tegning av overgang fra navet til singelbolt

3.6.7 Fastsetting og kalkulasjon

For å forsikre at felgen ikke spinner på navet under akselerasjon, finnes den største kraften motoren kan overføre til navet. Det er regnet med 0 i effekttap. Forholdet til girkassen er funnet på internett (Kaele, 2017), og er korrekte verdier for den girkassen som skal brukes. Forholdet til differensialen er funnet ved å begrense hastigheten til 150 km/t.

Følgende utregning illustrerer overføringskreftene som navet påfører felgen:

Te Torque i motor ved 350 hk: 402,5 mm

ix Gear ratio: 3,483

io Differential: 5,5

Radius wheel: 330

$\mu = 0,6$

$$T_w = \frac{i_x \times i_o \times T_e}{2}$$

$$T_w = \frac{3,483 \times 5,5 \times 402,5}{2}$$

$$T_w = 388,25 \text{ Nm}$$

$$F_w = \frac{T_w}{r_w}$$

$$F_w = \frac{3855,25}{0,33}$$

$$\underline{F_w = 11682,57 \text{ Nm}}$$

$F_w=11683 \text{ Nm}$ er den største kraften som oppstår i navet, derfor må det finnes ut hvilken kraft felgen må festes til navet med. Friksjonskrefter og forspenningskraften til M42x3 brukes for å finne den minste kraften som skal til, for at felgen sklir på navet. Henter informasjon fra Tingstads tabell for M42x3 og legger disse verdiene inn i kvalitetssikringsformelen.

Tabell 10:
Utkast av tingstads tabell for tiltrekningsmomenter

Nominell diameter	Fasthets klasse	Forspenning s-kraft KN	Tiltreknings moment Nm
M42	8,8	584	3350

$M_A =$ Tiltrekningsmoment for montasje

$F_m =$ Oppnådd middelforspenning

$P =$ Gjengestigning

$\mu_g =$ Friksjonstall for gjenger

$\mu_k =$ Friksjonstall for annlegsflatene under skruehodet

$d_2 =$ Midtdiameter i gjengene

$D_{km} =$ Effektiv diameter for friksjonsmomentet i muttersatsen

$$M_A = F_m \left(0,16P + \mu_g \times 0,58 \times d_2 + D_{\frac{km}{2}} \times \mu_k \right)$$

$$M_A = 584 \times \left((0,16 \times 3) + (0,1 \times 0,58 \times 40,051) + \left(\frac{67,66}{2} \times 0,6 \right) \right)$$

$$\underline{M_A = 13490,95 \text{ Nm}}$$

Med tiltrekningsmoment lik 3350 Nm blir totalkraften 13490.95 Nm, før felgen sklir på navet. Med tall godt innenfor den totale kraften som oppstår i navet, godkjennes designet med henhold til produksjon.

Siden delen er av kritisk klasse, forventes det analyser og dypere styrketester etter bearbeiding, for å kvalitetssikre produktet før det blir satt på bilen.

(Tingstad, 2020), (Johansen)

3.6.8 Wishbones

Wishbones må designes for å bestemme plassering, og vinklene til dempersystemet.

Wishbones vil oppleve krefter under kjøring, hovedsakelig ved akselerasjon og brems. Store deler av aksielle krefter, og krefter under sving blir tatt opp i dempersystemet. Den viktigste oppgaven til wishbones er likevel å bestemme plasseringen til navet.

Design

Wishbones som er montert på replika modellen, er plassert omtrent på samme plass, med samme vinkel, litt over hverandre i vertikal retning. Vinkelen mellom armene på replika modellen er lav. Førsteutkastet ble tatt utgangspunkt i disse. Figur 46 viser mock-up av replikamodellens løsning, og figur 45 er førsteutkast av det nye designet.



Figur 46: Viser mockup-modell av wishbones fra replika modell



Figur 45: Viser førsteutkast til wishbones

Lengde og vinkel ble endret noe, slik at det passet med daværende design av ramme. Den rette delen lå i senter av navet, og vinkelarmen sto i hjørnet på rammen. Hjørnet som beskrevet, er lokalisert mellom hovedrammen og halen på bilen. Wishbones vil ved et slikt design, være sterke under oppbremsing, men under akselerasjon vil kreftene gå vinkelrett inn i den rette delen. Store spenningskonsentrasjoner ville havnet i dette knekkpunktet. Wishbones må ha vinkel i begge retninger, for å tåle krefter under oppbremsing og akselerasjon.



Figur 48: Nedre wishbones



Figur 47: Øvre wishbones

Figur 48 og 47 viser wishbones med vinkel i begge retninger. De er tilpasset en tidligere utgave av rammen. Lengden på nedre wishbones er lengre, men vinkelen er lik. Innfestningen i rammen havner da på samme sted. Ved å se på hvordan formel 1 teamene produserer wishbones, ble det bestemt at nedre og øvre wishbone bør ha ulik vinkel, og innfestning uavhengig av hverandre i rammen. Det ble bestemt at navet, ikke skulle inneholde adaptere, og at wishbones må modifiseres til navet. Det ble da laget et forslag på design:



Figur 50: Nedre wishbones



Figur 49: Øvre wishbones

Øvre wishbones går lengre frem mot fører, hvor den nedre går lengre bak mot halen. Den nedre wishbones har fått en forhøyning på festet mot navet. Grunnen er dempersystemet. Som beskrevet i 3.6.2, vil en lavere dempervinkel gjøre systemet svakt. Hvis festene til nedre

wishbones blir flyttet opp blir vinkelen lavere. Med festene på samme plass, og ingen forhøyning på nedre wishbones, blir kjørehøyden bak, for høy.



Figur 54: Nedre wishbones

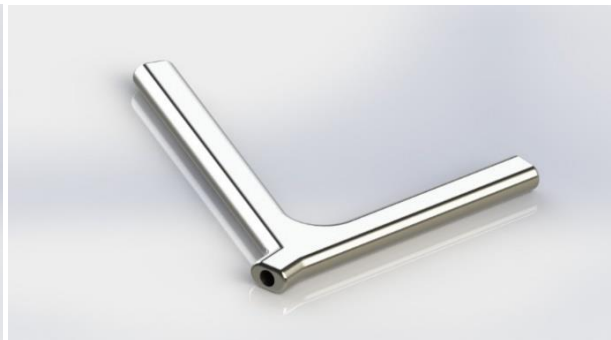


Figur 53: Øvre wishbones

Wishbones på figur 53 og 54, er i samme dimensjon som de foregående. 30mm bredde, og 15mm høyde. Beskrevet i kapittel 3.6.9, måtte ball-jointsene dimensjoneres opp. Wishbones ble derfor endret til 40mm bredde, og 25mm høyde. Når M16 boltene ligger i senter, vil det fortsatt være 4.5mm godstykkelse.



Figur 52: Nedre wishbones



Figur 51: Øvre wishbones

Plasseringen er så optimal som den kan bli, med de begrensinger som er gitt med hensyn til plass, og valg av nav. Alle bruddanvisere har blitt fjernet. Selv om firkant-wishbonsene er lettere å produsere, bør likevel wishbonsene produseres som vist i figur 51 og 52. Dette for å forhindre oppstart av eventuelle sprekker/brudd. Wishbones kan produseres i samme materialet som rammen, S355JR. De bør produseres som massive, slik at spenningene blir lave. Som massive ligger fortsatt samlet vekt på ca. 7kg per side. Hullene til ball-jointene bores opp (14.5mm), og deretter gjenges (M16, 1 ½). På grunn av nav og andre komponenter, er det ikke nødvendig å bruke karbonfiber på wishbones. Bruk av S355JR er lettere og billigere å produsere.

Oppmåling i SolidWorks:

$$\tan(\theta) = \frac{\text{motstående katet}}{\text{hosliggende katet}}$$

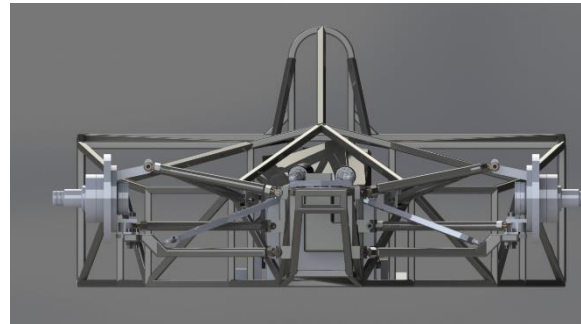
$$\tan(\theta) = \frac{70}{360.31}$$

$$\arctan(\theta) = 0.1942771502$$

$$\theta = 10.99^\circ$$

$$\theta \approx 11^\circ$$

Øvre wishbones har en vinkel på omtrent 11° inn mot senter av bilen, se figur 55. Ved bruk av metoden beskrevet av følgende kilde (SK8215, 2018a), vil roll centeret havne 125.7mm over bakken. Dette er når bilen står stille. Under kjøring vil dette punktet endre koordinater. I møte med gruppen foran, ble det bekreftet at roll centeret foran er lavere, noe som er bra for bilens kjøreegenskaper. Roll centeret må ligge mellom bakken, og CoG, og så nærme CoG som mulig. Roll centeret havner nå omtrent 14mm over rammerørene i bunn. At roll centeret havner under CoG er en god antakelse.



Figur 55: Wishbones vinkel

Oppmåling i SolidWorks med hjuloppheng og modell til monocoque-gruppen:

$$\tan(\theta) = \frac{\text{motstående katet}}{\text{hosliggende katet}}$$

$$\tan(\theta) = \frac{114.45}{2240}$$

$$\arctan(\theta) = 0.0511$$

$$\theta = 2.925^\circ$$

$$\theta \approx 2.93^\circ$$

Øvre wishbones må ha en vinkel inn mot senter av bilen sett fra siden, se figur 34. Hvis det blir dratt en linje fra fremre, og bakre wishbones, så skal disse linjene møtes i hoften til fører. Det er viktig at det blir brukt samme punkt, slik at ikke dette roll centeret blir plassert feil. Gjentatte forsøk ble gjort for å få vinkelen til gruppen som designer fremre wishbones, men forespørselen ble aldri møtt. Skissen til monocoque gruppen, hvor de har plassert hoften til fører, ble brukt, som antakelse for hvor dette punktet vil oppstå.

Da nedre wishbones er lengre enn øvre, skapes en positiv kingpin-angle (SK8215, 2018b). Dette er positivt, da det bidrar til et lavere og bedre tyngdepunkt.

Senter på nav skal stå 325mm fra origo, retning bakenden på bilen. Ved hjelp av mockup modell på navet, og plasseringen til festene, kunne vinklene til wishbones bestemmes ved hjelp av pytagoras læresetning.

3.6.9 Ball-joints

Wishbones blir festet ved hjelp av ball-joints. Boltene tillater bevegelse. Begrensningen til rotasjonen er bolten som går igjennom. Dette gjør at ball-joints kan festes med en annen vinkel, enn det wishbones har. På figur 57 vises ball-jointen med kule inni, hvor kulen først ligger konsentrisk med hullet. Figur 56 viser ball-joint med kule som roterer om sin egen akse.

Simuleringene på 3.7.5, viser at største krefter under akselerasjon, havner i ball-jointen. Ved simulering med M10 ball-joint, var disse nærme flytegrensen.

Det ble diskutert å bruke titan, men dette er for kostbart. Det ble da konkludert med at ball-jointene må ha dimensjon M16, i stedet for M10. Ball-jointene bør produseres i S355JR, som resten av delene.



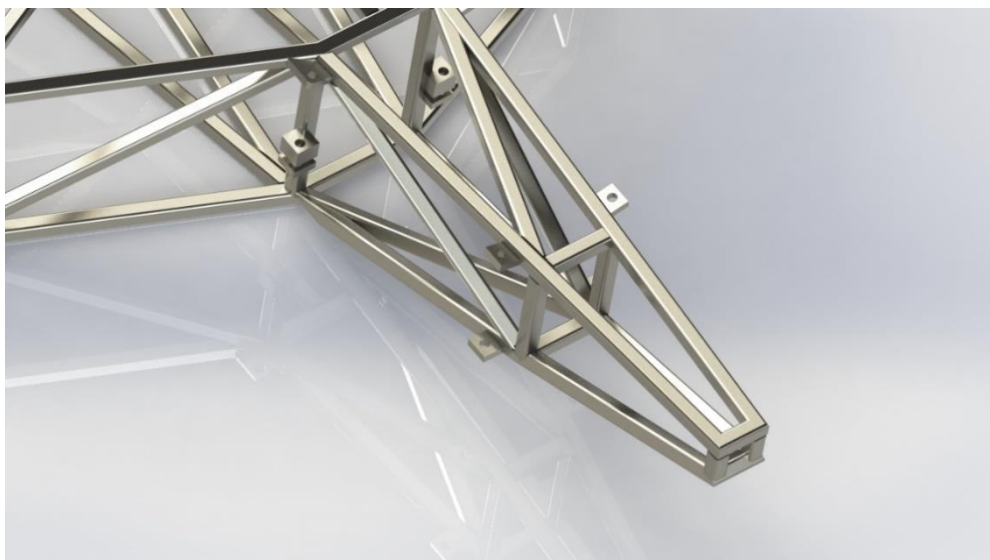
Figur 56: Ball-joint



Figur 57: Ball joint med tilt på kule

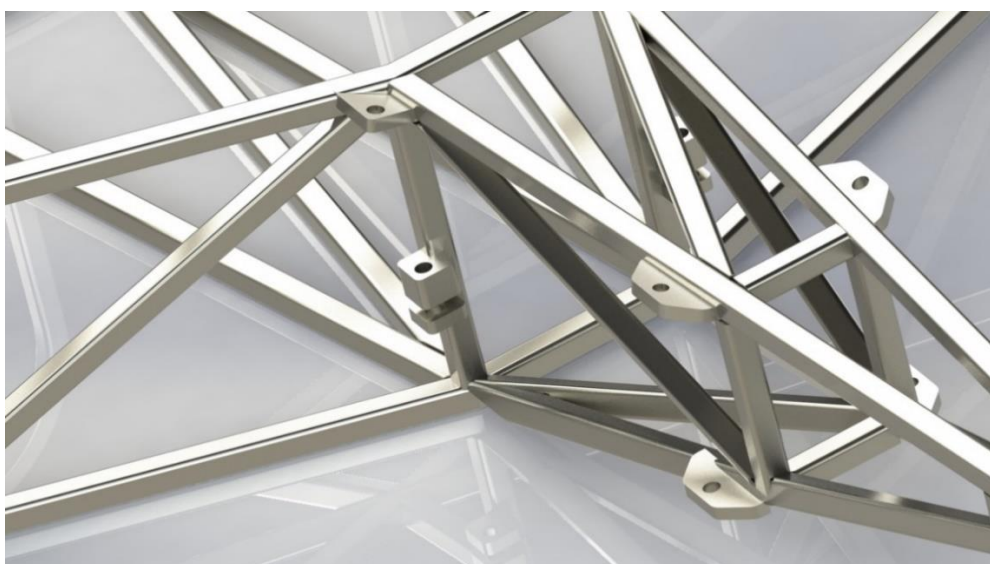
3.6.10 Fester

Innfestningen til wishbones på rammen ble bestemt. I likhet med wishbones, ble det først vurdert en løsning som var gjort på replikamodellen. Disse festene er vist i figur 58.



Figur 58: Førsteutkast fester

Slike fester ble underdimensjonert, for de kreftene som virker. Det øvre feste er laget med vinkel, da øvre wishbone får en vinkel inn mot senter. Festene har mange bruddanvisere. Det ble sett på større fester med avrundede kanter, vist på figur 59.



Figur 59: Fester med avrundede kanter

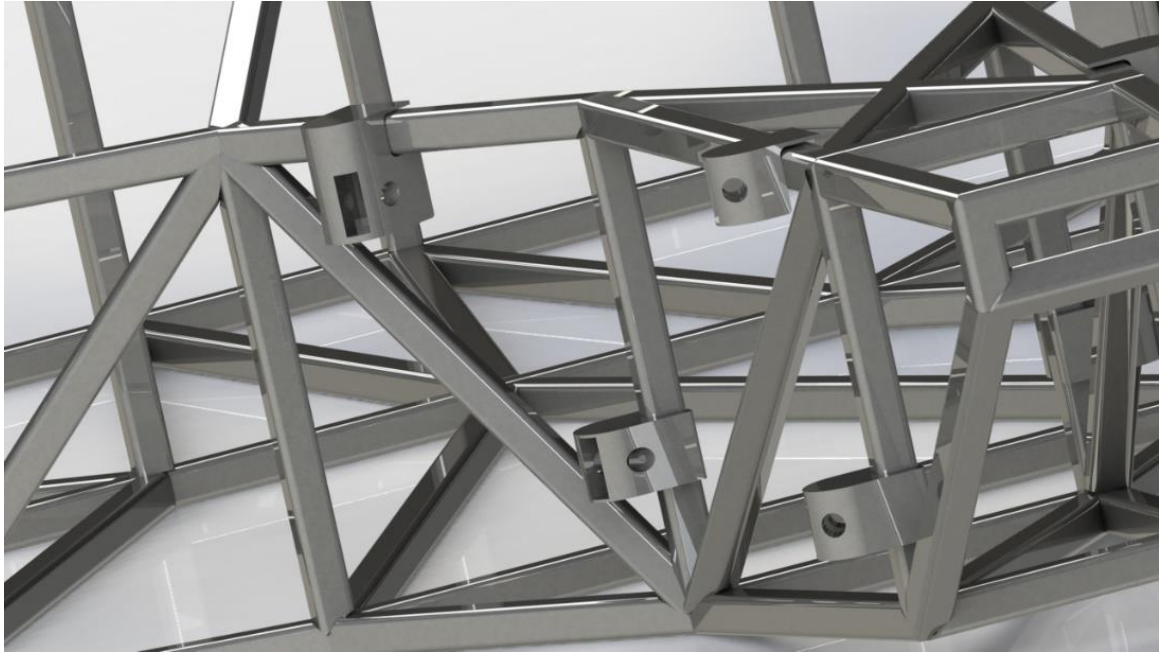
Styrken er god for denne type innfestning, men for begge typer fester, ligger hodet til ball-jointen horisontalt med bakken. Det er denne løsningen som er på replikamodellen. Med slike fester oppstår det problemer. Siden rørene til rammen har vinkler, og ikke er firkantet, vil ikke alle festene la seg sveise fullstendig. Største problemet blir når dempersystemet virker. Når bilen fjærer, flytter wishbones seg aksialt, i en bane. Ball-jointen vil da prøve å gå igjennom festet. Dette problemet er vist i figur 60.



