

Design av elektrisk drivlina för LiU Formula Student

Design of electric powertrain for LiU Formula Student

Gabriel Ehlin
Louise Ström
Erik Vador

Handledare : Fredric Malm
Examinator : Jonas Detterfelt

Sammanfattning

Studentföreningen LiU Formula Student designar och bygger varje år en racebil av formulatyp. Hittills har enbart förbränningsmotorer använts, men de vill nu gå över till elektrisk drift och därför har detta konstruktionsprojekt utförts. Det finns flera olika metoder för kraftöverföring i en elektrisk bil men i detta projekt har enbart fyrhjulsdrift med navmonterade motorer undersökts i enlighet med uppdragsgivarens efterfrågan. Denna metod anses dessutom vara den mest konkurrenskraftiga. Transmissionen är en sammansatt planetväxel vilket undersöktes i en parallell rapport.

En komplett konceptlösning med tillhörande ritningar har tagits fram, redo att justeras efter gällande data och värden på den bil konceptet ska monteras på. I denna konceptlösning används motorn AMK DD5, OZ Racing 10" centerlock fälg, bromssystem från ISR Brakes och flertalet egentillverkade delar. Bland de egentillverkade delarna finns en upright, nav och motorfäste av aluminium samt en vätskemantel till motorn av fiberförstärkt plast.

Abstract

The student association LiU Formula Student designs and builds a formula type racecar every year. Up until now they have only used combustion engines, however they would like to transition to electric drive and this engineering design project has been done to this purpose. There are several different methods for power transmission in an electric vehicle but in this project only four wheel drive with hub mounted engines has been considered at the employers request. This method is also the most competitive. The gearbox is a compound planetary gearbox which is designed in a parallell report.

A complete concept with accompanying drawings has been developed, ready to be adjusted to actual data of the car the concept is mounted on. This concept uses the AMK DD5 electric motor, OZ Racing 10" centerlock rim, brakes from ISR Brakes and self designed parts. These parts are upright, wheel hub and motor mount in aluminium as well as a cooling jacket for the engine made of fiber reinforced plastic.

Nomenklatur

Nedan förklaras de begrepp och förkortningar som används i rapporten.

ANSYS – Mjukvara för simulering av mekanik, hållfasthet, värme m.m.

AWD – All wheel drive, drivning på alla hjul

CAD – Computer aided design, design i tre dimensioner med datorn som verktyg

CV – Combustion vehicle, fordon med förbränningsmotor

Drivlina – System av komponenter som innefattar kraftöverföringen från motor till däck.
Ingående delar är då motor, transmission och hjul

EV – Electric vehicle, fordon med eldrift

FEM – Finita elementmetoden, numerisk metod för att lösa differentialekvationer

FSAE – Formula SAE, tävlingen som LiU FS deltar i där universitetsstudenter designar och bygger racebilar

In-hub – Navintegrerad komponent

LiU FS – Linköpings universitet Formula Student, detta projekts uppdragsgivare

LiU – Linköpings universitet

Ofjädrad massa – Massa som inte bärs upp av fjädrad upphängning

Regenerativ bromsning – När en elektrisk motor används som en generator för att både retardera samt utnyttja kinetiska energin för att minska den totala energiförbrukningen

Torque vectoring – Individuell momentstyrning av motorer för att kontinuerligt uppnå optimal prestanda

Upphängning – Bärarmar, styrleder & dämpningskomponenter som binder hjul till chassi

Upright – Även kallad hjulspindel, komponent som håller samman nav, upphängning samt integrerad motor

Innehållsförteckning

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	1
1.3	Mål	1
1.4	Problemformulering	2
1.5	Avgränsningar	2
1.6	Rapportens struktur	3
2	Nulägesanalys	4
3	Metod	6
4	Problemanalys	7
5	Hjul	9
5.1	Teori	9
5.2	Genomförande	9
5.3	Resultat	10
6	Motor	11
6.1	Teori	11
6.2	Genomförande	11
6.3	Resultat	12
6.3.1	Motorkylning	13
7	Upphängning	15
7.1	Teori	15
7.1.1	Påverkande faktorer	16
7.2	Genomförande	17
7.3	Resultat	17
8	Upright	19
8.1	Teori	19
8.2	Genomförande	19
8.3	Resultat	20
8.3.1	Nav	21
9	Bromssystem	22
9.1	Teori	22
9.2	Genomförande	23
9.3	Resultat	23
9.3.1	Värmeanalys	26

10 Fullständigt koncept	28
10.1 Montering	29
11 Diskussion	30
11.1 Metod	30
11.2 Resultat	30
11.2.1 Hjul	30
11.2.2 Motorval och kylning	31
11.2.3 Upphängning, upright och nav	31
11.2.4 Bromssystem	32
12 Slutsats	33
Referenslista	34
A Teknisk information	35
B CAD-modeller	38
C Ritningar	48
D ANSYS resultat	54

1 | Inledning

1.1 Bakgrund

Detta kandidatprojekts uppdragsgivare är studentföreningen LiU Formula Student. De representerar Linköpings universitet i Formula Student som är en internationell design- och konstruktionstävling för studenter. Tävlingen organiseras årligen av Society of Automotive Engineers International. Lag från tekniska lärosäten över hela världen deltar med egenkonstruerade racingbilar och de bedöms med avseende på prestanda, energiförbrukning och design ("About Formula Student", 2020; "Concept", u. å).

Hittills har LiU Formula Student deltagit i klassen för fordon med förbränningsmotorer. Nu ska möjligheten att ta fram en eldriven racingbil till klassen för elektriskt drivna fordon undersökas. En lösning för drivlinan behövs då tas fram och i detta projekt har ett koncept med navmonterade elmotorer med planetväxelintegration studerats.

1.2 Syfte

Syftet med arbetet har varit att undersöka hur en lösning för en elektrisk AWD-drivlina med navmonterade motorer kan se ut. Med en dedikerad motor i varje hjul överförs mer kraft på ett kontrollerat sätt via däcken till marken och bilen får ökad acceleration och dynamiska köregenskaper. I ett vidare perspektiv var syftet med projektet att möjliggöra för LiU Formula Student att börja tävla i klassen för elektriskt drivna fordon. Detta koncept skulle ge LiU FS studenter erfarenhet med elektriska drivlinor vilket senare kan hjälpa dem i arbetslivet. I ett allmänt samhällsperspektiv blir eldrivna fordon allt vanligare då detta är ett mer hållbart alternativ eftersom det inte utnyttjar fossila bränslen som direkt energikälla.

1.3 Mål

Projektets mål har varit att utveckla och konstruera ett koncept för en navmonterad drivlina. Detta innebar att val av en lämplig elmotor gjorts samt att tillverkningsunderlag för resterande ingående komponenter tagits fram. Vidare var målet att lösningen skulle hålla önskad prestanda och uppfylla ställda krav, främst då på den hastighet som ska kunna uppnås samt de krafter och moment som ska kunna upptas. Resultatet av projektet innefattar alltså ritningar och en CAD-modell för konceptet.

1.4 Problemformulering

Formula Student Germany (FSG) meddelade nyligen att klassen för bilar med förbränningsmotorer kommer att tas bort från den tyska deltävlingen från och med 2023 ("Update Strategic Announcement", 2019). De senaste åren har FSG ökat trycket på deltagare att konstruera eldrivna fordon för att främja och utveckla ingenjörstudenter inom området. Detta för att som följd kunna förbättra utvecklingen av alternativa drivlinor i fordonsindustrin ("Update Strategic Announcement", 2019). Eftersom LiU Formula Student enbart byggt bilar med förbränningsmotorer kommer de inte att få fortsätta tävla, såvida inte en lösning för elektrisk drivning kan tas fram och byggas innan 2023. Det finns flertalet problem med att gå från förbrännings- till eldrift och ett av dem är drivlinan vilket har behandlats i detta arbete. Utöver detta måste också konstruktionen vara inom ramen för FSAE 2020 regelverket. Frågeställningarna som projektet har tagit ställning till är;

- Vilka ingående komponenter behövs för konceptlösningen?
- Vilken motor kräver konstruktionen?
- Vilka begränsningar införs för upphängningen?
- Vilket bromssystem ska ingå i lösningen?