Figur 60: Ball-joint "montert" på feste

En løsning, er å feste ball jointen med vinkel mot festet, som gjør at hodet til ball-jointen ligger flatt med festet, når dempersystemet fjærer maksimalt. Spenningene i skrueforbindelsen som holder disse to sammen, vil da bli for høye.

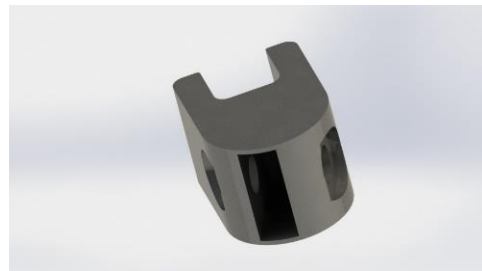
Festene må konstrueres slik at hodet til ball-jointen står vertikalt i festet, med M12 bolt og mutter som forbindelse. Under fjæring, vil ball jointen rotere på skrueforbindelsen. Festene må ha god tykkelse i lengderetning, både foran og bak. Konklusjonen ble festene vist i figur 61.



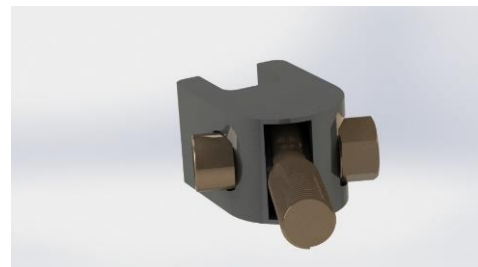
Figur 61: Fester

Hullene som M12 bolten går igjennom blir forsenket for at bolten og mutter, ikke skal krasje i materialet til festet. M12 bolten bør være 45mm lang, og kan kun ha 10mm gjenger i bunn. Dette for å minske slitasjen i ball-jointen. Bolten låses med låsemutter. Forsenkning vist i figur 62.

Vinklene til hullene sett fra siden, er lik som wishbones. Hullet er 14.5mm bredt, og ball jointen er 10mm tykk i innfestningen. Kulen som ligger inne i ball jointen, er 14mm bred. Hullet gir 0.25mm rom på hver side.



Figur 62: Feste alene med forsenkning av skruehull

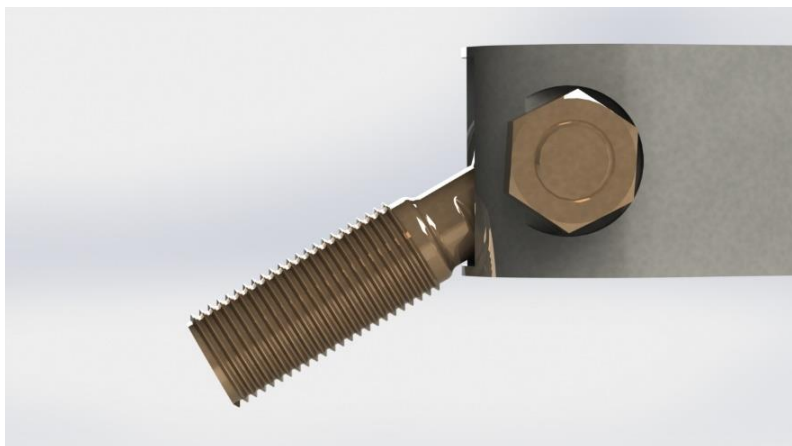


Figur 63: Feste med montering av ball-joint og skrueforbindelse

Det kunne vært gunstig med en lavere vinkel på øvre wishbones, men på grunn av opprettholdelse av kjørehøyden, må innfestningen komme høyere opp fra bakken. Skallet begrenser flytting av festene høyere opp. Festene tillater 30° vandring for ball-jointene, begge veier, før de bryter i godset til festet, i vertikal retning. Øvre wishbones vil være begrensning. Høyeste tillate vinkel opp fra bakken blir da 19°. Høyeste tillate vinkel mot bakken vil være 30°, grunnet nedre wishbones ligger horisontalt. Det er 360.31 mm



Figur 65: Ball joint med høyeste tillate vinkel opp fra bakken

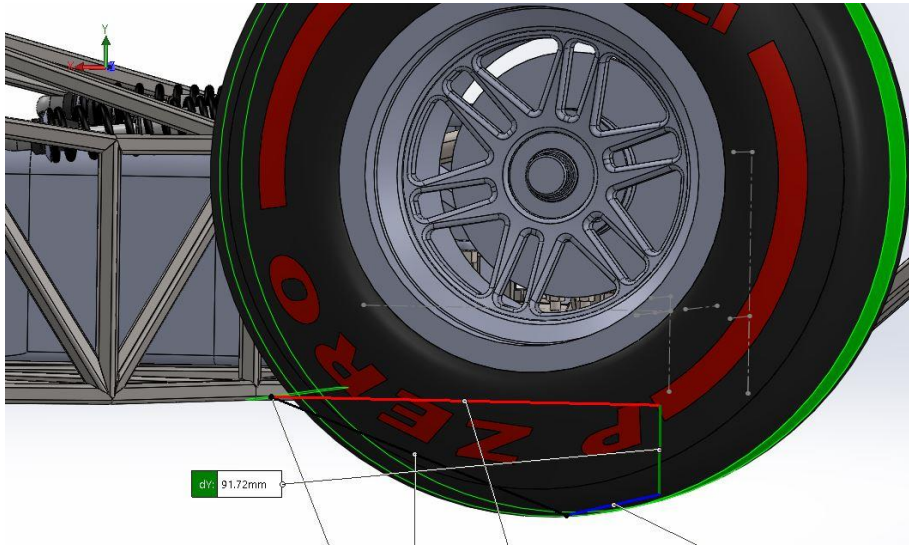


Figur 64: Ball-joint med høyeste tillate vinkel mot bakken

fra festepunktet på rammen, til festepunktet på navet. Høyeste tillate dempervandring i teorien vil bli: 70mm. Vandringen til rocker vil ikke være så høy. Begrensningen er rockeren.

I den grafiske illustrasjonen, er camber-angle=0°.

Festene er plassert slik at wishbones ikke kommer i veien for dempesystemet. Plassering i vertikal retning, er lokalisert slik at kjørehøyden bak, blir innenfor kravet på 80-100mm mellom bunnplate og bakke. Etter møte med de andre gruppene, ble det bestemt at kjørehøyden skal være tilnærmet 90mm bak. Uten bunnplaten havner høyden på 91.72mm. Senter av navet er da lokalisert 228.28mm over origo, i vertikal retning. Kjørehøyden er vist i figur 66.

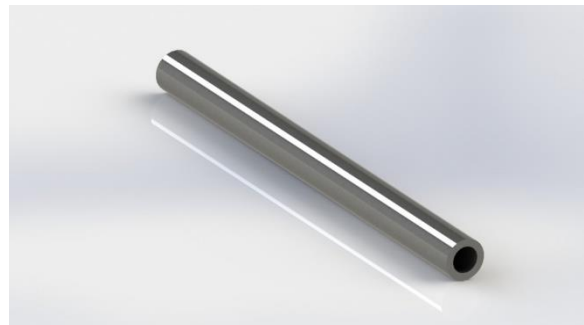


Figur 66: Kjørehøyde

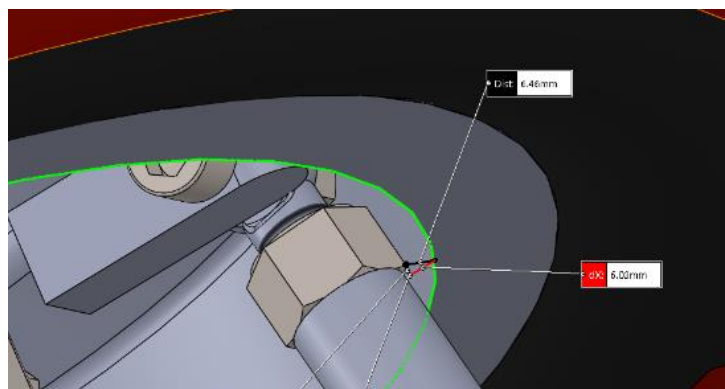
Festene bør produseres i samme materiale som rammen, S355JR.

3.6.11 Toe-in stag

Sidefeste på navet blir brukt for toe-angle staget. Dette staget justerer toe angle til hjulet. Ball-jointsene gjør det mulig å endre denne vinkelen. Når staget blir skrudd ut, eller inn, vil ball-jointsene rotere wishbones etter. Slik det er vist grafisk, er toe-angle=0°. Festet i navet måtte kortes inn, fordi det tok borti felgen. Figur 67 viser klaringen slik det er montert grafisk. Ball jointen kan endres med 9°, i begge retninger, fra sin opprinnelige posisjon, totalt 18°. En formel 1 bil har vanligvis 1-2 negative grader i toe-angle (Formula1-dictionary.net, U.Å-b). Begrensningene vil være

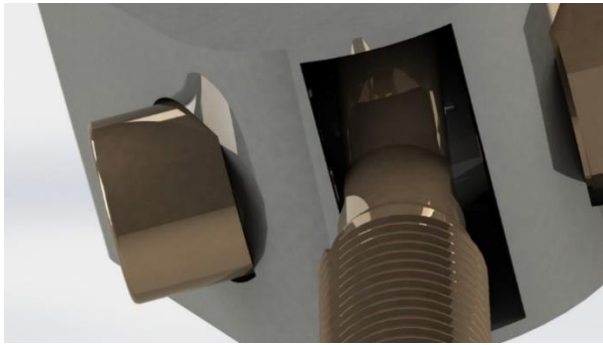


Figur 68: Toe-angle stag

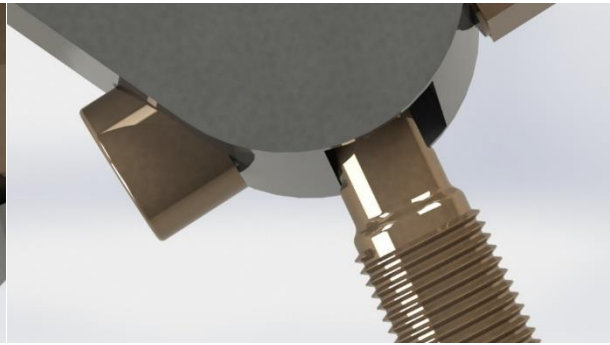


Figur 67: Viser klaring til toe-angle staget under montering, 6mm.

godt innenfor det som skal kunne regnes med. Bildet av ball jointen med 9° vinkel, mot sin originalposisjon er vist i figur 69 og 70. Vinkelen tillater bevegelse for justering av vinkler.



Figur 70: Vinkel ball-joint kan ha fastskrudd



Figur 69: Vinkel ball-joint kan ha fastskrudd

3.6.12 Bremseser

Toe-angle staget må plasseres på motsatt side av bremsene.

Det har ikke blitt vurdert hvilke bremseser som skal benyttes. Avstanden mellom nav og felg er liten, for montering av kaliper. Skal kaliper brukes, må den ha liten godstykkelse.

En annen løsning kan være å ha bremseser rett på drivakslene.

Bremsene krever videre arbeid.

3.6.13 Konklusjon

Systemet vil fungere i teorien, men det må påberegnes noen justeringer ved montering. Dette forekommer av at teori ikke alltid stemmer like godt i praksis. Alle deler som er modellert i konstruksjonen, er maskinerbare, og følger med som CAD-fil. Modellene er ikke optimalisert med tanke på bevegelsesgeometri og styrke. Her må det sterkere analyseverktøy til, for å beregne beste løsning i sammenstilling av alle deler i hjulopphenget. Endelige dempere kan bestemmes når massesenteret til bilen er kjent, og vil være siste del i sammenstillingen.

3.7 FEM

I dette kapitlet valideres designene gjennom FEM analyser. Komponenter som testes er: Rammen, wishbones og innfestning til wishbones. Alle analysene som er tatt, bruker automatisk elementnett, frembrakt av SolidWorks. Simuleringer kan gjentas med samme modell, for å gi reliabilitet til testene. Spenninger som er oppgitt er von mises.

3.7.1 Torsjonsstivhet

Torsjonsstivhet for rammen, bestemmes fra nav til nav. I utgangspunktet brukes hjuloppheng bak og fremme, for å bestemme krefter og fastlåsning. I dette tilfellet er ikke fremre hjuloppheng festet i rammen, men i monocoque. I oppgaven er hjuloppheng simulert som et knutepunkt, festepunktene på rammen er plassert der innfestningen til wishbones ligger. Dette sørger for at kreftene blir fordelt inn på rammen, så realistisk som mulig. Knutepunktene som simulerer hjuloppheng, er «truss». Resten av rammen er definert som «beams».

For å få en realistisk simulering uten fremre hjuloppheng, er den omtrentlige innfestningen til monocoquen brukt som fastlåsning. Hjuloppheng bak er brukt for å simulere torsjonskrefter. Det antas at torsjonsstivhet er en lineær funksjon, resultatet forblir det samme uansett om kraften endres. Det er gjort undersøkelser av andre universiteter på dette området, henviser til kilden i bunnen av avsnittet. Hvilke krefter som blir brukt under simuleringen, er dermed ikke avhengig av å være realistiske. (Tebby, Esmailzadeh og Barari, 2011)

Prinsippet går ut på å bruke forskyvningen i lastpunktet til å finne hvor mye rammen har vridd seg, med denne vinkelen og kreftene påført. Altså hvor mange Newtonmeter som kreves for å vri rammen 1 grad. Formelen som brukes er følgende:

$$K_t = \frac{T}{\varphi} = \frac{F * B}{\varphi}$$

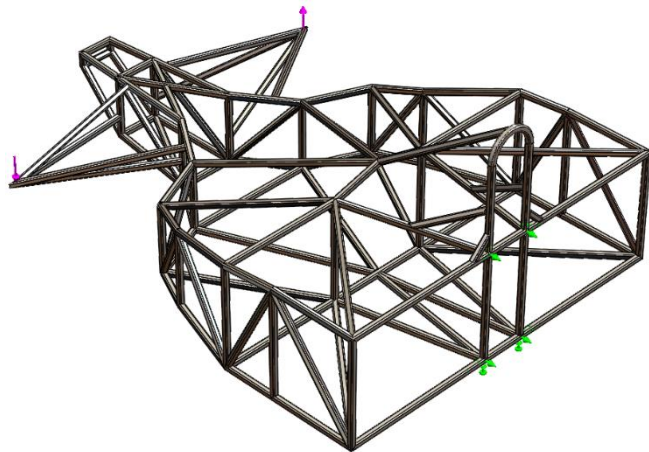
F= kraft

B= avstand fra kraft/nav til senteraksen av rammen.

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{V_d}{\frac{B}{2}}\right)$$

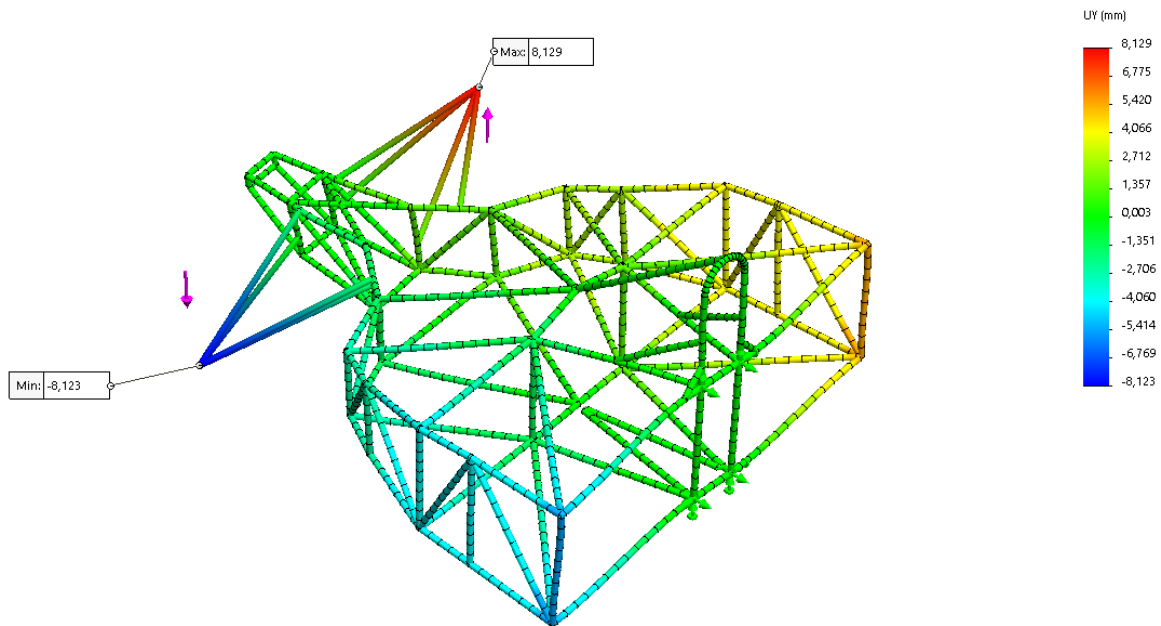
V_d = Vertikal deformasjon i punktet hvor lasten er påført.

I figur 71 vises fastlåsnings og krefter. De grønne pilene simulerer omtrentlig hvor festene til monocoquen vil ende. Eksakt posisjon er ikke kjent. Gruppe 3 har ikke fastsatt plassering. De lilla pilene viser hvor kreftene er påført, hver pil simulerer 2000N i hver sin retning.



Figur 71: Fastlåsnings og krefter

Elementnett genereres automatisk av SolidWorks og analysen kjøres.



Figur 72: Forskyvning i vertikal retning i lastpunkt

Deformasjonen har tatt hensyn til materialegenskapene. Materialvalget og egenskaper er vist i tabell 11. Figur 72, viser største forskyvning i lastpunktet på 8.129mm i vertikal retning.

Regner dermed ut torsjonsstivhet i rammen fra nav til nav:

Tabell 11:
 Materialegenskaper S355JR. Laget med verdier fra SolidWorks

Egenskaper (S355JR)	Verdi	Enhet
Elastic Modulus	210000	N/mm ²
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	79000	N/mm ²
Mass Density	7800	kg/m ³
Tensile Strength	450	N/mm ²
Compressive Strength		N/mm ²
Yield Strength	275	N/mm ²
Thermal Expansion Coefficient	1.10E-05	/K
Thermal Conductivity	14	W/(m·K)
Specific Heat	440	J/(kg·K)
Material Damping Ratio		N/A

$$K_t = \frac{T}{\varphi} = \frac{F * B}{\phi}$$

$$K_t = \frac{2000N * 635.5mm}{\tan^{-1}\left(\frac{8.129}{\frac{635.5}{2}}\right)}$$

$$= 867\,293 \frac{Nmm}{deg}$$

$$\approx 867 \frac{Nm}{deg}$$

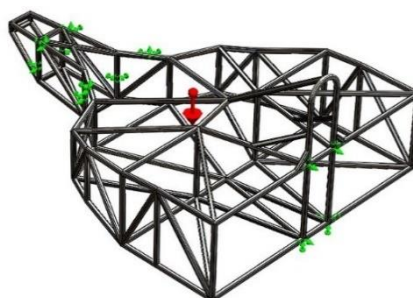
Det kreves 867Nm i navet for å rotere rammen 1 grad. Torsjonsstivheten ved bruk av nav til nav metoden, gir den viktigste verdien med tanke på kjøreegenskaper. Verdien er mindre enn torsjonsstivheten i kun rammen. En verdi på 867Nm/deg gir en stiv ramme, og er et godkjent resultat. (classicmotorracingclub, 2017), (Youssef og A.Elhaddad, 2015)

3.7.2 Frekvensanalyse

For å finne rammens naturlige frekvens, brukes frekvens analyse i SolidWorks. Rammen er fastlåst i innfestingspunktene. Egenvekt blir «lasten» i denne simuleringen, siden det er satt på gravitasjonskrefter på $9.81m/s^2$ i y-retning ned mot kjørebanelen.

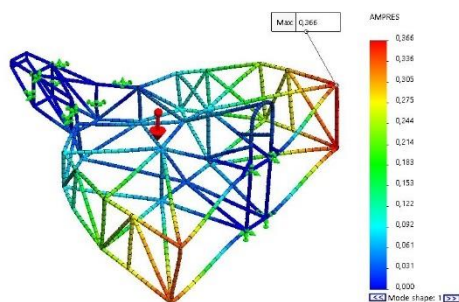
Fastlåsnings og krefter er vist i figur 73.

SolidWorks genererer automatisk elementnett og simulasjonen kjøres. Resultater er vist i figur 74-77.



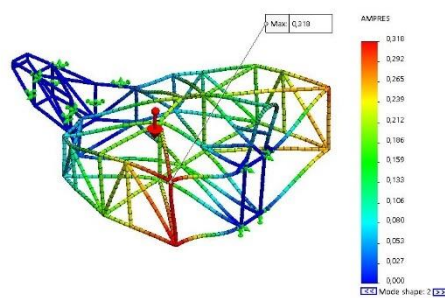
Figur 73: Fastlåsnings og gravitasjonskrefter

Mode Shape : 1 Value = 68,221 Hz
Deformation scale: 0,514543



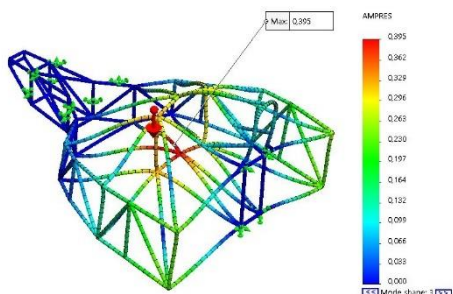
Figur 74: Mode 1: 68.221 Hz

Mode Shape : 2 Value = 84,495 Hz
Deformation scale: 0,592312



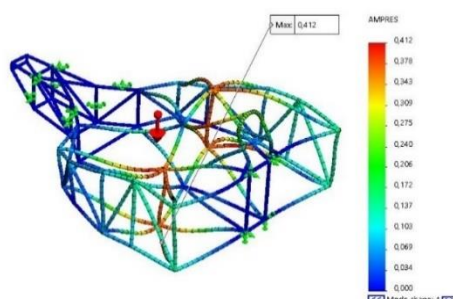
Figur 75: Mode 2: 84.495 Hz

Mode Shape : 3 Value = 109,58 Hz
Deformation scale: 0,471931



Figur 76: Mode 3: 109.58 Hz

Mode Shape : 4 Value = 159,32 Hz
Deformation scale: 0,450484

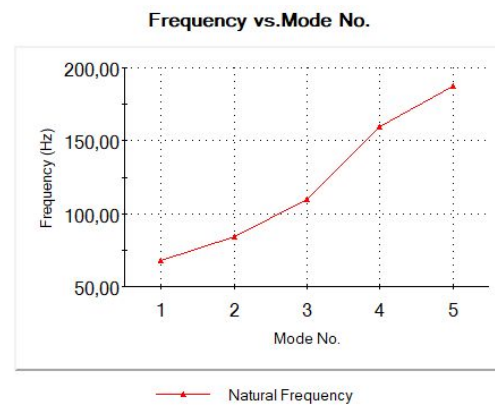


Figur 77: Mode 4: 159.32 Hz

Tabell 12:
Frekvensresultater

Study name: Frequency test ramme			
Mode No.	Frequency(Rad/sec)	Frequency(Hertz)	Period(Seconds)
1	428,65	68,221	0,014658
2	530,9	84,495	0,011835
3	688,49	109,58	0,009126
4	1001	159,32	0,0062767
5	1179,7	187,75	0,0053261

I mode 1, vist i tabell 12, har rammen en naturlig frekvens på 68.221Hz. Dette er et godt resultat, en drivlinje i en vanlig bil vil normalt ikke overgå 60hz. Gruppen har ikke mulighet til å teste frekvensen på wankelmotoren, men har undersøkt at fordelene med wankelmotor, er nettopp at dem har omtrent ingen vibrasjoner under bruk. Dette bør testes ved anledning, for å være sikre på at rammens frekvens ikke blir lik den tvungne frekvensen. (Wikipedia, 2020h), (Wang, Chen og Tsai, 2012)



Figur 78: Frekvens vs. Mode nr.

3.7.3 Akselerasjon

For å simulere de krefter som oppstår under akselerasjon, fastlåses rammen i innfestningen til wishbones. For å simulere de kreftene som oppstår på rammen, er det brukt fjernlast for å simulere vekt av motor, girkasse og differensial. Tyngdeakselerasjon i vertikal og horisontal retning er brukt under simuleringen.

Vertikal retning 9.81 m/s^2 mot bakken.

Horisontal retning 12.5 m/s^2 , tilsvarer en akselerasjon fra 0-45 km/t i løpet av 1 sekund.

Med vekt på 755kg og motorkraft på 350 hk, ble det simulert at motoren skal klare 0-100 km/t på rett under 3 sek. Under perfekte forhold, med dekkenes høye friksjonskoeffisient, kan bilen klare 0-45 km/t på 1 sekund.

For å simulere krefter fra monocoque, er det tatt samlet vekt fra førervegg og fremover. Utrykket for å finne kreftene er som følgende:

$$M = 75 + 60 + 10 + 10 + 30 + 20 + 5 + 5,3 + 2,5 + 2,8 + 10 = 230.6 \text{ kg}$$

$$a = \frac{V - V_0}{1} = \frac{12.5 - 0}{1} = 12.5$$

$$F = M * a = 2882.50N$$

Kraften deles på antall infestingspunkter

$$F_{brukt} = \frac{2882.50}{3} = 960.83N \text{ i hver bolt}$$

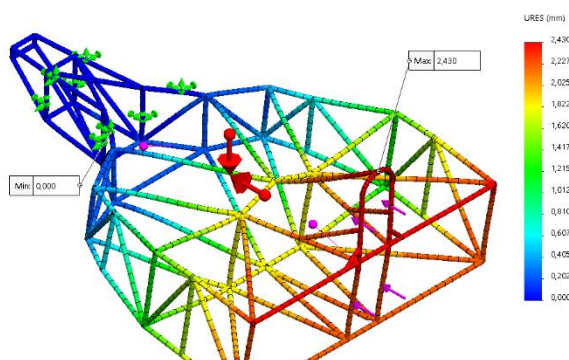
M = total masse som virker på ramma fra frontpartiet.

a = Akselerasjon

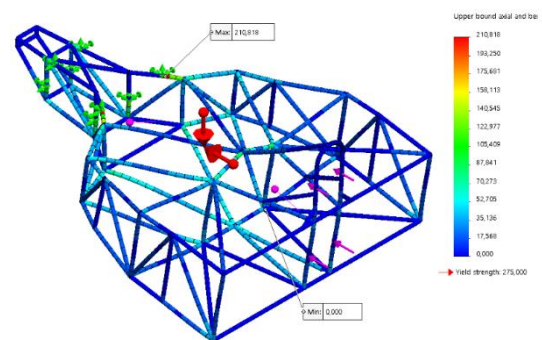
V = Slutfart i m/s

V_0 = Startfart i m/s

Under simulering er fire festepunkter brukt, som fastsetningspunkt til monocoque. For å være på den sikre siden, brukes 960.83N i hver av boltene. Det vil da være større krefter, enn ved bare tre bolter. Simuleringen kjøres og elementnett genereres automatisk av SolidWorks.



Figur 79: Resultantforskyvning (URES) maks = 2.430mm



Figur 80: Spenningsplot, maks spennig:210.818 N/mm²

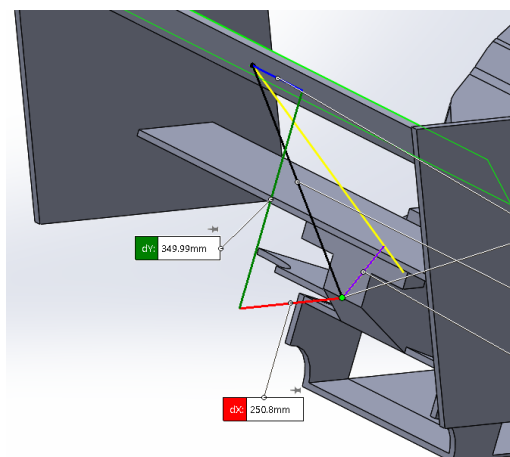
I figur 79 vises resultatforskyvning og spenninger i figur 80. Spenningene er under flytegrensen til materialet, og forskyvningen er dermed elastisk. Største forskyvning er på 2.430mm, og høyeste spenning 210 N/mm²(MPa). Spenningen er ikke farlig høy, og rammen er godkjent for høy akselerasjon.

3.7.4 Innfestning til bakvingen

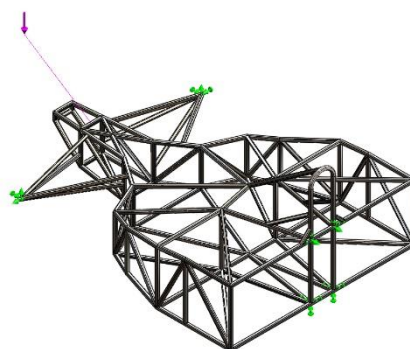
Rammen må tåle innfestningen til bakvingen og kraften den skaper i 150 km/t. Vingen er ikke designet enda, og det brukes dermed fjernlast for å simulere kreftene. Plassering av krefter er hentet fra den skisserte modellen av skallet, figur 82.

Resultatet blir ikke eksakt, men det vil gi en tilnærmet verdi. Fjernlast er brukt for å simulere kreftene som vil oppstå i vingen.

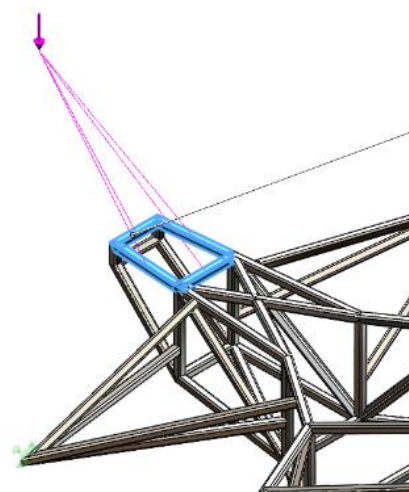
Bachelorgruppen som har designet frontvingen har kommet frem til at det vil oppnås en downforce på 482N i 144 km/t. For å være sikker på at rammen skal tåle bakvingen, simuleres fjernlasten med 2000N, dette gir god sikkerhetsfaktor. I figur 81 er fastlåsnings og fjernlast illustrert. Lasten er påført slik at de lyseblå rørene i figur 83, er der hvor bakvingen skal festes. Simulering kan nå kjøres, og SolidWorks genererer elementnett automatisk. Resultat er vist i figur 83.