1.5 Avgränsningar

Givet från uppdragsgivaren LiU Formula Student var att projektet skulle avgränsas till en lösning med navmonterad elmotor för AWD. Projektet har delats upp i två områden; transmission/planetväxelkonstruktion samt in-hubdesign. Områdena blev tilldelade 3 studenter vardera i kandidatgrupper som författade varsin slutrapport. Denna rapport är skriven av kandidatgruppen som arbetade med in-hubdesign. Rapporten är därmed avgränsad mot planetväxelgruppens arbete, men innebar ett tätt samarbete för att helheten och slutresultatet skulle bli bra.

Det som undersökts är drivlinan samt bromssystemet, det som antingen driver bilen framåt eller bromsar in den. Projektet avgränsade alltså drivlinan mot styrenheten och batteriet, dessa ingår inte i den konceptlösning som projektet resulterat i. För att exempelvis utnyttja torque vectoring kommer det att krävas en styrenhet som kan fördela spänningen över motorerna så önskad effekt fås, därför ses en styrenhet med reglering som ett nödvändigt komplement till projektet. Även hur regenerativ bromsning ska kunna utnyttjas undersöktes inte djupare, däremot säkerställdes möjligheten att implementera detta på det framtagna konceptet.

Materialutbudet till lösningen var begränsat; endast material som LiU Formula Student eller deras leverantörer har tillgång till var möjligt att använda. Även tillverkningsmetoder begränsades till de som finns tillgängliga för LiU Formula Student.

För att projektet skulle bli genomförbart inom tidsramen gjordes ytterligare avgränsningar inom projektet. Med rekommendation från LiU Formula Student begränsades arbetet med de ingående delarna upright, fälg, däck och bromssystem. Dessa komponenter har designats i detalj till den nivå som tidsramen tillåtit i antal iterationer av CAD-modeller och FEM-analyser. En komplett modell på uprighten har dock levererats eftersom den är en central komponent som många andra komponenter är beroende av. Bromssystemet har avgränsats till de komponenter som sitter vid hjulet, det vill säga skivan, oket och beläggen. Det hydrauliska systemet med bromscylinrar och ledningar har därför inte designats och de ingående komponenterna har valts från en extern leverantörs produktkatalog.

1.6 Rapportens struktur

Denna rapport kommer att behandla varje delsystem var för sig med tillhörande avsnitt om teori, genomförande och resultat. Rapporten strukturerades på detta sätt eftersom projektet behandlar ett konstruktionsarbete med flera primära system. Vidare så är rapporten upplagd i den kronologiska ordning som konstruktionsarbetet utfördes, detta eftersom delsystemen beror av varandra och det blev den naturliga arbetsgången.

I teoriavsnittet behandlas förkunskaper och applicerbar teori från givna kurser ur maskinteknikprogrammet och de kunskaper och erfarenheter som LiU FS bidragit med. Genomförande är i grunden den metod som beskrivs i kapitel 3 med anpassade moment för delsystemet. Resulterande design presenteras för varje delsystem samt i slutet av rapporten finns ett sammanställande kapitel, kapitel 10, där det slutgiltiga konceptet presenteras.

2 | Nulägesanalys

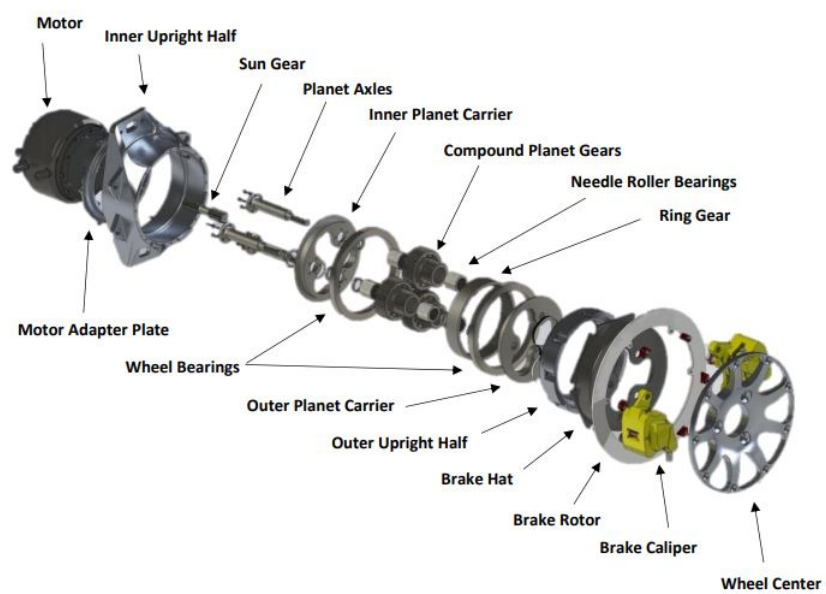
Bland de 20 högst rankade lagen på World Ranking List i elbilsklassen, använder majoriteten navmonterade motorer på alla fyra hjul ("Formula Student Electric - World Ranking List", 2019). Anledningen till att många Formula Student-lag väljer att implementera detta koncept är att en bättre fordonsdynamik fås framförallt i kurvor. Detta är på grund av möjligheten att utnyttja något som kallas torque vectoring. Detta innebär att varje motor kontrolleras och styrs självständigt. När en bil tar en kurva färdas de yttre hjulen en längre sträcka än de inre och snurrar därmed även snabbare. Med individuell styrning av motorerna kan de yttre hjulen snurra fortare och inre bromsas för effektivare kurvtagning, dessutom kan hjulens grepp optimeras individuellt. Överlag får alltså bilen bättre köregenskaper på racingbanan. (Aune, 2016)

Under projektets förstudier har framförallt två olika lösningar för en sådan elektrisk drivlina för AWD studerats. Konkurrerande Formula Student-lag har då varit förebilder. Den ena lösningen som har studerats är Wisconsin Racings lösning och den andra är norska NTNU Revolves bil.

Wisconsin Racing valde för sin bil 2017 att använda sig av två Plettenberg Nova 15-motorer på framhjulen och två Nova 30 bak. Framtill valde de att implementera en navintegrerad enkel planetväxel med utväxling 6:1. För drivlinan bak valdes istället en tvåstegsväxellåda då motorerna placerades mitt i bilen. (Kucinski, Liang, Davis & Masucci, 2017)

Året därpå bestämde sig Wisconsin Racing att de inte var nöjda med motorvalet de gjort 2017 och beslutade sig för att utveckla egna motorer. Dessa nya motorer snurrade ungefär dubbelt så fort som de tidigare och därför blev utväxlingen 13.8:1. För att uppnå denna utväxling i det trånga utrymmet använde de sig av en sammansatt planetväxel inuti en tvådelad upright. Anledningen till uprighten designades tvådelad var för att underlätta montering och service av växeln. De valde även att använda sig av nålrullager eftersom de tål stora krafter i radiell riktning och rullar med låg friktion vid höga hastigheter. Se figur 2.1 för översikt av ingående komponenter. (Byrne, 2018)