Figur 82: Utgangspunkt for fjernlast, $dY=349$, $dX=250.8$

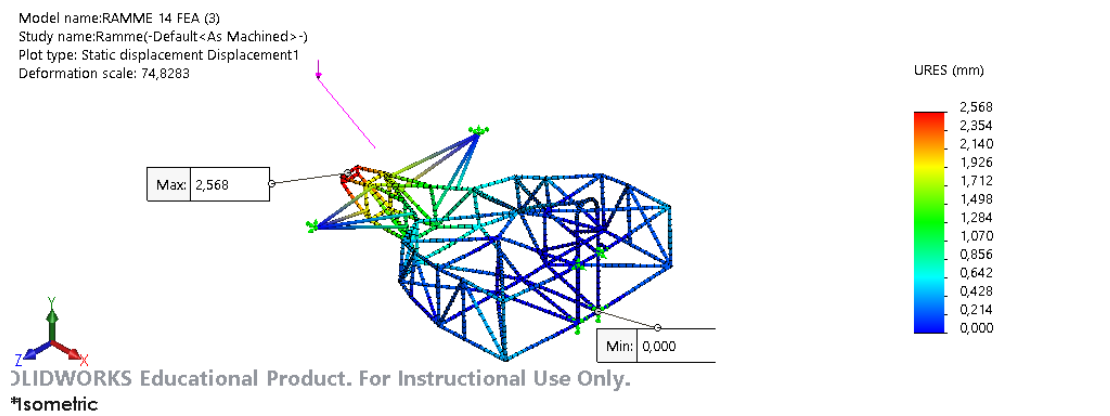
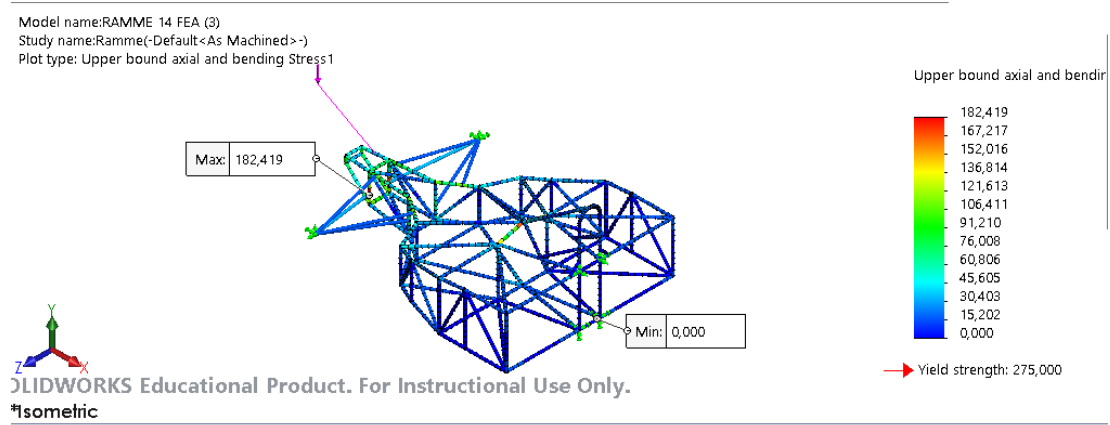


Figur 81: Fastlåsnings og kraft



Figur 83: De lyseblå rørene er innfestningen

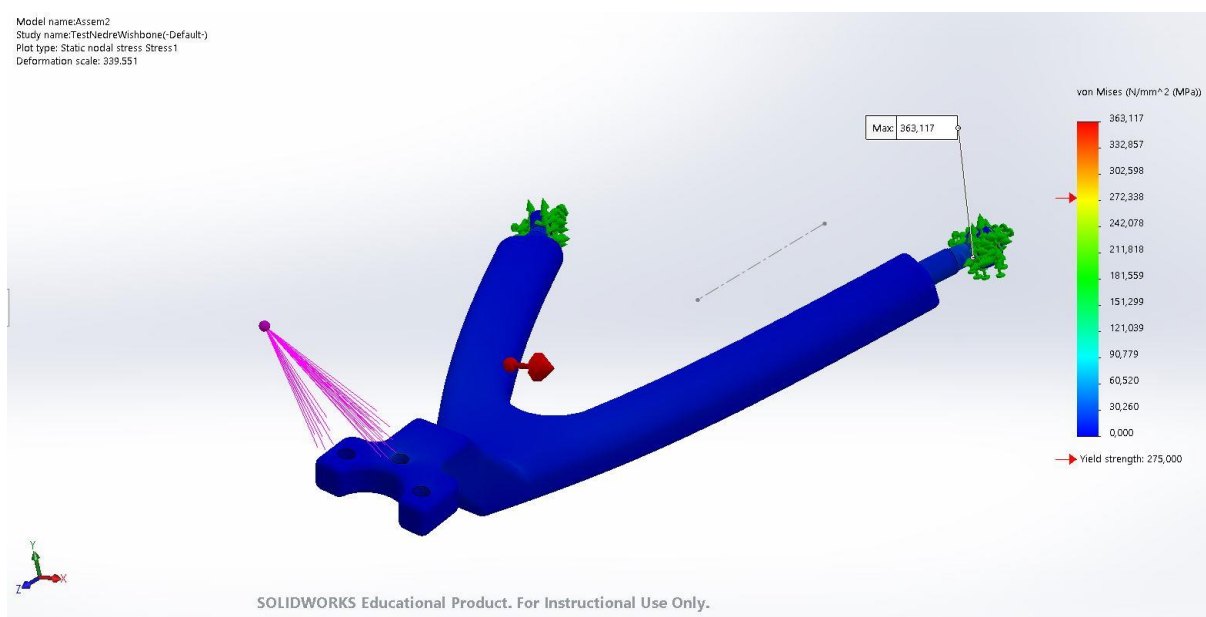
Resultatet av simuleringen viser en maks spenning på 182.419MPa. Resultatet er godt under flytegrensa til materiale, og største resultant forskyvning på 2.568mm vil være elastisk. Halen vil tåle de krefter vingen skaper. (Formula1-dictionary.net, U.Å-a)



Figur 84: Resultat etter simulering: Spennings og forskyvningsplott

3.7.5 Wishbones

Wishbones vil påvirkes med krefter fra alle retninger, som gjør det omtrent umulig å få korrekte resultater i SolidWorks, eller ved håndregning. Det har blitt gjort tester for akselerasjon og oppbremsing. Resultatet gir en indikasjon på om wishbones, og ball-jointene er sterke nok.

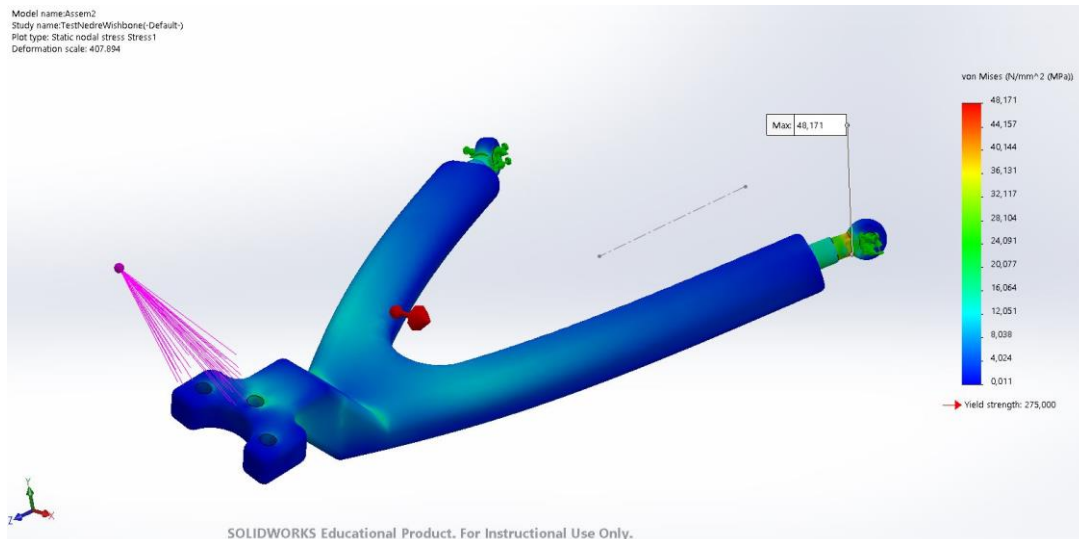


Figur 86: Simulering av nedre wishbone med ball-joint

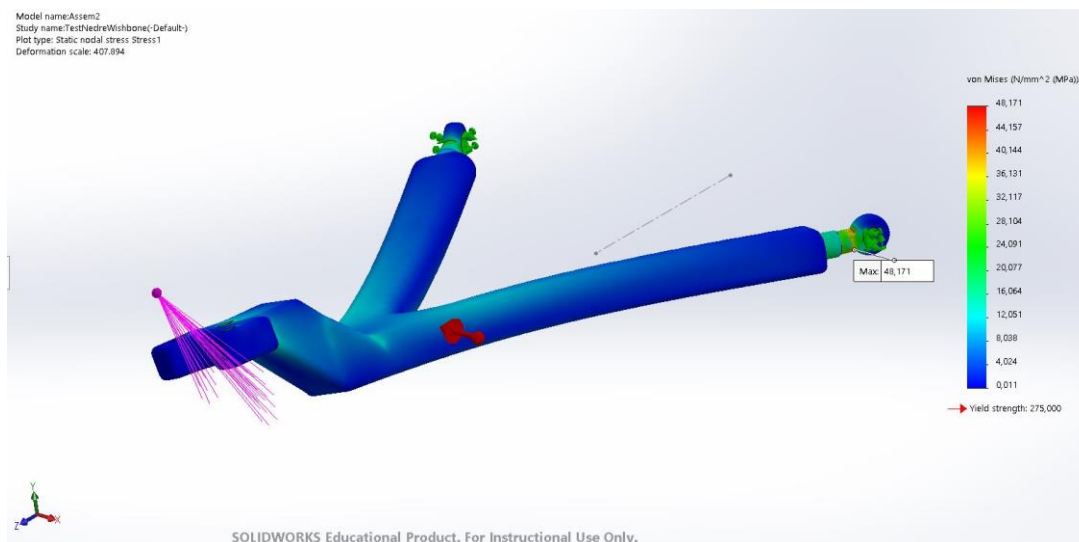
Det ble først simulert wishbones med ball-jointene slik de er designet, vist i 3.6.9. Simulasjonen er vist i figur 86. Fastlåsnings blir satt på kulan. Uten disse fastlåsningsene ville ball-jointen og kulan bli fraskilt under simulering. Singulariteter oppstår i ball-jointen som følge av fastlåsningsene. En slik test vil ikke gi et realistisk bilde på krefter som oppstår.

Gruppen har tatt en antakelse på at en forenklet versjon av ball-jointen, vil kunne brukes under test, for å illustrere krefter som oppstår. Akselerasjon under test, er lik som for analysen til rammen.

Deakselerasjon ble testet med samme tallverdi, da bremsere ikke er bestemt. Det vil ikke være realistisk at bilen oppnår større bremskraft enn dette, med de komponenter som skal brukes. Standard curvature mesh er brukt på disse testene. Nav, hjul og bremsere er simulert som fjernlast, lasten er regnet til 30kg. Akselerasjon og deakselerasjon er simulert som gravitasjonskraft.



Figur 87: Spenninger under akselerasjon for nedre wishbones. Høyeste spenning 48.171MPa

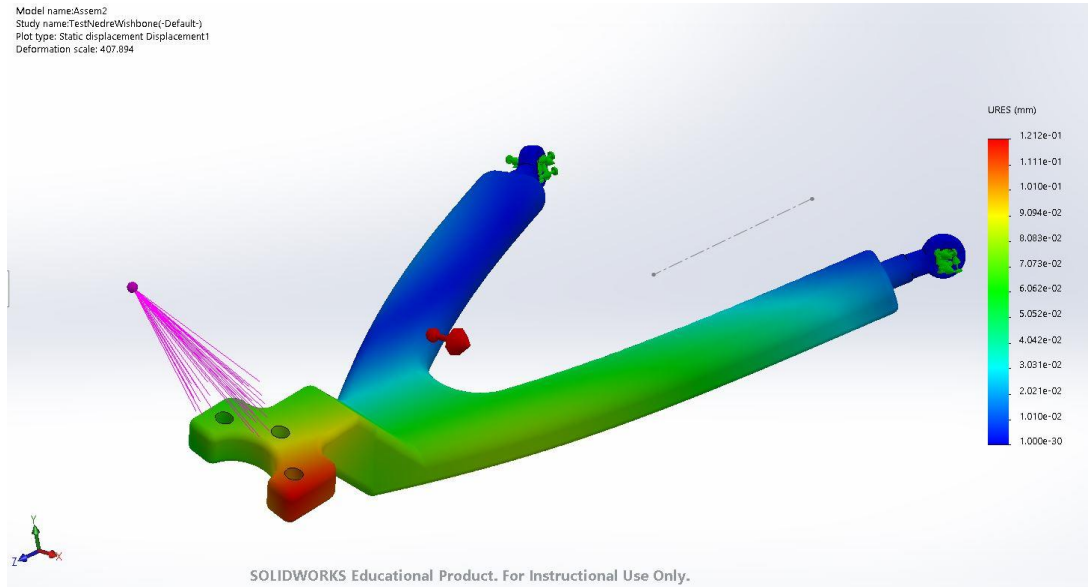


Figur 88: Spenninger under deakselerasjon for nedre wishbone. Høyeste spenning 48.171MPa

Nedre wishbones opplever en maks spenning på 48.171MPa. Spenningen er under flytegrensen. Test av akselerasjon og deakselerasjon viser samme resultat, noe som tilsier at wishbones er like sterke i begge retninger.

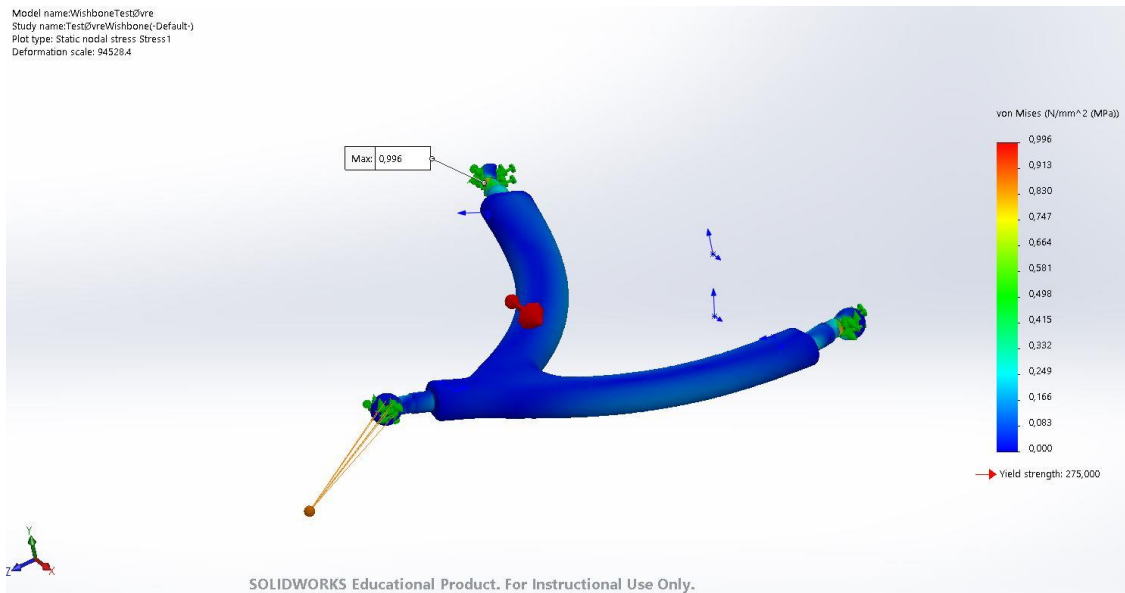
Maks spenninger, og maks forskyvninger har samme verdi for akselerasjon og deakselerasjon. Dette er likt for både øvre og nedre wishbones. Videre vil det derfor kun være bildet av verdiene som oppstår under akselerasjon.

Model name: Assem2
Study name: Test\NedreWishbone(-Default)
Plot type: Static displacement Displacement1
Deformation scale: 407.894

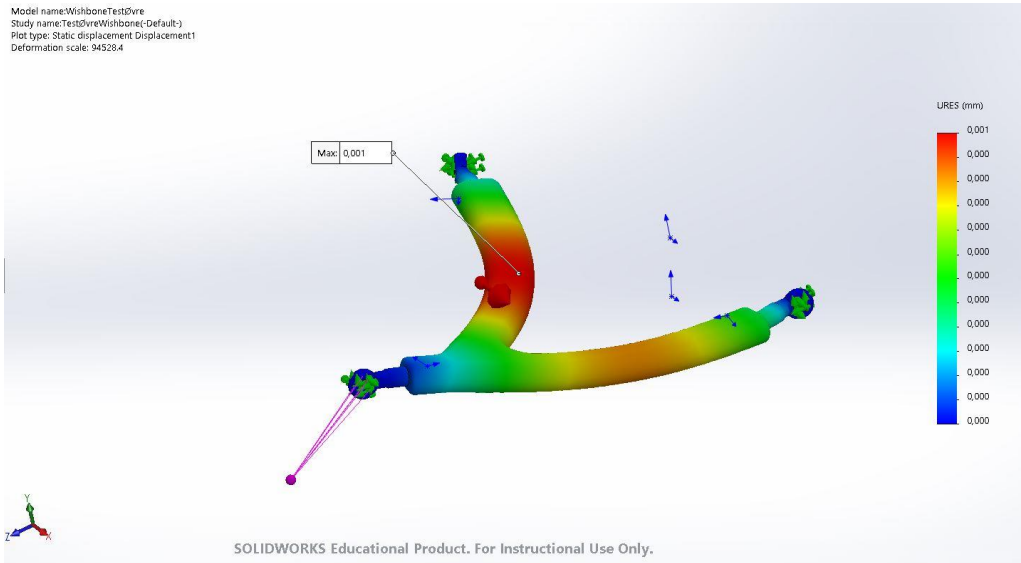


Figur 89: Forskyvninger i materialet under akselerasjon for nedre wishbones. Høyeste forskyvning, 0.1212mm

Model name: WishboneTest0vre
Study name: Test0vreWishbone(-Default)
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 94528.4



Figur 90: Spenninger under akselerasjon for øvre wishbones. Høyeste spenning, 0.996MPa

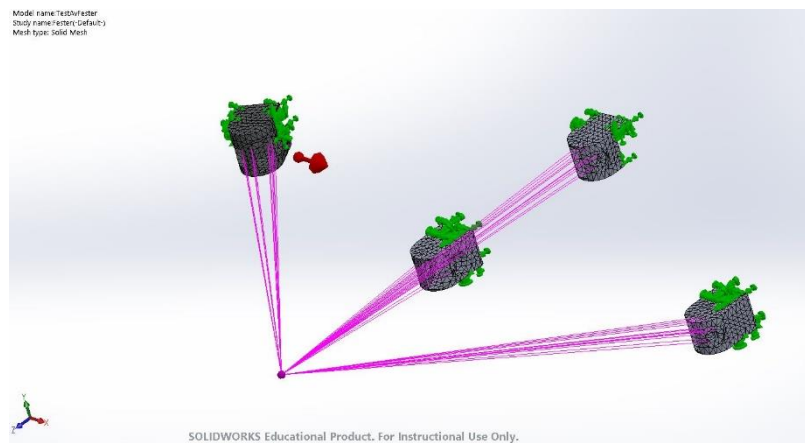


Figur 91: Forskyvning i materiale for øvre wishbones. Høyeste verdi, 0.001mm.

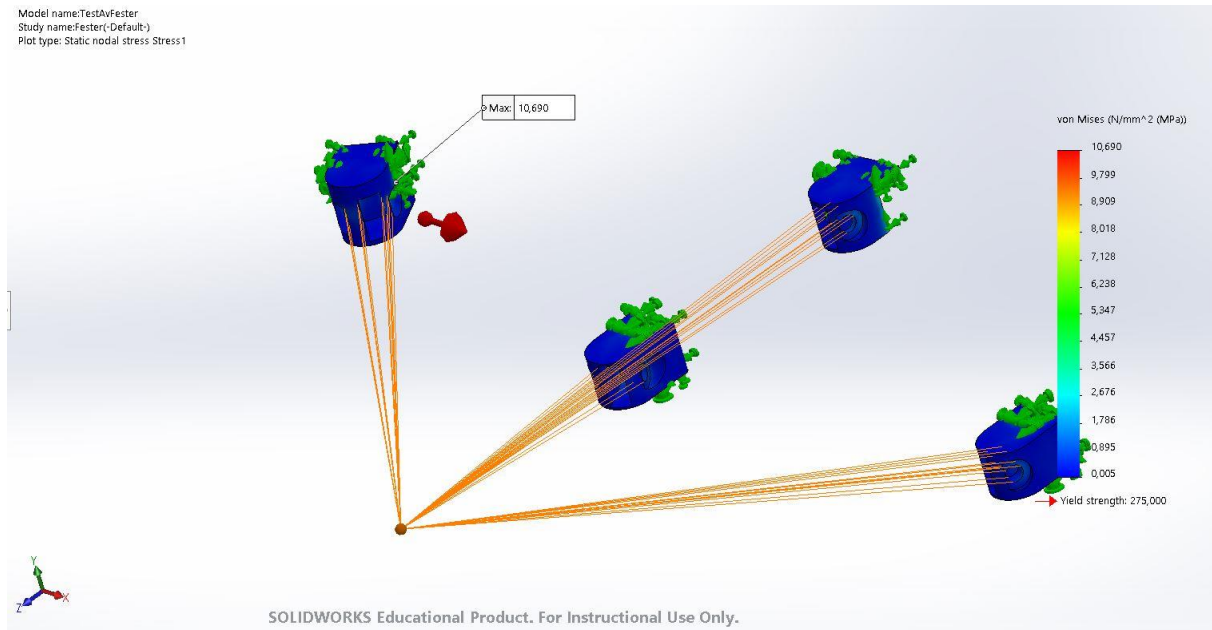
Bildene viser wishbones med fastlåsning på alle steder med skrueforbindelse. Ingen av wishbones opplever store krefter under akselerasjon eller deakselerasjon. Under sving vil store krefter oppstå. Disse kreftene vil trykke, og strekke wishbones, og ball-jointene. Wishbones kan se overdimensjonerte ut på disse testene, men dette er gjort med hensyn til alle kreftene som vil påføres under kjøring av bilen, under varierte forhold.

3.7.6 Innfestning til wishbones

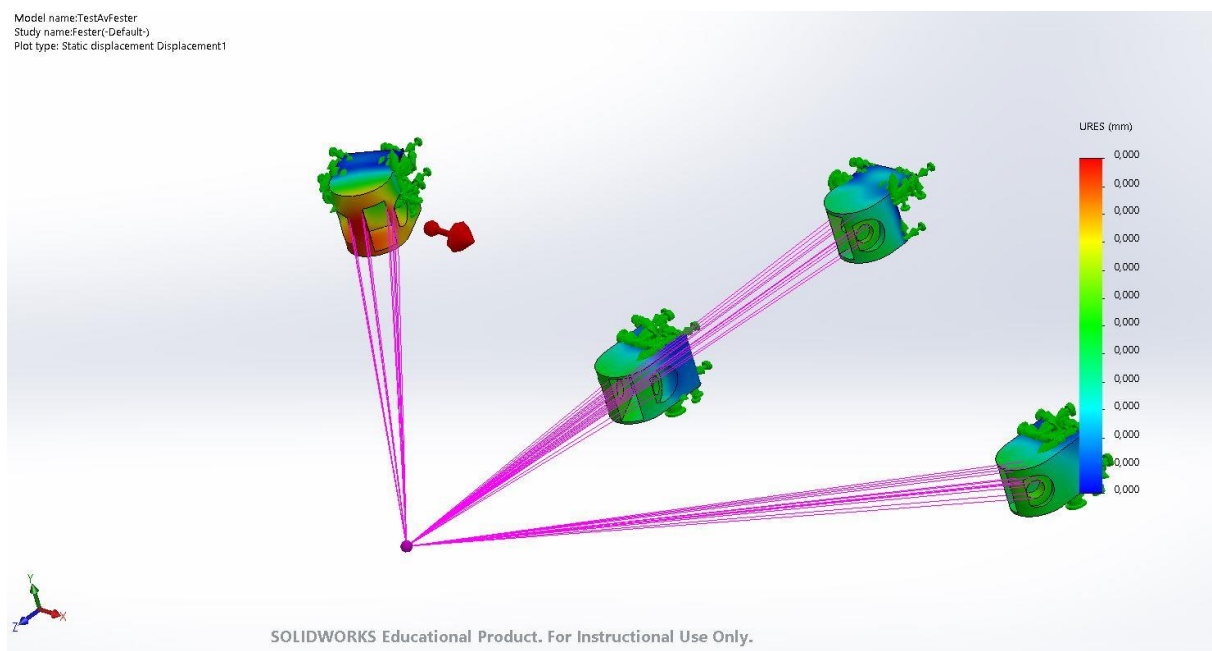
For å simulere festene til wishbones, brukes lineær statisk analyse i SolidWorks. Sveisen til festene testes ikke, i simulasjonen er det valgt fastlåsnings der hvor sveisen vil oppstå. Dette vil da bare sjekke om festene er sterke nok til å tåle de kreftene som oppstår under akselerasjon og brems. I likhet med wishbones, må festene også simuleres i ADAMS. Samme påføring av krefter er brukt, som for wishbones.



Figur 92: Påføring av krefter, fester til wishbones



Figur 93: Spenninger i fester under akselerasjon. Høyeste spenning, 10.690MPa



Figur 94: Forflytning i materialet under akselerasjon i festene til wishbones. Verdien er lavere enn 1×10^{-4} mm.

Under akselerasjon og deakselerasjon er det veldig lave spenninger som oppstår i materialet. Dette er viktig for videre testing i ADAMS. Når festene skal sveises i rammen, settes det krav til tilnærmet lik levetid som rammen.

4 Oppsummering

I denne oppgaven var formålet å forske frem drivlinje, og designe bakre chassis for en fungerende versjon av replika bilen.

Det ble forsket frem at en wankelmotor fra Mazda RX-7 vil gi effekt, størrelse, vekt, lyd og pris etter eiers ønske. Eier gikk til innkjøp av motor, og tilhørende girkasse fulgte med. Dette var en utfordring med tanke på plass, og komponentplassering.

Løsningen ble en spesialtilpasset rørramme i S355JR, som tar hensyn til alle bestemte komponenter, uten å endre skallet. Rørrammen har vært gjennom flere FEM analyser som har kvalitetssikret designet. Analyser og beregninger tilsier at rammen skal kunne fungere uten deformasjon når den blir utsatt for krefter under kjøring

Dempersystemet oppnådde alle designforventinger med tanke på plass og bevegelse. Systemet er konstruert rundt girkassen, og bruker den sammen med rammen som avstiving. Denne løsningen blir sett på som beste alternativ med RX-7 girkassen. Rocker, stabilisatorstag, og demperarm har alle arbeidsrom til å bevege seg, men designet er overdimensjonert med tanke på videre simuleringer. Dersom systemet er underdimensjonert, vil simuleringer feile, og designet vil være forgjeves.

Alle fester og deler er designet for å håndtere større vandring enn det som er mulig å oppnå i dempersystemet. Fester er designet på en slik måte at det kan produseres og monteres, uten å kreve millimeterpresisjon. Kjørehøyde er oppnådd. Wishbones er designet med tanke på roll center, og vinklene: toe-angle og camber-angle. Vinklene kan justeres lavere eller høyere enn det som kan forventes på en slik bil.

Ball-joints ble designet slik at wishbones og komponenter i dempersystemet kan monteres.

Differensial må bestemmes på et senere tidspunkt. Det har blitt laget plass for differensial, bestemt høyde for kraftakselen, og gjort slik at ingen nåværende løsninger kommer i kontakt med drivakslene.

FMEA har blitt utført for alle komponenter som er blitt designet av gruppen, se vedlegg 5.4.

Omfanget av oppgaven har gitt en bred forståelse for påvirkningen mellom de forskjellige systemene. Dette har styrket gjennomføringsprosessen og fungert som et kvalitetssikringsverktøy under konstruksjonen. Hvert system må gi og ta for et best mulig sluttresultat. Alle beslutninger som er tatt, er gjort med hensyn på sikkerhet og brukervennlighet, der systemet som har minst påvirkning har måtte redesignes.

I samråd med veileder ble det bestemt at alle CAD-filer skulle plasseres på en minnepenn, og leveres til veileder. CAD-filene er kvalitetssikret mot hverandre, og kan brukes i videre arbeid av replika bilen.

4.1 Videre arbeid

4.1.1 Innfestning til monocoque

Eksakt posisjon for innfestning til monocoque ble aldri gitt av gruppen som hadde dette ansvaret. Når eksakt posisjon er bestemt må rammen kontrolleres rundt innfestningspunktene, dersom det mangler styrke/stivhet må rammen forsterkes der det kreves.

4.1.2 Krasjtest

Krasjtest må utføres på rammen. Gruppen gjorde et forsøk ved å bruke Ansys, men dette tillot seg ikke med studentversjonen, fikk opp feilmelding om for mange noder og elementer da simulasjon skulle kjøres. Ifølge NTNU sine sider skulle det være mulig å kontakte Ansys ambassadør for tilgang, men fakultetet gruppen tilhører er ikke med i spleiselaget og gruppen fikk derfor avslag på lisens (avslag ligger i vedlegg 5.4).

Etter samtale med veileder vil gruppen anbefale å bruke Abaqus for å simulere krasj. Programvaren kan kjøre ikke-lineære analyser og kan derfor håndtere deformasjoner og spenninger som foregår i plastisk sone.

Krasjtestene som må gjøres er følgende:

- Sideveis krasj, det er rammen som tar opp kreftene dersom bilen går sideveis i veggen.
- Rull, må sikre at veltebøylen tåler kreftene.

- Krasj hvor bakenden er først i veggen, at bakenden komprimeres under krasj er ikke så farlig, men det som er kritisk er dersom kreftene videreføres slik at veltebøylen deformerer over fører.
- Er drivlinjen sikret godt nok slik at den ikke sklir mot fører under frontkrasj? Er monocoque solid nok til å tåle kreftene dersom det skjer?

Dersom det skulle vise seg at rammen ikke er trygg under krasj, kan følgende løsninger være aktuelle:

- Dersom veltebøylen gir etter, kan det designes en karbonfiber stolpe i nærheten av veltebøylen for å hjelpe med å ta opp kreftene.
- Svake partier kan forsterkes med materiale med høyere flytegrense.
- Kan endre materiale på hele rammen.

4.1.3 Hjuloppheng

Sammenstillingsmodellen med wishbones, fester og dempersystem må kjøres i ADAMS eller software med lignende egenskaper. Programmet må klare å simulere overføringskrefter mellom bevegelige deler under forskjellige kraftpåkjenninger.

Alle deler i hjulopphengene er overdimensjonert i forhold til vekt/styrke. Optimalisering innen kostnadsrammene må påberegnes videre arbeid.

Demper og fjær må kjøpes inn når tester er gjort, slik at systemet får riktig oppsett med tanke på kjøreegenskapene til bilen, og vekten til bilen.

Endelig CoG må regnes ut når bilen er produsert, og det må utføres en rekke tester og målinger. Utrengningen er derfor umulig å gjennomføre per nå. Bilen må løftes opp, både foran og bak, for å kalkulere hvordan vektene forflytter seg. Flere CoG kalkulatorer kan finnes på internett. Når CoG er regnet ut, kan fjær og demper bestemmes. Når disse er bestemt, kan det regnes ut frekvens på wishbones.

Bremser må bestemmes.

4.1.4 Innfestingspunkt til dempersystemet og girkassen.

Materialvalget her kan variere ut ifra hvordan fastsettingen skal gjøres. Ønsker eier at denne delen fast sveises i rammen, må designet slankes slik at vekten ikke blir for stor. Denne slankingen skjer i takt med simuleringen av systemet. Vekt kan ikke gå på bekostning av sikkerheten til bilen. Analysene som kjøres må kvalitetsikres.

4.1.5 Motor, girkasse og differensial

Plassering for tilleggsutstyr til motor, og eventuelle kjølekanaler tilhørende motor må bestemmes/designes. Motorfester må testes.

Modifisere løsning for sekvensielle gir på girkassen.

Differensial må bestemmes ut ifra rammen og girkassen, og det må designes festepunkt til denne.

Litteraturliste

- AB, S. T. (2020) *Volvo M45 Dogbox*. Tilgjengelig fra: http://www.sellholm.se/volvo-m45-dogbox?fbclid=IwAR3nZpjveansLGycwIxulLr4WYZiqfNRQ_mPYlvIEvelD6sETNIwe4WRvc0 (Hentet: 27.04 2020).
- Aid, F. (2000) *Automotive Math Handbook*. USA: MBI Publishing Company.
- Astrup.no (U.Å) *EN AW-7075*. Tilgjengelig fra: <https://astrup.no/Materialer-Produkter/Materialer/Aluminium/Aluminium-bolt/Fanegruppe/Legeringer> (Hentet: 10.05. 2020).
- Brain, M. og Threewitt, C. (U.Å) *How Manual Transmissions Work*. Tilgjengelig fra: https://auto.howstuffworks.com/transmission1.htm?fbclid=IwAR3eRH6KeXKBHvz4kddOW7Fxmogz6F3qOc8K_oFysfnfwcGqarTTz0j5e8 (Hentet: 08.05. 2020).
- Brown, R. (2010) *2009 Honda CBR600RR-ABS-It really works!* Tilgjengelig fra: <https://www.motorcyclistonline.com/2009-honda-cbr600rr-abs-it-really-works/> (Hentet: 06.02 2020).
- Burns, J. (2011) *206-MPH 600!- Special Feature*. Tilgjengelig fra: <https://www.cycleworld.com/2011/01/26/206-mph-600-special-feature/?fbclid=IwAR1OBXerGb8D3ZFvYGW8GBnZkJTGTVIFehb1PYPdplx4yDoHuUimIsbeYSY> (Hentet: 06.02 2020).
- Clarke, D. (2018) *4WD single seat hayabusa powerd dune buggy*. Tilgjengelig fra: <https://grabcad.com/library/4wd-single-seat-hayabusa-powered-dune-buggy-1?fbclid=IwAR0nS9sH5ehDbIwnFa1YPILeLxzVkMmiLujuix8wyxaqDqkYLiIBTT8MLi8> (Hentet: 07.02 2020).
- classicmotorracingclub (2017) *Chassis stiffness and tuning – how much is nough?* Tilgjengelig fra: <https://classicmotorracingclub.nz/chassis-stiffness-and-tuning-how-much-is-enough/> (Hentet: 22.04. 2020).
- Comsol (2017) *An Introduction to the Finite Element Method*. Tilgjengelig fra: <https://www.comsol.com/multiphysics/finite-element-method> (Hentet: 03.04. 2020).
- Counterman (2014) *Turbochargers Increase HP*. Tilgjengelig fra: <https://www.counterman.com/turbochargers-increase-engine-power-output/?fbclid=IwAR19NIXJCqGnWb42JyFnSSpiWmm70Uj2XogVGGELjzSvWdaVO0DZ32aujzs> (Hentet: 06.02. 2020).
- Creaform3D (2020a) *Handyscan 3D*. Tilgjengelig fra: <https://www.creaform3d.com/en/portable-3d-scanner-handyscan-3d> (Hentet: 02.02 2020).
- Creaform3D (2020b) *VXmodel: Scan-to-CAD Software module*. Tilgjengelig fra: <https://www.creaform3d.com/en/metrology-solutions/3d-applications-software-platforms/vxmodel-scan-cad-software-module> (Hentet: 02.02 2020).
- Cycles, R. (2018) *Boosted: RNO'S WILD TURBOCHARGED HONDA CBX 1000*. Tilgjengelig fra: https://www.bikeexif.com/honda-cbx-1000-turbocharger?fbclid=IwAR0kF2jBRVT9ch_x39kAyc4xfp3QyXIVHqcvCJUmfM3T5ddynerJit0zW9c (Hentet: 14.02 2020).
- Engineering Explained (2015) *Engineering Explained: How Sequential Transmissions Work*. Tilgjengelig fra: https://www.carthrottle.com/post/engineering-explained-how-sequential-transmissions-work/?fbclid=IwAR3eRH6KeXKBHvz4kddOW7Fxmogz6F3qOc8K_oFysfnfwcGqarTTz0j5e8 (Hentet: 08.05. 2020).