NTNU Revolves lösning innehåller istället fyra AMK DD5-motorer. För transmissionen har även de valt en sammansatt planetväxel då en enkel planetväxel inte räcker till för att få rätt utväxling (15.5:1) på det lilla utrymme som finns. NTNU Revolve har en 3D-printad upright i metall där fokus har legat på att minimera vikt. En topologioptimering av uprighten har därför gjorts och dessutom har ett kylsystem designats separat till motorn. (Aune, 2016)

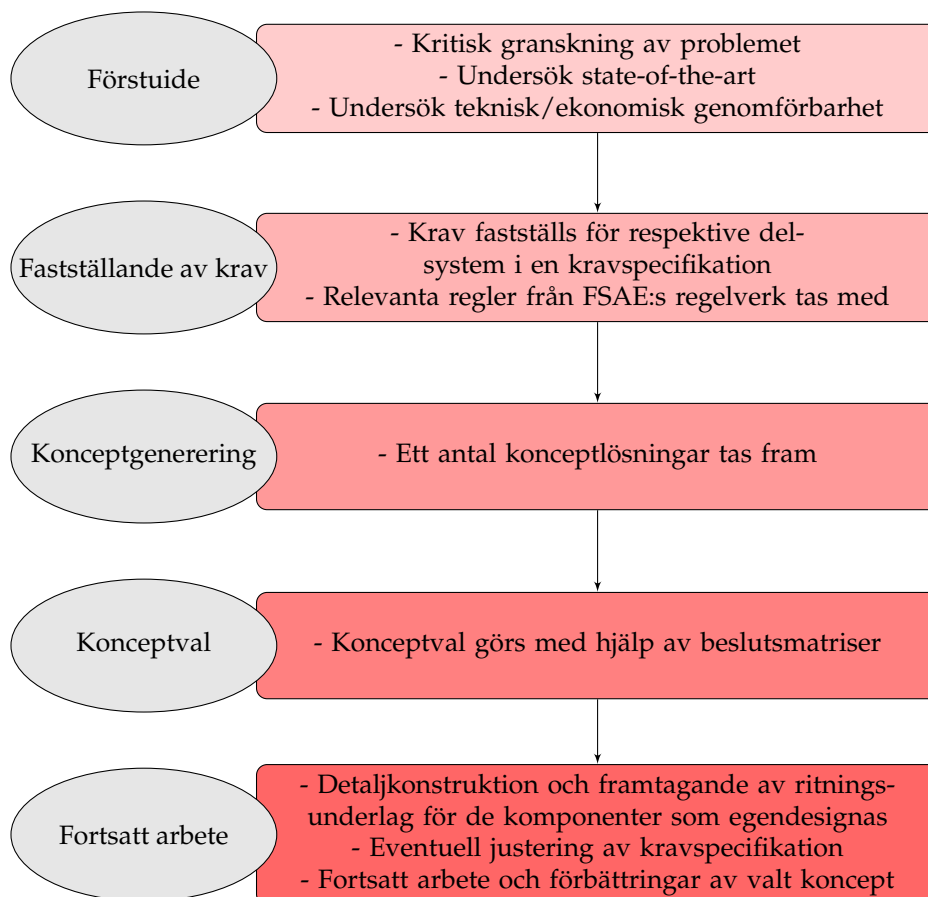


Figur 2.1: Wisconsin Racings lösning med egentillverkad motor och sammansatt planetväxel (Byrne, 2018)

3 | Metod

Som tidigare nämnt i avsnitt 1.5, så fördelades projektet på två arbetsgrupper. En grupp fokuserade på transmissionen (planetväxeln) medan den andra arbetade med resterande komponenter och gränssnittet mot bilen (inhubdesign). Arbetet delades upp i olika delsystem; motor, upphängning, upright och bromssystem.

Från Liedholms kompendium *Systematisk konceptutveckling* har en övergripande metodik för konstruktionsarbetet tagits fram, vilken illustreras i figur 3.1 nedan. Liedholms metodik har anpassats för projektet och funktionsanalysen uteblir då operanderna för de tekniska systemen redan är fastställda, utifrån projektets förutsättningar. Dessutom har delar från Ulrich och Eppingers *Product design and development* vävts in tillsammans med Liedholms teori.



Figur 3.1: Flödesschema över konstruktionsarbetets metodik.

4 | Problemanalys

Innan projektet påbörjades gjordes en analys av problemet för att fastställa vilka krav som fanns och vad uppdragsgivaren LiU Formula Student förväntade sig av konceptlösningen. En konstruktionskriterielista uppfördes och de viktiga punkterna sammanfattas nedan. Konstruktionskriterielistan översattes sedan till mätbara krav i kravspecifikationen för hela konceptlösningen, se appendix A.1.

Funktion:

- Lösningen ska överföra moment och hastighet från motor till hjul. Hjulens hastighet och moment ska kunna mätas.
- Torque vectoring och regenerativ bromsning ska kunna appliceras på lösningen.
- Lösningen ska kunna monteras med bärarmar till en racebil av formulatyp. Infästning för styrstag ska också finnas.
- Temperaturmätning av motor ska vara möjligt.

Funktionsbestämmande egenskaper:

- 10"-däck ska användas. Hela paketet ska passa in i detta. Lösningen bör vara kompakt för att inte begränsa exempelvis svängradien.
- Planetväxel ska användas som transmission mellan motor och hjul.
- Låg vikt för konceptlösningen ska eftersträvas eftersom den ofjädrade massan bör minimeras för att erhålla goda köregenskaper.
- Lösningen ska kunna leverera en topphastighet för däckets på 120 km/h.
- Effektivt utnyttjande av energi bör prioriteras då effektuttaget från batteriet är begränsat.

Brukstidsegenskaper:

- Konstruktionen ska klara av smuts, vatten, damm, olja, värme och andra yttre påfrestningar.
- Konstruktionen ska klara av en tävlingssäsong med tre tävlingar och 500 km testning utan byte av huvudkomponenter.
- Serviceintervall på minst en tävling. Vissa delar ska gå lätt att montera av för underhåll, exempelvis hjulet.
- Vissa delar, till exempel motorn, ska kunna återanvändas till kommande år. Andra delar ska kunna förbättras inför kommande år. Till exempel ska utväxlingen kunna ändras om så önskas.

Tillverkningsgenskaper:

- Ingående komponenter ska främst designas så att delarna kan tillverkas i LiU:s verkstad. Det behöver dock inte uteslutas att delar kan köpas in från andra företag beroende på teknisk och ekonomisk genomförbarhet.

Säkerhet/ergonomiska egenskaper:

- Däckbyte ska kunna ske snabbt och enkelt (under 10 minuter eller 13 minuter inklusive ett förarbyte enligt Formula Students tävlingsregler).
- Konceptlösningen ska dimensioneras så att risk för haveri minimeras. Användarsäkerhet ska vara prioritet.

Lagegenskaper:

- FSAE-regelverket samt universitets regler för högspänningssystem ska följas.
- Produkten som tas fram är ett förslag för LiU Formula Student. Alla ingående komponenter tillverkas och används på egen risk.

Ekonomiska egenskaper:

- Kostnader för ingående komponenter ska hållas nere. En specifik budget för projektet finns inte, men LiU Formula Student har större möjlighet att realisera konceptlösningen om kostnaden är så låg som möjligt.
- Driftkostnader ska minimeras.

5 | Hjul

Nedan redovisas hur valet av fälg och däck gick till väga samt hur valet påverkar den resterande lösningen.