- Formula1-dictionary.net (U.Å-a) *Wings*. Tilgjengelig fra: <http://www.formula1-dictionary.net/wings.html> (Hentet: 08.05. 2020).
- Formula1-dictionary.net (U.Å-b) *Toe*. Tilgjengelig fra: http://www.formula1-dictionary.net/toe.html?fbclid=IwAR3Kdpee2aVaAo2BWjTBtcYk7qA9fEo-A1VCLsxPFagY0jjSqoC_G2rG31c (Hentet: 04.02. 2020).
- Formula1-dictionary.net (U.Å-c) *Ride Height*. Tilgjengelig fra: http://www.formula1-dictionary.net/ride_height.html (Hentet: 19.03. 2020).
- Formula1-dictionary.net (U.Å-d) *Diffuser*. Tilgjengelig fra: <http://www.formula1-dictionary.net/diffuser.html> (Hentet: 19.03 2020).
- Formula1-dictionary.net (U.Å-e) *Rake Angle*. Tilgjengelig fra: http://www.formula1-dictionary.net/rake_angle.html (Hentet: 19.03. 2020).
- Formula1-dictionary.net (U.Å-f) *Roll Structure, Roll Cage, Roll bar, Roll hoops* Tilgjengelig fra: http://www.formula1-dictionary.net/roll_structure.html (Hentet: 05.05 2020).
- G.Martin (2018) *Ducati bevel - Koni Damper*. Tilgjengelig fra: <https://grabcad.com/library/ducati-bevel-koni-damper-1> (Hentet: 05.04 2020).
- Greg (2012) *1000 CBX engine*. Tilgjengelig fra: https://grabcad.com/library/1000-cbx-engine?fbclid=IwAR0BYF2aR7dd_RcHtm-143mOxZ5I7rWU-XxjUwuUbhJyMM0P5gmz8pd9_0 (Hentet: 14.02 2020).
- Gutierrez, J. A. (2019) *CBR 600 rr engine*. Tilgjengelig fra: https://grabcad.com/library/cbr-600-rr-engine-1?fbclid=IwAR3sq6912nw7ld-luz0etAMFjpCMWqGg3vKJYpq3ARHppDXyAuB1jvo_CI (Hentet: 06.02 2020).
- JEGS (2020) *Moroso Street/Strip oil pan Mazda 13B Rotary Engine*. Tilgjengelig fra: https://www.jegs.com/i/Moroso/710/20942/10002/-1?fbclid=IwAR0IJq248cTBnEG1-jEG25D8UdJj_NmFNBhqWATp3LF6kdpBosXFxSYu_NI (Hentet: 14.02 2020).
- Johansen, H. *Materiallære*. Tilgjengelig fra: <http://www.ansatt.hig.no/henningj/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/plastmateriale/Materiallaere-plast-forelesningnotater.pdf> (Hentet: 17.03 2018.).
- Kaele (2017) *Mazda RX-7 Spirit-R typeA*. Tilgjengelig fra: <http://kaele.com/~kashima/car/rx7aspec.html?fbclid=IwAR3FHhPyV00SpE36iSag4s0JVUAoMS0Ra3RFDNU2Kc37LEMrmGKJtw3TNlg> (Hentet: 05.05 2020).
- Koski, A. (2014) *Suzuki GSX-R1000 engine 3D CAD Model*. Tilgjengelig fra: https://www.3dcadbrowser.com/3d-model/suzuki-gsx-r1000-engine?fbclid=IwAR3sq6912nw7ld-luz0etAMFjpCMWqGg3vKJYpq3ARHppDXyAuB1jvo_CI (Hentet: 13.02 2020).
- Magda, M. (2014) *Turbucharged 1.3-liter Hayabusa seeking 350+ Horsepower on Dyno*. Tilgjengelig fra: <https://www.enginelabs.com/news/turbocharged-1-3-liter-hayabusa-seeking-350-horsepower-on-dyno/?fbclid=IwAR1-m9ZkgD93hGtlwbttwSLeB1JKoX1kzq7QzYtpmyOcR63SigJ730mQxfY> (Hentet: 07.02 2020).
- MAT Foundry Group (U.Å) *HOW DOES A DIFFERENTIAL WORK?* Tilgjengelig fra: https://www.matfoundrygroup.com/News%20and%20Blog/How_Does_A_Differentia_1_Work?fbclid=IwAR2FqO2ij4wRQMDzHOj94gypbGIwTTYbKIs1ArU9umd23_oal0Y1kWC0sA (Hentet: 08.05. 2020).
- MCS (2020) *Suzuki GSX-R 1000*. Tilgjengelig fra: https://www.motorcyclespecs.co.za/model/suzu/suzuki_gsxr1000%2007.htm?fbclid=IwAR03MtPFGodck3Aj9itaOIMb0c_qDfDvgiS1yhVmXxZCTzTgjGn2Z1AQBN8 (Hentet: 13.02 2020).

- Meccanica.uit (U.Å) *Spenninger i flere retninger*. Tilgjengelig fra: <http://meccanica.uit.no/fasthet/flerakset.htm> (Hentet: 03.04. 2020).
- Mendes, R. M. (2018) *Roda Pirelli de F1*. Tilgjengelig fra: <https://grabcad.com/library/roda-pirelli-de-f1-pirelli-f1-wheel-rim-1> (Hentet: 18.03 2020).
- Motorreviewer *Mazda 13B Rotary 1.3L Engine Review*. Tilgjengelig fra: https://www.motorreviewer.com/engine.php?engine_id=101&fbclid=IwAR1j3LQGA5MSIuSdYNQUMiDavc5oNTuQnDT9Kw1FTDCGVoY4x9yk5fa-Sks (Hentet: 14.02 2020).
- Nepia, S. (2015) *Mazda 13B Rotary shortblock*. Tilgjengelig fra: <https://grabcad.com/library/mazda-13b-rotary-shortblock-1?fbclid=IwAR06TjWWcRQdDWAcNrInt-iCWNtrdZqhcRkEMogYFmRMmHIRZGlxaQyER0k> (Hentet: 14.02 2020).
- Onlinemetals (U.Å) *4130 Product Guide*. Tilgjengelig fra: <https://www.onlinemetals.com/en/product-guide/alloy/4130> (Hentet: 05.05. 2020).
- Parry, T. (2018) *The appeal of push-rod suspension: Why and why not*. Tilgjengelig fra: <https://www.turnology.com/tech-stories/brakes-suspension/appeal-pushrod-suspension/> (Hentet: 15.02 2020).
- PLM Group (U.Å) *SOLIDWORKS 3D CAD – Intuitive verktøy for innovative design*. Tilgjengelig fra: <https://plmgroup.no/solidworks/> (Hentet: 19.03. 2020).
- Sellsteels (U.Å-a) *S235JR*. Tilgjengelig fra: <http://www.sellsteels.com/steel-plate/S235JR.html> (Hentet: 05.05. 2020).
- Sellsteels (U.Å-b) *S355JR*. Tilgjengelig fra: <http://www.sellsteels.com/steel-plate/S355JR.html> (Hentet: 05.05.2020 2020).
- SK8215 (2018a) *Suspension Geometry - Part 2 (Roll Center, Double Wishbone, MacPherson Strut)*. Tilgjengelig fra: https://www.youtube.com/watch?v=oh535De4hKg&t=324s&fbclid=IwAR0vHSXq2LnIf--HFVfA8YLy90_rC1ITXqcpjVH290ZnKo9WspK mz0fiE-I (Hentet: 04.02. 2020).
- SK8215 (2018b) *Suspension Geometry - Part 1 (Camber, Toe, Caster, KPI, Scrub Radius)*. Tilgjengelig fra: <https://www.youtube.com/watch?v=VbReLNi2JP4> (Hentet: 04.02. 2020).
- Snl (2017) *Resonans*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/resonans> (Hentet: 01.05.2020 2020).
- Solidworks (2020) *Assumptions of Linear Static Analysis*. Tilgjengelig fra: https://help.solidworks.com/2018/english/SolidWorks/cosmosxpresshelp/c_Assumptions_of_Linear_Static_Analysis.htm (Hentet: 30.04. 2020).
- Staniforth, A. (1999) *Competition car suspension, design, construction, tuning*. USA: Haynes Publishing.
- Steelnavigator (U.Å-a) *S235JR*. Tilgjengelig fra: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/s235/> (Hentet: 05.05. 2020).
- Steelnavigator (U.Å-b) *S355JR*. Tilgjengelig fra: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/s355/> (Hentet: 05.05. 2020).
- Sulayfani, B. J. A. og Saaed, T. E. (2008) *Optimization of space frame design*. (1). Researchgate.net: University Of Mosul. Tilgjengelig fra: https://www.researchgate.net/publication/283734100_OPTIMIZATION_OF_SPACE_FRAME_DESIGN (Hentet: 01.05.2020).
- Sultana, J. (2018) *Formula 1 car Ride height*. Tilgjengelig fra: <https://formulaoneinsights.com/formula-1-car-ride-height/> (Hentet: 19.03. 2020).
- Tebby, S., Esmailzadeh, E. og Barari, A. (2011) *Methods to Determine Torsion Stiffness in an Automotive Chassis*. (1). Ijert.org: University of Ontario. Tilgjengelig fra: http://cadanda.homestead.com/CAD_PACE_1_67-75.pdf (Hentet: 17.04.2020).

- Tingstad (2020) *Tiltrekningsmomenter*. Tilgjengelig fra: http://www.tingstad.no/upload_images/2ee0d934918d42a183f760a9bd6edf8a.pdf (Hentet: 10.05 2020).
- Wang, Y., Chen, Y. og Tsai, G.-C. (2012) *Frequency Analysis and Optimization Design of Car Powertrain. Mounting Systems Based on ADAMS*. Trans Tech Publications, Switzerland. Tilgjengelig fra: <https://books.google.no/books?id=1wu2DwAAQBAJ&pg=PA1131&lpg=PA1131&dq=Natural+frequency+in+hz+car+engine&source=bl&ots=oIk3ORI1n7&sig=ACfU3U0MMopMMHL8h-yDf8am8Pf8dyMrKw&hl=no&sa=X&ved=2ahUKEwjRu9KOo7bpAhUQxYsKHSIYDycQ6AEwC3oECAkQAO#v=onepage&q=Natural%20frequency%20in%20hz%20car%20engine&f=false>.
- Weerawut og Rodkwan (2020) *Design of the Space Frame Racing Car Front Clip and Rear Clip for Torsional Rigidity*. (1). Researchgate.net: Kasetsart University. Tilgjengelig fra: https://www.researchgate.net/publication/228731642_Design_of_the_Space_Frame_Racing_Car_Front_Clip_and_Rear_Clip_for_Torsional_Rigidity.
- Wikipedia (2019a) *Space frame*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Space_frame (Hentet: 19.03 2020).
- Wikipedia (2019b) *Honda CBX*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Honda_CBX?fbclid=IwAR1Wot3dT8qymoXyVL7-Da6c1Fa7ZcobEWO6EuPJOAPLUmqKI5DQrl6CQSo (Hentet: 14.02 2020).
- Wikipedia (2019c) *Resonans*. Tilgjengelig fra: <https://no.wikipedia.org/wiki/Resonans> (Hentet: 01.05. 2020).
- Wikipedia (2019d) *41xx steel*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/41xx_steel (Hentet: 05.05. 2020).
- Wikipedia (2020a) *Engine*. Tilgjengelig fra: <https://en.wikipedia.org/wiki/Engine?fbclid=IwAR0qeMxPscLsYXZh6RmwBVB8AtMcbSh8uuaLMJTOBL1yzdSDASwfVT0dqQ4> (Hentet: 03.05 2020).
- Wikipedia (2020b) *Wankel engine*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Wankel_engine?fbclid=IwAR0QOSxAhYWzmON3naAoHsmh0OeFXA6yknXy1v-CpQfqC8rWZVFP9R_7DbI (Hentet: 14.02 2020).
- Wikipedia (2020c) *Pull-rod suspension*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Pull-rod_suspension (Hentet: 15.04 2020).
- Wikipedia (2020d) *BMW K1600*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/BMW_K1600?fbclid=IwAR38H_GOrxyO1xbBumofpaVN_zZqfWzJrqUSIpB6w0KpX6M41WrC9Ns91c (Hentet: 14.02 2020).
- Wikipedia (2020e) *Formula One engines*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Formula_One_engines?fbclid=IwAR2ZXwtYKGtP4if6xxMw2zBnmuWY7sZCHI5T3aWlbDPQSehpS6dAUmTbPn8 (Hentet: 14.02 2020).
- Wikipedia (2020f) *Suzuki Hayabusa*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Suzuki_Hayabusa?fbclid=IwAR0wMqJP8JpiPAzRBvpUrZFKzVyo1vvlV0dJ7N-Ns97SngNjG3KnsUwz0c (Hentet: 07.02 2020).
- Wikipedia (2020g) *von Mises yield criterion*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Von_Mises_yield_criterion (Hentet: 03.04. 2020).
- Wikipedia (2020h) *Wankel engine*. Tilgjengelig fra: https://en.wikipedia.org/wiki/Wankel_engine (Hentet: 06.05 2020).
- Williams, M. (2015) *Car damper*. Tilgjengelig fra: <https://grabcad.com/library/car-damper-1> (Hentet: 15.05 2020).

Youssef, A. M. M. og A.Elhaddad, D. M. (2015) *Finite Element Modeling and Analysis of Vehicle*

Space Frame with Experimental Validation. (4). Ijert.org: Higher Technological Institute & Arab Academy for Science

Tilgjengelig fra: <https://www.ijert.org/research/finite-element-modeling-and-analysis-of-vehicle-space-frame-with-experimental-validation-IJERTV4IS070827.pdf>.

5 Vedlegg

5.1 Vitenskapelig Metode

5.1.1 Gruppe 6

Jonas Ø. Bakken, Morten M. Olavsbråten og Bjørnar B. Nyhus

5.1.2 Tema:

- Konstruering av Ferrari F399, replika.

5.1.3 Resultatmål:

- Forske frem et fjæringssystem, innfestingsmekanisme og vinkling på innkjøpte wishbones slik at bilen kan kjøres i forsvarlig stand.
- Forske frem en ramme som passer overens, og til deler nåværende eier har kjøpt, og som eier kan benytte seg av i ferdigstilling av bil.

5.1.4 Foreløpig problemstilling:

Hvordan konstruere en bakstilling til mockup modellen som kan brukes i henhold til bestemte begrensninger?

- Hvilken modell skal benyttes i konstrueringen av fjæring?
- Hvilken fjæring skal brukes?
- Hvor skal fjæringen plasseres?
- Hvilket materiale egner seg best i konstruksjon av ramme? (vekt og styrke)
- Hvilke sikkerhetsmarginer skal beregnes inn?

5.1.5 Definisjon:

Fjæring/demper:

- En komponent og/eller et system som tar opp bevegelsesenergi, og konverterer det til varme. Består ofte av deler som beveger seg om hverandre, og gradvis demper energien når den oppstår.

Girkasse:

- En del av drivlinjen som overfører kraften fra motor til hjulene. Girkassen er med å bestemme hvilket forhold, kraften skal utnyttes på hjulene.

Differensial:

- Sitter enten integrert på girkassen eller eksternt. Viderefører dreiemoment fra en aksel til to forskjellige aksler. Dette gjør det mulig at to ulike aksler som får tilført samme kraft, kan roteres med forskjellig hastighet.

5.1.6 Objektet som undersøkes:

- Ferrari F399 replika

5.1.7 Teoretiske variabler:

Teoretisk variabel	Indikator
Design	-Valg av fjæringsmodell -Fjærlengde, dempervandring -Motor-/girkasse ramme -Muligheter for å ta ut motor/girkasse -Valg av girkasse -Valg av motor -Størrelse og utforming hjuloppheng
Material	-Valg av demper/fjær -Valg av materiale til ramme -Valg av materiale på hjuloppheng
Indikator	Konkretisert variabel

Valg av fjæringsmodell	Push-rod, pull-rod etc.
Fjærlengde, dempervandring	Optimaliseres, og kan ikke overskride begrensninger som er satt i forhold til kjørehøyde.
Motor-/girkasse ramme	Må designes slik at den passer til de deler som allerede er kjøpt.
Muligheter for å ta ut motor/girkasse	Bygges som et system som kan løsnes og festes.
Valg av girkasse	Må tåle kreftene til motoren og passe inn i chassiset.
Valg av motor	Må passe inn i chassiset.
Størrelse og utforming hjuloppheng	Må passe til wishbones-ene som allerede er kjøpt.
Valg av demper/fjær	Må ikke overskride det eier er villig til å betale. Må ha riktig fjærkonstant i forhold til utregning.
Valg av rammematerial	Vektbalanse, og styrke.
Valg av materiale på hjuloppheng	I forhold til allerede kjøpte wishbones, og de begrensninger som er satt.