5.1 Teori

De två vanligaste sätten att montera en fälg på navet är antingen med centrumlås eller den traditionella flerskruvslösningen. Med flerskruvslösningen fördelas kraften över fler skruvar och skruvarna kan därmed ha en mindre diameter än en centrumskruv. Flerskruvslösningen innebär även högre säkerhet i fallet om en skruv skulle gängas upp. En centrumskruv kommer alltså utsättas för all kraft vilket innebär att ett avsevärt högre åtdragningsmoment krävs jämfört med flerskruvslösningen. Dock tar det kortare tid att byta däck med centrumskruv, vilket är fördelaktigt i ett tävlingslopp. Navet blir både lättare och mindre komplext för centrumlås då enbart en utvändigt gänga samt ett par utstickande piggar som förhindrar rotation krävs.

5.2 Genomförande

Den fälg och det däck som har valts har stor betydelse för slutprodukten då dessa bidrar till en stor del av fordonets ofjädrade massa. Fälgstorleken var låst till 10" enligt önskemål från uppdragsgivaren så urvalet minskade. De kvarvarande faktorer en fälg har blev då monteringsmetod och material. De två monteringsmetoder som förklarades ovan, flerskruvslösning och centrumskruv, jämfördes i en konceptvalsmatris enligt metodiken som beskrivs i kapitel 3. Metoderna jämfördes med avseende på komplexitet och massa för resterande lösning, men också säkerhet, pris och montering. De olika bedömningsgrundande faktorerna som syns i tabell 5.1 viktades för att få en mer rättvis bild.

Tabell 5.1: Bedömningsgrundande faktorer för fälg

Pris	Pris för fälg, lägre pris ger högre poäng.
Massa nav	Lägre resulterande massa för navet ger högre poäng.
Komplexitet	Mindre komplex design för navet ger högre poäng
Säkerhet	Mildare konsekvens från haveri av en skruv ger högre poäng
Montering	Snabbare och enklare att montera av och på fälgen ger högre poäng

Tabell 5.2: Konceptvalsmatris för fälgtyp

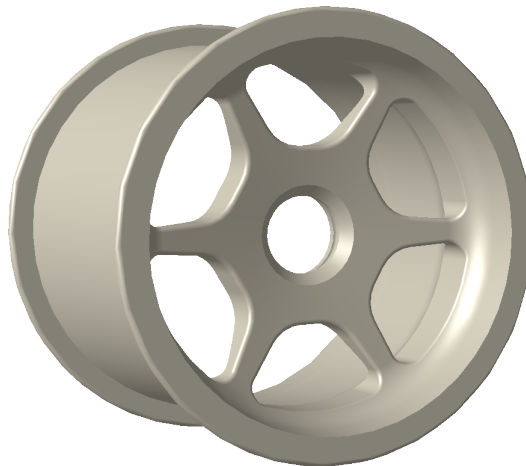
Krav	Vikt	Ideal		Centrumlås		4-skruv	
			Viktad		Viktad		Viktad
Montering	4	5	20	5	20	3	12
Massa nav	5	5	25	4	20	3	15
Komplexitet	2	5	10	4	8	3	6
Säkerhet	5	5	25	3	15	4	20
Pris	1	5	25	3	3	4	4
Summa		25	85	19	66	17	57

5.3 Resultat

Resultatet av konceptvalsmatrisen (se tabell 5.2) blev att en fälg med centrumlås ska användas. För att erhålla mått och dimensioner att räkna med och designa utifrån valdes en fälg från en tillverkares sortiment. Eftersom LiU Formula Student har använt OZ racings fälgar tidigare år så valdes *OZ racing 10" magnesium centerlock* då detta är den enda de säljer som uppfyller både 10" och centrumlås.

Ett däck valdes från Hoosier då även de använts som leverantör till LiU Formula Student tidigare. Det minsta däck som passar på 10" fälg valdes, vilket har ytterdiameter 16". Anledningen till att just den minsta diametern valdes var för att sänka masscentrum så mycket som möjligt genom att placera hela lösningen närmare vägbanan samt för att minimera ofjädrad massa.

En CAD-modell av fälgen gjord av ett annat Formula Student-lag hämtades från internet (Stavro, 2019). Modellen kontrollerades mot ritning från tillverkarens hemsida och justerades vid behov för att få en så snarlik version av den verkliga fälgen som möjligt. Därefter modellerades ett enkelt däck med det ovan givna yttermåttet och samma bredd som fälgen. CAD-modellen av fälgen syns i figur 5.1 nedan. Ekrarna modellerades inte exakt då dessa i CAD-modellen inte har någon inverkan på resterande lösning utan endast är estetiska. Den valda fälgen och däcket väger 1.66 kg respektive 3.60 kg.



Figur 5.1: CAD-modell av fälgen

6 | Motor

I detta kapitel redovisas de krav som sattes på motorn och tillvägagångssättet för att göra det slutgiltiga motorvalet.

6.1 Teori

De elmotorer som är av intresse för detta projekt är motorer med permanentmagneter eftersom de tar upp relativt liten volym samtidigt som de kan generera ett högt moment. Med andra ord har elmotorer med permanentmagneter hög energidensitet vilket passar bra för den kompakta lösning som eftersträvas i detta projekt. (Giri, 2013) Effektuttaget från batteriet är begränsad till 80 kW enligt FSAE:s regler men betyder inte att motorernas sammanlagda effekt inte får överstiga 80 kW (Formula Student Germany, 2019).

Fokus för projektet har legat på totaleffekt kombinerat med verkningsgrad, kompatibilitet med styrenhet och enkelhet hos färdigt motorpaket ihop med styrsystem. Detta för att få en så optimal lösning som möjligt för LiU Formula Student.

6.2 Genomförande

Konceptlösningen kräver att fyra elmotorer köps in. Det finns en uppsjö av leverantörer av elmotorer men research av konkurrerande Formula Student-lags motorer gav att tre olika leverantörer sållades ut; AMK, Plettenberg och Siemens. Lämpliga modeller vad gäller storlek och prestanda togs fram med hjälp av kravspecifikationen som ses i tabell 6.1 och jämfördes sedan i konceptvalmatris enligt Ulrich & Eppingers metod. Motorerna jämfördes med avseende på bland annat vikt, yttermått, kylsystem och verkningsgrad (se tabell 6.2). De olika bedömningsgrundande faktorerna viktades för att få en mer rättvisande bild av vilken motor som uppfyller behoven bäst.

Tabell 6.1: Kravspecifikation för motor

Krav för motor	Marginalvärde	Idealvärde	Enhet
Vikt	<8	2	kg
Ytterdiameter	<254	<150	mm
Pris	<80	10	kkkr
Effekt	15>, <40	>20	kW
Spänning	<600	600	VDC

Från den tyska leverantören Plettenberg fanns två olika modeller av intresse; Nova 15 alternativt Nova 30. Då Nova 15 har en förhållandevis låg effekt (15 kW) jämfördes även Nova 30 som är en större motor till vikt och maxmoment sett. En skillnad mellan modellerna är hur de styrs och matas med spänning. Plettenberg-motorerna är permanent magnet brushless DC-motorer (BLDC) och kontrolleras med en master-slave-lösning. Motorerna från AMK och Siemens är däremot synkrona permanent magnet AC-motorer (PMAC) vilket innebär att de

kräver en inverter (växelriktare) för att omvandla batteriets likspänning till växelspanning. Dessa två olika motortyper har dock liknande konstruktion och driftsegenskaper (Giri, 2013).