5.1.8 Delmål

- Sette opp en liste over alle innvirkende komponenter som skal brukes i sammenstillingen, for så å sette opp et regnskap over utestående deler som må konstrueres eller kjøpes inn.
- Designe modellforslag til bakstillingen. Se på ulike måter, og bestemme hvilke design som skal brukes.
- Sette sammen alle designede deler grafisk, som en komplett løsning.

5.1.9 Prosjektplan

Hva skal gjennomføres	Hvordan?
Skanne nåværende skall som står i laben	Ved bruk av Handyscan 3D, skannes en detaljert modell av bilen. Denne har en

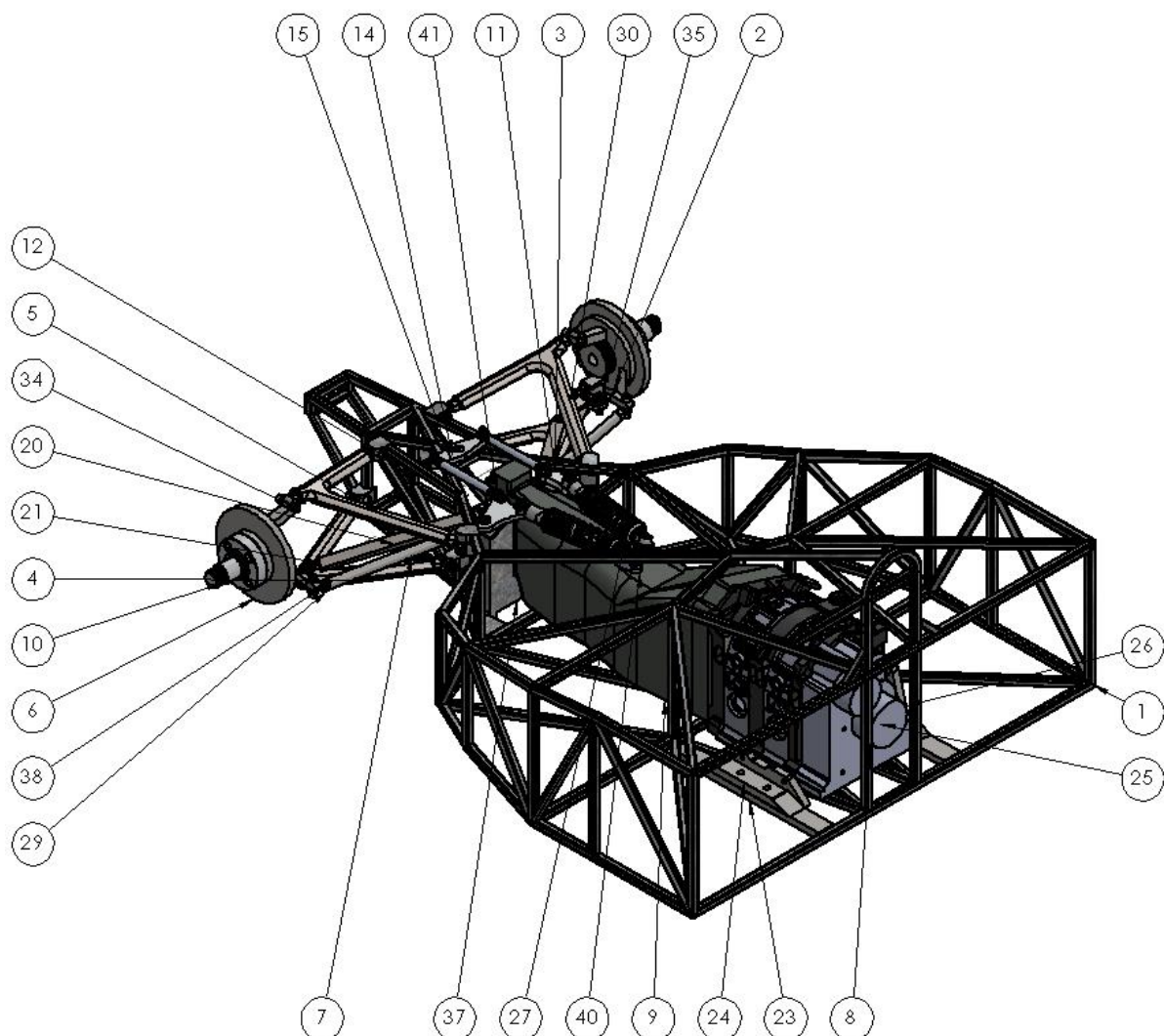
	nøyaktighet på 0.2 mm, og vil gi den mest nøyaktige modellen som gruppen har tilgang på.
Finne ulike ramme og fjæringsteorier basert på litteraturen som eksisterer, og forskningen som har blitt gjort	Ved å bruke tildelt litteratur, og søk på internett. Sammenligne løsninger fra F1 og vanlige biler.
Konstruere ulike oppbygninger av drivlinjen, både digitalt med CAD, og med testmodeller	Bruke solid Works til å designe modeller, og Prusa Mk3 til å fremstille modellene i miniatyrskala.
Optimalisere konstruksjonen	Ved bruk av FEM-analyser og håndregning, kommer gruppen frem til den beste konstruksjonen basert på de opplysninger og rammer som er bestemt.

5.1.10 Slutt problemstilling

Forske frem drivlinje, og designe bakre chassis.

- Hvilken drivlinje skal brukes?
- Hvordan skal rammen konstrueres?
- Hvilken materialet skal rammen konstrueres i?
- Hvilket dempersystem skal brukes?
- Hvilke komponenter skal brukes i hjulopphenget?

5.2 Deleliste for alle komponenter i sammenstillingen

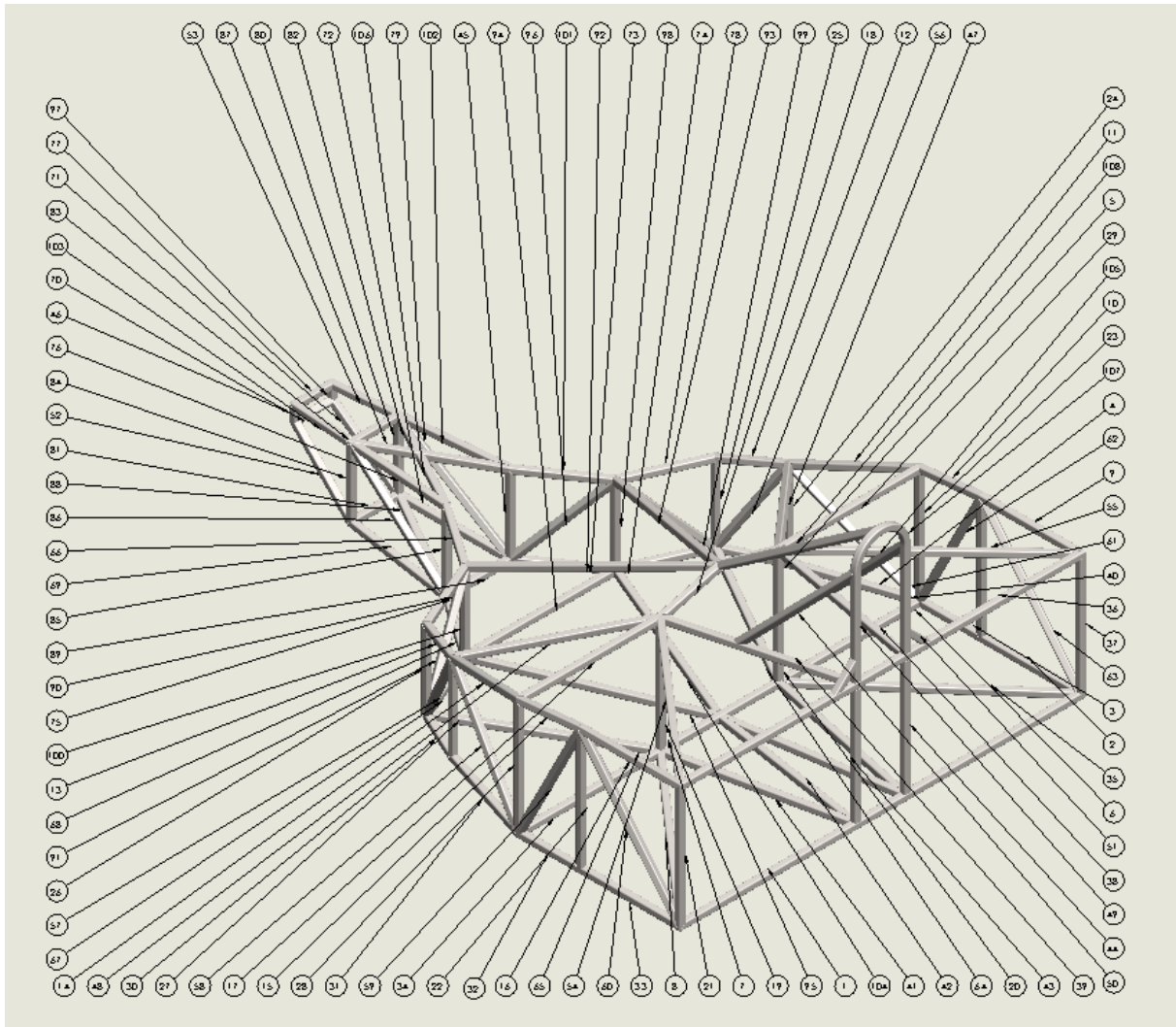


Komponentenes plassering er markert med ballonger fra bestemte deler. Informasjon om antall og produktnavn kan ses i produktlisten i tabell 13, og CAD-filer medfølger oppgaven.

Tabell 13: Deleliste

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	FullstendigRamme16Fester	1
2	GTI_NAV_V.S	1
3	WishboneNedreVenstre	1
4	WishboneNedreHøyre	1
5	WishboneØvreHøyre	1
6	GTI_NAV_H.S	1
7	ToeAngleStag	2
8	13B-wankel	1
9	RX7Girkasse	1
10	Spacerovergang	2
11	Rocker V.S	1
12	Rocker H.S	1
13	Innfesting stabilisator	1
14	Kulelager	1
15	Stabilisator rocker	1
16	Festeøret	8
17	Stabilisatorstag	2
18	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M10 x 1.5, with 16mm WAF --D-N	4
19	Spacer	2
20	arm demper	2
21	Innsats demperarm	4
22	B18.2.4.2M - Hex nut, Style 2, M10 x 1.5, with 16mm WAF --D-N	4
23	StagTilMotorfesteH.S	1
24	motorfeste_H.S	1
25	StagTilMotorfesteV.S	1
26	motorfeste_V.S	1
27	Koni-Dämpfer 7610P-1418	2
28	Koni-Feder	2
29	ISO - 4033 - M16 - W - N	14
30	WishboneØvreVenstre	1
31	ISO 4762 M12 x 45 - 45N	10
32	ISO 4762 M12 x 45 - 45S	2
33	ISO 4762 M12 x 50 - 50S	2
34	ISO - 4033 - M12 - W - N	14
35	ISO 4762 M10 x 45 - 32N	6
36	ISO - 4033 - M10 - W - N	6
37	Fastholding demper og girkasse	1
38	Orebolt	14
39	KuleBallJoint	14
40	Festeøre til demper	2
41	AM B18.6.7M 10x30-28.5-N	6
42	AM B18.6.7M 10x20-18.5-N	2

5.3 Kappliste for rørramme



Veileder har fått fil med alle arbeidstegninger. Lesing av ballonger og plassering er lettere å se i filen.

Tabell 14:
Viser kappliste.

ITEM NO.	QTY.	DESCRIPTION	LENGTH
1	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	1307.66
2	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	326.83
3	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	201.61
4	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	337.09
5	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	181.05
6	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	455
7	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	380
8	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	680.22
9	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	327.33
10	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	203.72
11	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	350.87
12	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	182.67
13	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	182.42
14	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	350.78
15	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	203.68
16	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	327.08
17	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	457.42
18	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	200.04
19	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	352.29
20	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	352.29
21	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	407.66
22	2	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	390
23	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	373.35
24	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	276.23
25	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	258.44
26	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	258.44
27	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	276.23
28	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	373.35
29	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	657.46
30	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	181.05
31	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	337.09
32	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	201.61
33	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	326.83
34	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	455
35	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	680.22
36	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	1307.66
37	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	407.66
38	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	538.28
39	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	538.28
40	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	310
41	2	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	510.47
42	2	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	504.42
43	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	370

44	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	370.73
45	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	245.77
46	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	55.99
47	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	310
48	2	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	90.71
49	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	271.8
50	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	215.86
51	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	689.18
52	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	689.18
53	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	326.88
54	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	326.88
55	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	433.33
56	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	438.29
57	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	503.21
58	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	433.33
59	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	438.29
60	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	503.21
61	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	551.46
62	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	551.46
63	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	242.79
64	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	247.8
65	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	243.24
66	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	338.55
67	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	129.08
68	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	271.8
69	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	338.55
70	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	243.24
71	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	247.8
72	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	247.06
73	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	342.62
74	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	136.85
75	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	247.06
76	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	414.57
77	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	227.84
78	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	159.21
79	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	163.73
80	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	169.11
81	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	227.84
82	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	245.67
83	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	412.41
84	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	381.33
85	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	379.02
86	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	207.19
87	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	343.97
88	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	346.83
89	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	644.91

90	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	644.91
91	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	483.44
92	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	615.92
93	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	343.6
94	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	55.95
95	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	242.56
96	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	347.07
97	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	242.56
98	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	242.79
99	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	342.62
100	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	215.86
101	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	615.92
102	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	221.56
103	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	561.72
104	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	554.15
105	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	251.33
106	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	633.24
107	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	309.16
108	1	TUBE, SQUARE 20,00 X 20,00 X 2,00	309.44
SUM i meter			40

Hvert item er målsatt i mm for produksjonsmål. Total sum er målt i meter, da det er dette som må bestilles inn for produksjon antageligvis litt mer da det vil bli større avkapp grunnet komplekse geometrier.

5.4 FMEA

FMEA er laget for de komponenter som er blitt designet av prosjektgruppen. Komponenter som har en verdi over 100 RPN krever videre arbeid. Skala som er brukt går fra 1-10, hvor 1 er beste score.

- Alvorlighet: Hvor alvorlig konsekvensen er, måles med tanke på sikkerhet til fører.
- Oppstår: Sannsynligheten for at konsekvens oppstår.
- Oppdagelse: Hvor lett er feilen å identifisere.
- RPN: Risiko prioritetsnummer. Nummeret er «alvorlighet», «oppstår» og «oppdagelse» multiplisert.
- Anbefalt handling: Design med over 100 RPN gis en anbefalt handling til videre arbeid.

Forenklet FMEA av bakre chassis

Design	Mulig feildesign	Mulig konsekvens av feilen	Alvorlighet (1-10)	Mulig grunn til feil	Oppstår(1-10)	Kontroll for å hindre feil	Oppdagelse (1-10)	Risk priority number (RPN)	Anbefalt handling	Ansvarlig for handling
Wishbones	Feil dimensjonering.	Hjuloppheng kollapser.	8	Manglende styrkeberegning.	6	Analyse i ADAMS og inspeksjon.	3	144	Analyse i ADAMS og inspeksjon.	Kommende bachelorgrupper.
Wishbones fester	Sveiseforbindelse til ramme er for svak.	Hele eller deler av hjuloppheng løsner.	3	Ikke testet sveiseforbindelse.	6	Godkjent sveiser utfører sveiseprosessen, og utførelse av "non-destructive examination".	6	108	Godkjent sveiser utfører sveiseprosessen, og utførelse av "non-destructive examination".	Kommende bachelorgrupper.
Ball-joint	For svak.	Slark i hjuloppheng.	4	Manglende styrkeberegning.	6	Styrkeberegning av strekk og trykk krefter.	5	120	Styrkeberegning av strekk og trykk krefter.	Kommende bachelorgrupper.
Ramme	Svake sveiseforbindelser.	Mister stivhet og styrke i rammen. Følgefeil er sannsynlig.	3	Manglende sveisekompetanse.	5	Godkjent sveiser utfører sveiseprosessen, og utførelse av "non-destructive examination".	6	90		
Ramme	Feil materialvalg.	Deformasjon i ramme går utover fører.	10	Manglende avstivninger.	3	Abaqus simuleringer.	6	180	Utføre styrketester i abaqus.	Kommende bachelorgrupper.
Veltebøyle	For svak.	For stor deformasjon under krasj.	10	Feil design.	3	Abaqus simuleringer.	6	180	Abaqus simuleringer.	Kommende bachelorgrupper.
Demperarm	Feil dimensjonering.	Hjuloppheng kollapser.	8	Manglende styrkeberegning.	4	Analyse i ADAMS og inspeksjon.	4	128	Analyse i ADAMS og inspeksjon.	Kommende bachelorgrupper.
Rocker	For svak.	Dempersystemet svikter.	4	Manglende styrkeberegning	5	Analyse i ADAMS.	7	140	Analyse i ADAMS.	Kommende bachelorgrupper.
Sleide	Kiler seg.	Demperfunksjonen for begge hjul samtidig vil ikke være tilstede.	3	Smørefeil og pasningsfeil.	7	Se på andre løsninger.	5	105	Vurdere alternative løsninger ved bruk av ADAMS.	Kommende bachelorgrupper.
Stabilisatorstag	Plassert ulineært for krefter som oppstår.	Staget går til brudd.	4	Deler i dempersystemet plassert feil i forhold til hverandre.	3	Simulere ADAMS.	2	24		
Motorfester	For svake.	Motor løsner.	3	Dårlig design.	6	Styrkeberegne festene.	3	54		
Spacer	For svak.	Dekket løsner.	5	Feil i utregninger.	3	Kvalitetssikre utregning.	6	90		
Girkasse	For svak	Girkassen løsner	3	Festet er feildimensjonert.	2	Styrkeberegning.	4	24		

5.5 Avslag Ansyslisens

Hei,

Dessverre er det kun studenter fra institutter som er med i ANSYS-spleiselaget som får tilgang til NTNU-lisensene. Dette er en midlertidig løsning, men vil sannsynligvis ikke endre seg før slutten av året. Lykke til med oppgaven!