Tabell 6.2: Bedömningsgrundande faktorer för motor

Pris	Pris för motor utan styrenhet, lägre pris gav högre poäng.
Massa	Vikt för motor utan styrenhet, lägre massa gav högre poäng.
Effekt	Effekt för en motor, ju högre effekt desto högre poäng.
Verkningsgrad	Verkningsgrad för motorn, ju högre verkningsgrad desto högre poäng tilldelades.
Maxmoment	Maximalt moment för motor, högre moment gav högre poäng.
Spänning	Högre spänning ger en generellt högre effektivitet/verkningsgrad samt reducerar strömmen vid en given effekt. Detta gör att mindre tråddiameter kan användas och vilket reducerar vikt. Därmed gav högre spänning högre poäng.
Kylning	Är kylning av motorn redan integrerat eller kommer det kräva en extern lösning? Integrerad kylning gav högre poäng.
Ytterdiameter	Eftersom målet var att få en så kompakt lösning som möjligt så gav en mindre ytterdiameter och längd högre poäng.
Kontroller/växelriktare	För att styra motorerna och hur mycket spänning som ska läggas på behövs ett styrsystem. Finns det färdiga paket att köpa från leverantör? Hur mycket väger dessa enheter? Tillgänglighet och låg vikt gav höga poäng.
Varvtal	Högt varvtal innebär att hög utväxling för planetväxeln krävs vilket kan vara svårt att få plats med. Därav gav låga varvtal högre poäng.
Konstruktion	Hur ska motorn integreras i konstruktionen? Hur ser möjligheterna för montering ut? Enkel montering och mindre extra designarbete/justeringar kring motorn gav högre poäng.

6.3 Resultat

Resultatet av konceptvalsmatrisen blev att AMK-motorn får högst poäng följt av Plettenberg Nova 15 (se tabell 6.3).

Tabell 6.3: Konceptvalsmatris för motorval

Faktor	Vikt	Ideal		AMK DD5		Nova 15		Nova 30		Siemens	
			Viktad		Viktad		Viktad		Viktad		Viktad
Pris	3	10	30	4	12	6	18	6	18	8	24
Massa	5	10	50	6	30	8	40	3	15	3	15
Ytterdiameter	4	10	40	8	32	5	20	4	16	2	8
Kontroller/växelriktare	3	10	30	9	27	5	15	5	15	1	3
Spänning	3	10	30	7	21	3	9	5	15	9	27
Effekt	4	10	40	9	36	5	20	7	28	8	32
Varvtal	3	10	30	4	12	7	21	7	21	7	21
Maxmoment	3	10	30	6	18	7	21	9	27	10	30
Verkningsgrad	4	10	40	9	36	9	36	8	32	8	32
Kylning	4	10	40	3	12	6	24	6	24	6	24
Konstruktion	3	10	30	9	27	7	21	7	21	4	12
Summa		110	390	74	263	68	245	67	232	66	228

Nova 15 har en något mindre vikt än AMK-motorn (ca 100 g) och integrerat kylsystem. Den har också ett betydligt lägre pris per motor, 2/3 av AMK:s pris. Däremot har AMK-motorn större effekt och tillhörande kontroller/inverter är tillgängligt att köpa som paket

vilket gör att den ändå blev det slutliga motorvalet. AMK-motorn har inbyggda temperatur- och hastighetssensorer men inget integrerat kylsystem, dock har en enkel lösning setts hos konkurrerande Formula Student-lag. Detta innebar alltså att en extra komponent behövde designas för lösningen. Både motor och vätskemanteln som beskrivs nedan fästs till upprigten med M4-skrivar via en ring tillverkad i vattenskuren aluminium (se CAD-modell i bilaga B.7 och ritning i bilaga C.4).

6.3.1 Motorkylning

Den resulterande motorn från AMK är vätskekyld men levereras utan ett kylpaket. Det innebär alltså att en mantel till denna motor behövde designas för att kunna integrera den till fullt. Eftersom fler komponenter än bara motorn är vätskekylda avgränsades arbetet till enbart den del som fästs på motorn och ej slangar, pump eller dylikt. Därför lämnades även metoden för infästning av slang till vätskemanteln upp till de som kommer implementera lösningen på bilen. Kraven från tillverkaren är att kylvätskans flöde är minst 4 l/min vid 12 000 rpm och 9.8 Nm, att den ej värms mer än 5 °C när vätskan går mellan in- och utlopp samt att minst 79 % av mantelarean utsätts för kylning. Dessa krav samt ingående parametrar visas i tabell 6.4 nedan.

Nedan visas de formler som användes för att beräkna värmeförlust från motor (ekvation 6.1) samt det minsta krävda flödet (ekvation 6.2). (AMK, 2020)

$$P_v[W] = M[Nm] \times n[min^{-1}] \times \frac{2\pi}{60} \times \left(\frac{1}{\mu} - 1\right) \quad (6.1)$$

$$Q \left[\frac{m^3}{s} \right] = \frac{P_v[W]}{\Delta T[K] \times C \left[\frac{J}{kg \times K} \right] \times \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]} \quad (6.2)$$

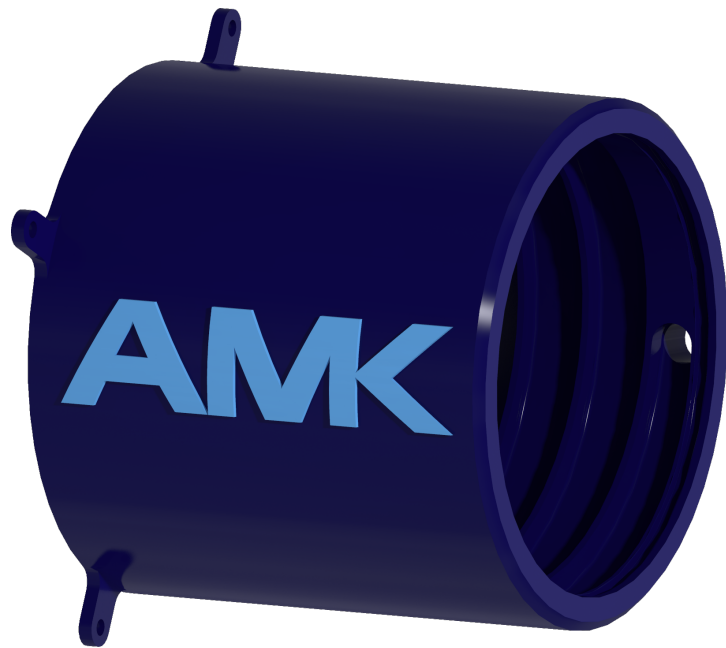
Tabell 6.4: Krav och ingående parametrar till vätskemantel

Beskrivning	Symbol	Värde	Enhet
Flöde	Q	>4	l/min
Temperaturökning	ΔT	<5	°C
Utnyttjad andel av mantelarea	$A\%$	>79	%
Moment	M	1.3 - 19.6	Nm
Varvtal	n	500 - 20 000	min^{-1}
Verkningsgrad	μ	0.11 - 0.91	—
Specifik värmekapacitet	C	4 187	$J/(kgK)$
Densitet	ρ	997	kg/m^3

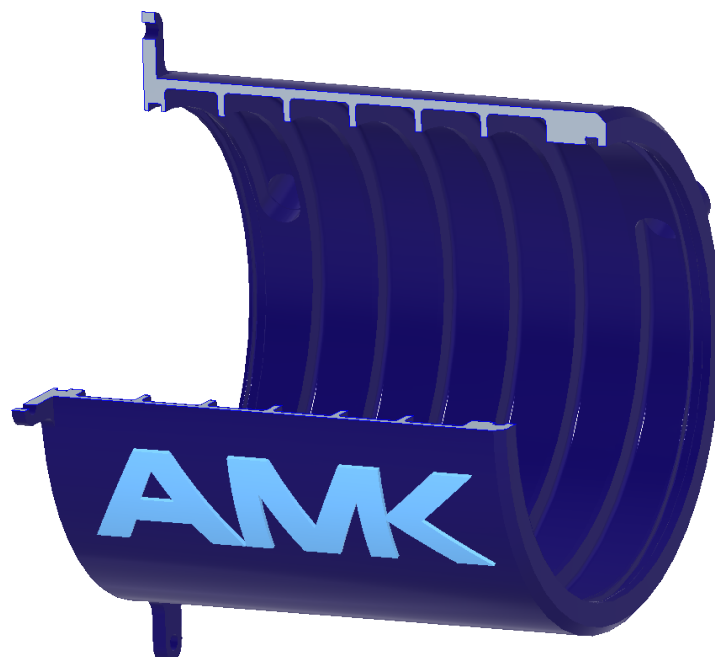
Momentet, varvtalet och verkningsgraden hämtades ur motorns verkningsgradsdatablad (se bilaga A.3). För att säkerställa att flödet är tillräckligt i alla tillfällen beräknades med hjälp av ekvation 6.1 & 6.2 ett flöde för varje datapunkt i databladet (se bilaga A.4). Från denna nya tabell tillsammans med effektkurvan i bilaga A.1 sågs att det maximala flödet 27 l/min uppnås vid 16 000 rpm och momentet 21 Nm. Kylvätskan har valts till vatten på grund av att det är den enda tillåtna enligt FSAE:s regler (Formula Student Germany, 2019).

Den resulterande vätskemanteln (se figur 6.1) som designades är en cylinder som träs över motorn och fästs med skruvar till upprigten. Själva vätskekanalen har ett rektangulärt tvärsnitt som skruvar sig sex varv runt motorn vilket ger 0.026 m^2 kontaktyta mellan motor och kylvätska som motsvarar 80 % av motorns mantelarea, vilket är precis över den tillåtna gränsen men mer än detta var svårt att få plats med. För att undvika läckage av kylvätska användes en o-ring på vardera ände av vätskemanteln. Den typ av o-ring som valdes var 95.0x2.0 NBR 70. Vätskekanalen och o-ringsspåren syns tydligare i figur 6.2. Vätskemanteln designades för att tillverkas i plast med hjälp av en 3D-skrivare, därför skapades ingen ritning

till den. Dock kommer ytorna i o-ringsspåren behöva efterarbetas till antingen 0.8 eller 1.6 μRa enligt DIN 3771 för att inte skada ringen. Manteln har motortillverkarens logotyp på eftersom det är ett av kraven för att få deras sponsorrabatt värd 5 000 € vilket är nödvändigt om kostnaderna ska hållas nere.



Figur 6.1: CAD-modell av vätskemanteln



Figur 6.2: Snittad CAD-modell av vätskemanteln

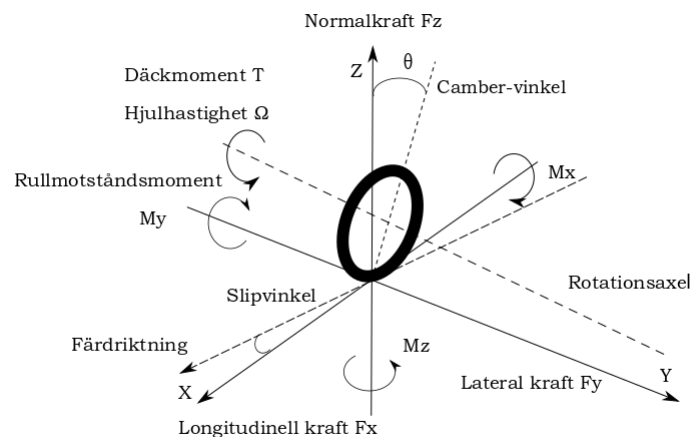
7 | Upphängning

Detta kapitel behandlar upphängningen samt hur den påverkar den resterande lösningen.

7.1 Teori

Upphängningens funktion delas upp i två huvudsakliga delar; att sammankoppla hjulet och hub-paketet till chassit samt kontrollera de dynamiska krafter som uppstår när bilen körs. Bilens styregenskaper är också kopplade till hur upphängningen utformas. Majoriteten av bilarna i Formula Student har en upphängningsdesign som består av dubbla A-armar med två stycken infästningspunkter på uprigheten, samt fyra på chassit. För att komplettera rörelsefriheterna fästs styr-/toestag i en tredje punkt på uprigheten så att dessa tre punkter bildar en triangel. Fjädring och dämpning ansluts även på dessa stag i antingen den övre eller undre infästningen på uprigheten för att kontrollera rörelsen i höjdlid. Med dessa stag och trianguleringar kan geometrin justeras på många olika sätt för att uppnå olika köregenskaper i olika sammanhang.

Figur 7.1 beskriver frihetsgraderna för ett hjul. Med förståelse för denna geometri fås ett antal påverkande faktorer som bör tas hänsyn till vid upphängningsdesign. Några av dessa faktorer listas nedan. Eftersom en motor vid varje hjul med växellåda ökar den ofjädrade massan blir det viktigare med en välkonstruerad upphängning för att köregenskaperna inte ska försämrats. Detta blir särskilt märkbart då man kör på ojämnt underlag, då ett ökat ofjädrat masströghetsmoment ger sämre däckgrepp (Aune, 2016).

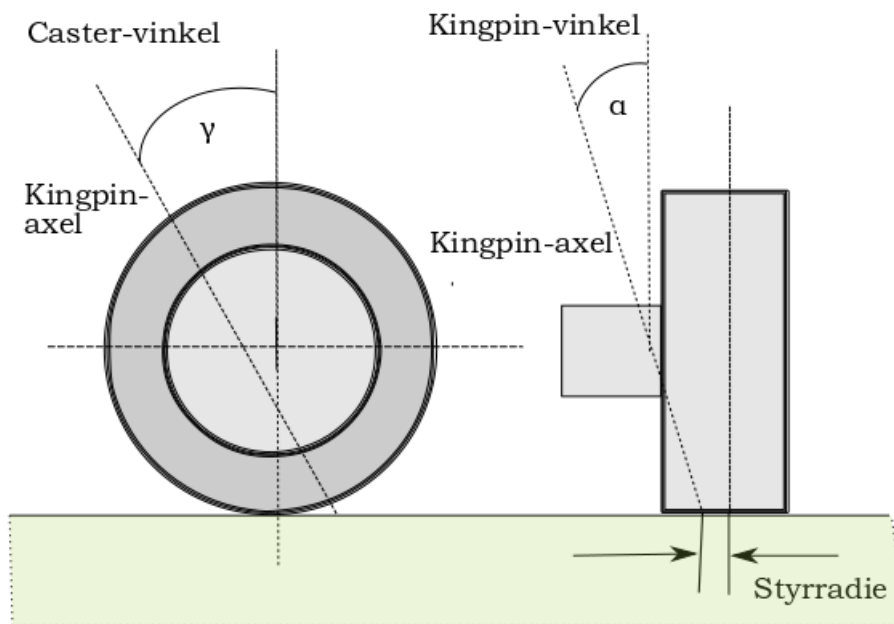


Figur 7.1: Frihetsgrader för ett hjul med påverkande krafter och moment. Vinklar och moment är definierade positivt som de är ritade i figuren.

7.1.1 Påverkande faktorer

Camber-vinkeln definieras som vinkeln mellan hjulets plan och den vertikala axeln, Z-axeln i figur 7.1 ovan. Camber-vinkeln definieras som positiv om hjulets ovansida lutar utåt relativt bilen. När denna vinkel ändras förändras också däckets grepp i både longitudinell och lateral riktning. Därmed påverkas bilens förmåga att accelerera och bromsa, främst i kurvor. (Wong, 2001)

Kingpin-axeln (även styraxeln) är den axel som navet och hjulet svänger kring. Denna axel definieras av två vinklar, caster-vinkeln och kingpin-vinkeln. Dessa illustreras i figur 7.2 nedan.