Mvh,
Knut

5.6 Mail Sellholm



Sellholm Tuning AB <info@sellholm.se>

ti. 12.05.2020 15:20

Til: Morten Monland Olavsbråten

Hej

Ca 300Nm/275hk.

Best Regards

Rikard Eliasson

Sellholm Tuning AB

Gålby

731 94 Köping

Sweden

Direct +46(0)22129332

Main:+46(0)22129330

rikard@sellholm.se

www.sellholm.se

www.sellholmshop.se



...



6 Forprosjekt

<p>Tittel (norsk og engelsk):</p> <ul style="list-style-type: none"> • Design av bakre chassis for F1 mock-up. • Design of the rear chassis for F1 mock-up. 	<p>Prosjektnr. Bachelor gruppe 6</p>
<p>Forfattere: Jonas Ø. Bakken, Bjørnar B. Nyhus og Morten M. Olavsbråten</p>	<p>Dato:31.01.2020 Gradering: Åpen / Lukket Åpen</p>
<p>Studium: Bachelor I ingeniørfag – Maskin</p>	
<p>Studieretning: Industriell design</p>	
<p>Veileder internt: Tor Erik Nicolaisen</p>	
<p>Oppdragsgiver: NTNU Gjøvik</p>	
<p>Oppdragsgivers kontaktperson: Thomas Haavi ved NTNU-Gjøvik</p>	
<p>Sammendrag (norsk og engelsk): Oppgaven omfatter å designe bakre chassis for mock-up F1 bilen som står i S-laben. Gruppen skal designe alle bærende elementer til bakstillingen, samt designe best mulige løsning for dempingsystemet. Grappa må ta hensyn til de rammene som er satt, deler som allerede er bestilt inn og karosseri.</p> <p>The thesis consists of designing the back end of the chassis, for the replica formula one car that is placed in the S-lab. Our group will design all the supporting structures for the rear end, and the rear suspension. There are restrictions set by parts that have already been ordered and the bodywork of the mock-up shall remain within the existing parameters.</p>	
<p>Stikkord:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Chassis - Design - Dempingsystem - Bakre rammeverk 	<p>Keywords:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Chassis - Design - Suspension - Rear framework

6.1 Mål og rammer

6.1.1 Orientering

En replika formel 1 bil ble levert til NTNU-Gjøvik for bistand. Denne bilen ble opprinnelig bygget for utstilling i Dubai av et firma som laget utstyr og modeller til fornøylesparker. Eier Dani Sandvik kjøpte bilen, og har siden den gang hatt ønske om å få bilen i teknisk stand. Bilen er bygget på enkle løsninger som ikke egner seg for å bruke under kjøring. Bilen må derfor strippes ned, og bygges opp igjen i teknisk korrekt tilstand.

Oppgaven ble valgt på bakgrunn av mekanisk interesse. Det er en utfordrende oppgave, som krever forståelse for mekaniske komponenter og hvordan en konstruksjon må tilpasses begrensninger som allerede foreligger. Oppgaven ble gitt av NTNU Gjøvik. Vår besvarelse av bacheloroppgaven skal være med å kunne realisere byggingen av denne replikamodellen.

6.1.2 Problemdefinering / prosjektbeskrivelse og resultatmål

Resultatmål:

Design et fjæringssystem som passer overens med designet til girkasserammen. Design et rammeverk som holder girkasse oppe, og som sammenkobler girkasse og bakstillingen.

Foreløpig problemstilling:

Hvordan konstruere en bakstilling til replika modellen som kan brukes i henhold til bestemte begrensninger?

- Hvilken modell skal benyttes i konstrueringen av fjæring?
- Hvilken fjæring skal brukes?
- Hvor skal fjæringen plasseres?
- Hvilket materiale egner seg best i konstruksjon av ramme? (vekt og styrke)
- Hvilke sikkerhetsmarginer skal beregnes inn?

6.1.3 Effektmål

- Få en god karakter.
- Lære noe nytt, og mestre det.
- Prosjekterfaring.
- Kunnskap om hvordan en formel 1 bil er oppbygd.
- Konstruksjonserfaring.
- Teamarbeid, hvordan løse utfordringer på best mulig måte.

6.1.4 Rammer

Tidsfrist	-Onsdag, 20.mai 2020
Kriterier	-Maks 261kW -Maks 150 km/t
Design bil	-Geometrien på bilen skal ikke endres -Høyde fra bakken til chassis kan ikke overskride visse verdier -Sporvidde bakaksel er bestemt -Avstand mellom for- og bakhjul er bestemt
Komponenter	-Wishbones er innkjøpt -Valg av girkasse bestemmes av eier -Valg av differensial bestemmes av eier
Budsjett	Bestemmes av eier, men legger ved et estimat av prosjektkostnadene.

6.1.5 Organisering

Aktørene som er med i prosjektet er tre studentgrupper ved NTNU Gjøvik og eier av prototypen, Dani Sandvik.

Veileder er Tor-Erik Nicolaisen.

6.2 Gjennomføring

6.2.1 Hovedaktiviteter

Henviser til fremdriftsplanen om hva som skal gjøres og når det skal gjøres.

Alle på gruppen skal hjelpe til med alle oppgaver, dvs. at det jobbes som et team.

At forprosjektet og budsjettet blir godkjent er en forutsetning for at fremdriftsplanen kan følges. Det må også gjennomføres etter fastsatt tid.

En rapport med bilder, utregninger, tekst og annet skal fremstilles og leveres som en dokumentasjon på jobben som blir gjort.

6.2.2 Milepæler. Opplisting av kritiske datoer.

- Innlevering av forprosjekt 15. Februar.
- Konkretisert problemstillingen ved hjelp av vitenskapelig metode innen uke 8.
- Produsere modeller (løsninger), både virtuelt og skalerte modeller skal være ferdig innen uke 16.
- Testing av løsninger skal være ferdig innen uke 17.

- Oppgaven skal være ferdig innen uke 20, for å bruke siste uken til kvalitetssjekk.
- Innlevering bacheloroppgave 20.Mai.

6.3 Oppfølging og kvalitetssikring

6.3.1 Kvalitetssikring. Hvordan sikre kvaliteten på arbeidet

- Basere design, og konklusjoner på fagstoff.
- Sikre påliteligheten til kilder.
- Gjøre flere tester på samme design.
- Gå over hverandres utregninger.
- Spørre veileder om hjelp, der gruppen er usikre.

6.3.2 Rapportering. Til hvem og hvor ofte

Rapportering blir i hovedsak på veiledningsmøter med Tor Erik Nicolaisen. Der sier gruppen ifra hvor langt prosjektet har kommet og hva som er planlagt fremover. Det rapporteres etter avtale mellom gruppen og Tor Erik Nicolaisen.

6.4 Risikoanalyse

ID	Risikobeskrivelse	Begrunnelse for konsekvensvurdering	Begrunnelse for vurdering av tilhørende sannsynlighet			Risikoni lå	Vurdering av risikohåndtering (tiltak)	Begrunnelse for vurdering av tilhørende sannsynlighet		
			Konsekvens	Tilhørende sannsynlighet	Konsekvens etter tiltak			Sannsynlighet etter tiltak	Gjenværende	
R1	Får ikke tak i girkasse eller CAD av girkasse.	Oppgaven er avhenging av å ha girkassen for å kunne tilpasse en rammekonstruksjon.	Svært høy	Moderat	Det er fortsatt en del usikkerhet rundt girkassa og vi vet enda ikke modell nr på den.	Høy	Fortsette å ta kontakt med eier/veileder for å prøve å få informasjon.	Svært høy	Moderat	Høy
R7	Designet er ikke optimalt.	Ikke nok domenekunnskap.	Høy	Svært høy	Oppgaven er svært teknisk, og det brukes team av spesialister på de ulike områdene for å skape en optimal løsning.	Høy	Grundig research og fokus på tilpasning av eksisterende løsninger.	Høy	Høy	Høy
R8	Feil i utregninger.	Store feilberegninger kan føre til teknisk svikt, som igjen skaper dårlig sikkerhet.	Svært høy	Moderat	Gruppen har ikke jobbet mye med utregninger vinklet inn på dette tema, men har hatt fag som styrkeberegning og fysikk som gir et grunnlag for å løse oppgaven.	Høy	Kontrollere utregninger med FEM, veileder.	Svært høy	Lav	Moderat
R10	Sluttrapporten er ikke et akademisk verk.	En bachelor skal være akademisk, om ikke kan det føre til stryk karakter eller evt. en dårlig karakter selv om resultatet er bra.	Svært høy	Moderat	Gruppen har skrevet flere oppgaver gjennom bachelorstudie, men ikke forsket på samme måte som i en bacheloroppgave.	Høy	Ta i bruk veiledning for å sikre det akademiske aspektet ved skriving av oppgaven.	Høy	Lav	Moderat
R13	Kommer ikke frem til noen løsning.	Oppgaven vil ikke kunne brukes til å fremstille replikaen.	Svært høy	Moderat	Kompleks oppgave, gruppen er målbevisst og vil jobbe så mye som trenes for å oppnå et resultat av god kvalitet.	Høy	Følge fremdriftsplanen og jobbe mye og smart fra starten av.	Svært høy	Moderat	Høy
R2	Feile målinger.	Feile målinger kan resultere i løsninger som ikke passer.	Høy	Moderat	Det er store mål og vi har ikke tilgang på nøyaktige måleverktøy. Scannet fungerte ikke optimalt.	Moderat	Høre om det er mulig å få tak i mer nøyaktige måleverktøy, som kan brukes på store mål (2m?).	Høy	Lav	Moderat
R3	Oppgaven har for stort omfang (ikke konkretisert nok) som resulterer kvantitet forann kvalitet.	For stort omfang kan føre til at kvaliteten minskes, da fokus/arbeidskraften er for spredt ut.	Høy	Moderat	Det er fort gjort å ta på seg for mye arbeid i noe en ikke har så mye kunnskap om, en ser ikke alle utfordringene like tydelig.	Moderat	Få prosjektplan godkjent, samtale med veileder om omfanget av oppgaven.	Moderat	Lav	Lav
R4	Løsningen blir for kostbar.	Dersom løsningen blir for kostbar vil oppgaven bare være teori som ikke en får testet i praksis, og eier sitter igjen med ingenting.	Høy	Moderat	Det er ikke motatt et form av budsjett på hvor mye eier vil bruke på dette prosjektet.	Moderat	Forhøre om hvor stort budsjettet er for de ulike oppgavene.	Moderat	Lav	Lav

R5	Det produseres en unøyaktig modell i mindre skala.	En unøyaktig modell kan gi falsk trygghet.	Høy	Moderat	Ingen erfaring med Xcarve.	Moderat	Sikre for god opplæring og sammenligne målene fra modellen med den originale.	Moderat	Moderat	Moderat
R6	Overskrider budsjettet.	En av kravene som stilles er at budsjettet ikke skal overskrides, og det sees på som alvorlig dersom det gjør det uten å melde fra.	Høy	Lav	Et godt budsjett med oversiktlige kostnader, og kostnader som er lett å forutse.	Moderat	Følge opp budsjettet ukentlig.	Høy	Lav	Moderat
R9	Konklusjonen svarer ikke på problemstillingen.	Oppgaven er da ikke besvart, noe som kan føre til stryk karakter.	Svært høy	Lav	Gruppen er klar over dette fra start av og har erfaring med å skrive oppgaver utfra problemstilling.	Moderat	Ha regelmessige møter med veileder for å sikre at oppgaven ikke sporer av.	Svært høy	Lav	Moderat
R11	Dårlig fremføring av oppgaven	Fremføringen kan vippe mellom karaktere, det er derfor høy konsekvens dersom denne blir dårlig utført.	Høy	Lav	Gruppen har erfaring med fremføringer, og har ikke et problem med å presentere oppgaven dette vil hjelpe å sikre en god fremføring.	Moderat	God forberedelse før fremføring, generalprøve.	Høy	Lav	Moderat
R12	Endringer underveis, ny girkasse, ny motor.	Ny girkasse vil føre til at designet må endres for å tilpasse en annen girkasse.	Svært høy	Lav	Dersom girkassen blir bestemt, er det lite sannsynlig at den endrer seg da prosjektet allerede er påbegynt.	Moderat	Forsikre at girkassen er bestemt.	Svært høy	Lav	Moderat
R14	Ramma for girkaassa sin geometri gjør det umulig å fremstille med de metodene vi har tilgjengelig.	Nytt design kreves.	Høy	Moderat	Dårlig plass kan skape vanskelig geometri på ramma.	Moderat	Outsource produksjon av ramma.	Moderat	Lav	Lav

6.5 Vedlegg

6.5.1 Fremdriftsplan

Fremdriftsplan																				
Oppgave	2020																			
	Uke 3	Uke 4	Uke 5	Uke 6	Uke 7	Uke 8	Uke 9	Uke 10	Uke 11	Uke 12	Uke 13	Uke 14	Uke 15	Uke 16	Uke 17	Uke 18	Uke 19	Uke 20	Uke 21	Uke 22
Forprosjekt:																				
Møte med veileder og bli enige om rammer og betingelser																				
Skaffe informasjon om bygging av Formel 1 bil og løsninger																				
Skanne F399 replika skall																				
Lage gruppregler, logg og fremdriftsplan																				
Skrive budsjett																				
Finne hvilke mål som skal innfris med oppgaven																				
Formulere en problemstilling som det skal jobbes utifra																				
Skrive forprosjektet som en plan for oppgaven																				
Fullføre forprosjektet og få det godkjent av veileder																				
Gjennomføring:																				
Bruke vitenskapelig metode for å spisse problemstillingen																				
Forske på ulike design på drivlinje og bakre hjuloppheng																				
Utrekninger																				
Bygge ulike modeller, både virtuelt og skalerte modeller																				
Teste modeller																				
Validering av resultat																				
Konkludering av resultat																				
Skrive rapport																				
Innlevering av bacheloroppgaven																				
Fremføring av oppgave																				

6.5.2 Adresseliste (navn, firma, tlf., epost, adresse)

Navn	Tlf	Adresse	E-post
Jonas Ø. Bakken	977 95 707	Tjernvegen 9, 2821 Gjøvik	Jonasob@ntnu.no
Morten M. Olavsbråten	991 12 348	Fjellvegen 9C, 2819 Gjøvik	Morteola@ntnu.no
Bjørnar B. Nyhus	926 96 272	Rudslåtten 36A, 2834 Raufoss	Bjornabn@ntnu.no

6.6 Avtaledokument

6.6.1 Veiledningsavtale (jf. Punkt 3)

– Har ikke fått gjennomført møte der avtale blir signert og godkjent av alle parter.

6.6.2 Grupperegler bachelor 2020, gruppe 6.

Dato: 31/01-2020.

1. Lik arbeidsinnsats av alle gruppemedlemmene forventes.
2. Jobbe 30/5, 30 minutter med arbeid, deretter 5 minutter pause.
3. Møte opp til avtalt tid, dersom noe uventet dukker opp skal det gis beskjed umiddelbart.
4. Dersom en ikke kan møte på avtalte dager, må en si ifra i god tid.
5. Det skal jobbes mandag, tirsdag, torsdag, fredag og helger etter behov.
6. Torsdag og fredag er fast arbeidstid 08:00-16:00.
7. Mobiler skal ligges samlet i midten av bordet under arbeidstid.
8. Mat nytes i pauser eller i lunsj fra 11:00 til 11:30.

9. Dersom regler ikke blir fulgt, blir det en muntlig advarsel etter 3 gjentakelser.

10. Dersom reglene fortsatt ikke blir fulgt, formidles dette videre til emneansvarlig og konflikten løses der. Veileder har endelig veto.

Signatur:

Jonas Ø. Bakken

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Per Kristian Nyhus". The signature is fluid and cursive, with a long, sweeping underline.

Morten M. Olausbråten