Figur 7.2: Modell över styrningsgeometri & axlar

Caster definieras som positiv om styraxeln lutar bakåt relativt färdriktningen. Ju större den vinkeln är, desto kursstabilare blir bilen. Om caster är stort positiv kan bilen upplevas tungstyrd och att rattåtergång sker mer automatiskt, medan en negativ caster ger en lättstyrd men instabil styrning. (Andersson, 2008)

En annan faktor att ta hänsyn till vid upphängningsdesign är att hjulets kontaktyta tenderar att förflyttas i sidled under körning. Detta påverkar förstås däckets laterala grepp och kan resultera i att bilen byter bana. Mest påtagligt blir det vid stötar och återfjädring och ger en radie, **styrradien**, som man bör hålla sig inom. Denna radie illustreras i figur 7.2 och definieras positiv om den är till vänster om däckets mittlinje framifrån sett (vilket den är i figuren). Med positiv styrradie vrider sig hjulet utåt relativt bilen vid inbromsning och med negativ radie vrider det sig inåt. Styrradien beror på däckets omkrets, val av fälg och kingpin-vinkel. Om kingpin-axeln och däckets mittlinje sammanfaller i vid däckets kontaktyta blir den lika med noll. (Andersson, 2008)

7.2 Genomförande

Då ett fullständigt fordonskoncept saknades när detta projekt genomfördes avgränsades upphängningskonstruktionen till infästningar på upright. Bärarmar och styrstag dimensionerades alltså inte eftersom information om exempelvis slutgiltig massa och geometri på bilen saknades. Dessutom är det troligt att även uprightdesignen kan behöva ändras. Infästningarna på uprighten för upphängning och styrning har därmed inte designats specifikt utan med generella värden som ska kunna designas om när bilen väl ska konstrueras. Målet var alltså att skapa en grund för upphängningen med infästningspunkter som senare enkelt kan justeras så att optimala upphängningsvinklar och hållfasthet för ingående komponenter kan åstadkommas. Marginalvärden för upphängningsgeometrin togs fram med hjälp av LiU Formula Students nuvarande team och listas i kravspecifikationen nedan, se tabell 7.1. Värdet för markfrigång är bestämt av FSAE:s regelverk (Formula Student Germany, 2019).

Tabell 7.1: Kravspecifikation för upphängning

Krav för upphängning	Marginalvärde	Enhet
Markfrigång	>30	mm
Caster	0-7	grader
Kingpin	1-7	grader
Styrradie	~ 5	mm
Camber	0-2	grader

För att kunna designa uprighten så att värdena från kravspecifikationen uppfylldes, lades plan, referenspunkter och axlar in i komponentens CAD-modell. Dessa blev då utgångspunkter för när infästningarna designades. Det främsta hindret för att sätta ut punkterna var bristen på utrymme inom fälgen. Även bromsokets placering behövdes tas hänsyn till.

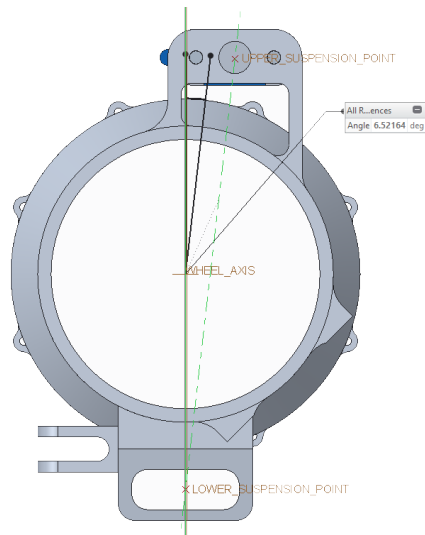
7.3 Resultat

Med infästningspunkterna utsatta så blev de resulterande vinklar och avstånd enligt tabell 7.2.

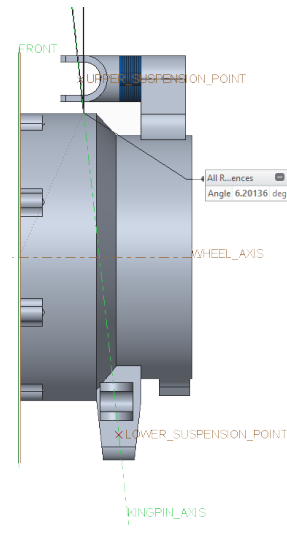
Tabell 7.2: Tabell över resulterande från CAD-modell

Parameter	Värde	Enhet
Markfrigång	115	mm
Caster	6.5	grader
Kingpin	6.2	grader
Styrradie	28	mm
Camber	0-3.2	grader

Markfrigången klaras alltså med god marginal. För kingpin- och castervinkel finns utrymme att justera infästningspunkter så att vinklarna antingen blir mindre eller något större. Anledningen till styrradien blev mycket större än marginalvärdet beror främst på valet av fälg. Fälg som valdes i avsnitt 5 har litet inpressningsdjup (avstånd mellan fälgens anläggningsyta mot nav till fälgens mittlinje, även känt som ET-mått) och tvingar därmed styrradien att bli större i positiv riktning. Det mest effektiva sättet att minska styrradien anses därför att vara byta fälg, men även kingpin-vinkeln kan ändras något genom att justera uprightens infästningar. Detta är alltså avvägning som får göras, kandidatgruppen valde dock att acceptera en större styrradie mot att få en mindre kingpin-vinkel.



(a) Resultande caster-vinkel



(b) Resultande kingpin-vinkel

Figur 7.3: Resultande caster och kingpin. Sträckad grön linje är kingpin-axel, medan hel-dragen grön linje är navets mittlinje

Camber-vinkeln valdes att justera med camberfäste på den övre infästningspunkten på upprigten. Detta fäste använder sig av distansbrickor så att önskad camber-vinkel fås, se figur 7.3b. Utan några distansbrickor blev camber-vinkeln 3.2 grader och med alla distansbrickor monterade kan 0 grader fås. Detta camber-fäste återanvänds från LiU FS bil från 2020, ER20.

8 | Upright

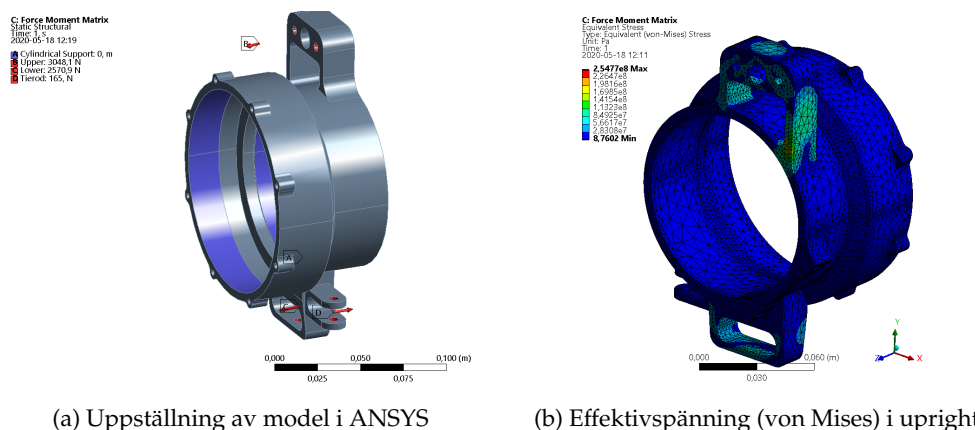
I detta kapitel beskrivs hur upright och nav designades.

8.1 Teori

Uprigheten är en central del i konceptlösningen då den binder samman alla andra ingående komponenter. Motor, bromsok och upphängning fästs direkt på uprighten medan nav och växellåda lagras inuti den. Det svåra med att designa upright är att det begränsade utrymmet som finns att tillgå. Eftersom bromsoket sitter på utsidan av uprighten så får den inte vara för stor men samtidigt måste växeln samt lager få plats inuti vilket gör att den inte får vara för liten heller. Utöver detta måste godset vara tillräckligt tjockt för att hålla för de krafter som verkar på den.

8.2 Genomförande

Som tidigare nämnt i kapitel 7.2 så var målet att skapa en upphängningsdesign med generella värden då de högst troligt kommer att behöva justeras till den faktiska bilen. Både upright och nav kommer tillverkas i aluminium (7000 serien) då det är en lätt metall som är enkel att bearbeta, dessutom är detta praxis för dessa komponenter i LiU FS. Därmed så dimensionerades uprighten så att möjlighet för dessa justeringar skulle finnas. Uprigheten designades genom att definiera alla gränssnitt till närliggande komponenter, fylla designrymden mellan dem och sedan ta bort onödigt material. Med hjälp av ANSYS kontrollerades att uprighten fortfarande var tillräckligt styv och att det inte uppstod överdrivna deformationer vid höga belastningar, se figur 8.1. Navet designades på liknande vis.

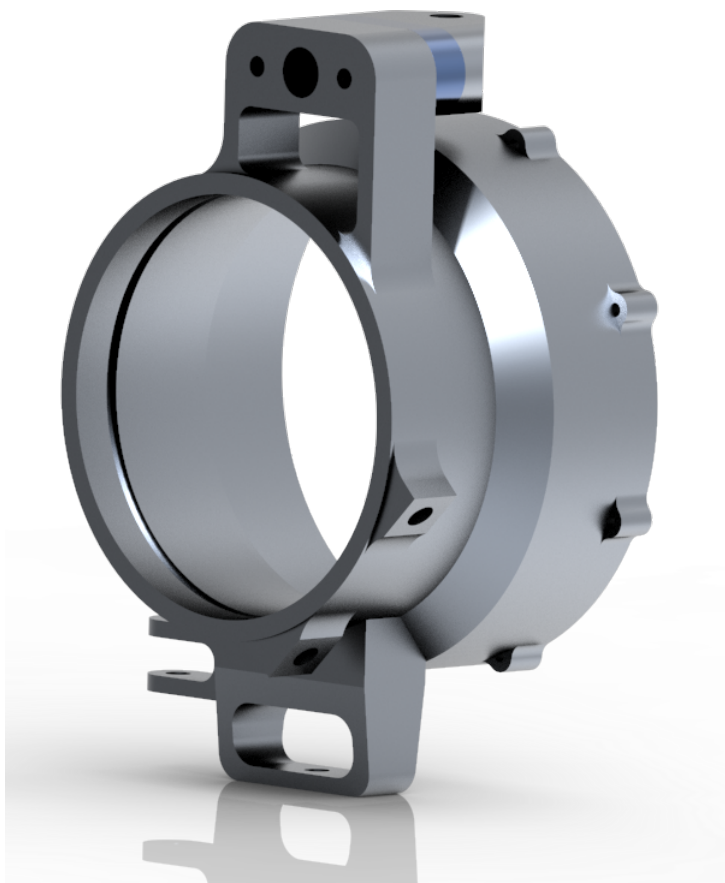


Figur 8.1: Resultat av hållfasthetsanalys av upright

8.3 Resultat

Uprigheten blev en fullständig modell med alla infästningspunkter, där upphängingspunkterna enbart är exempel och kan ändras i efterhand. Huvudkonstruktionen för upprigheten är designad för att kunna användas på både fram- och bakaxel. Den CAD-modell som visas i rapporten är baserad på upphängnings-geometri till framaxeln men kan även med små modifikationer användas bak. De övriga ytor och mått för bromsok, lager, planetväxel samt motor kan dock inte ändras i efterhand då de beror på dessa komponenter. Den upphängnings-geometri som kravspecifikationen anger kunde inte uppnås helt, men redovisas i tabell 7.2. Formen är anpassad till att kunna tillverkas med en CNC fleroperationsmaskin. Den färdiga designen kan ses i figur 8.2 nedan.

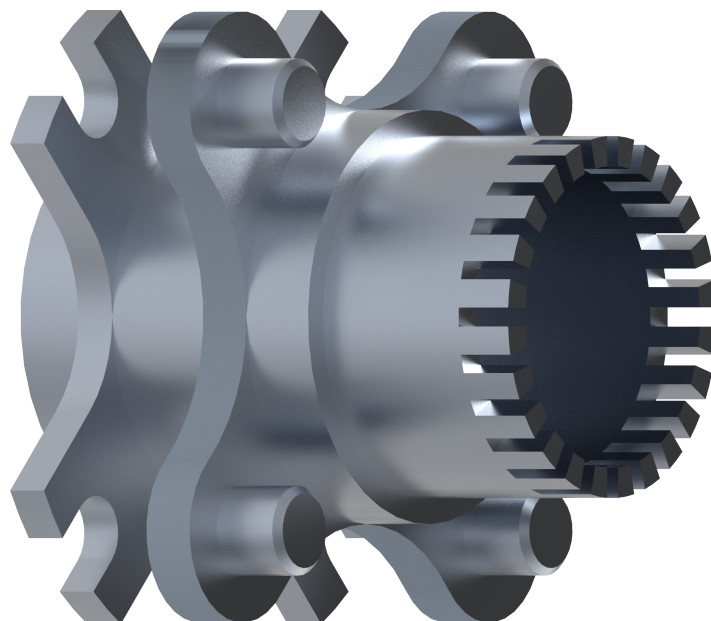
Bromsoket fästes med två M8 skruvar och sitter lutad 45 grader neråt och in mot centrum på bilen. Som tidigare nämnt i kapitel 7.3 så monterades ett återanvänt camber-fäste från ER20 i övre upphängingsfästet. Ritning för upprigheten finns i bilaga C.1. Se ANSYS resultat i bilaga D.1.



Figur 8.2: CAD-modell av upright

8.3.1 Nav

Kraft och rotation från motor överförs genom växellådan och navet till hjulet och de båda lagras in i uprighten för att underlätta rotationen. Fälgen träs på navet och hålls på plats av en egendesignad mutter med M48x3 gänga samt hål för en sprint som förhindrar att muttern gånger upp sig själv. Detta medför att navet har frästa spår för denna sprint och motsvarande gänga. För att säkerställa att hjulet roterar med navet finns fyra piggar som träs in i hål på fälgens insida. Bromsskivan fästs till navet med ISRs medbringare. Navets massa minimerades genom att borra ur en så stor innerdiameter som möjlig. Med hjälp av fyra M8-skruvar samt en presspassning fästs navet till den yttre planethållaren. Presspassningen säkerställer att navet centreras korrekt. Det färdiga navet syns i figur 8.3 nedan. Ritning och FEM resultat finns i C.2 resp. D.2. Se bilaga C.3 för ritning av centerlock-mutter.



Figur 8.3: CAD-modell av navet

9 | Bromssystem

Detta kapitel behandlar arbetet kring bromssystemet som tillämpats i projektlösningen. Bromssystemet huvudsyfte är att retardera fordonet på ett kontrollerat och säkert sätt. Faktorer som främst påverkar detta är fordonets hastighet och massa, friktion mellan däck och underlag, skivans diameter och area, applicerad kraft på bromsen samt systemets temperatur.

9.1 Teori

För skivan i systemet gäller det att den är slitstark, tål snabba temperaturförändringar och är hållfast nog för de bromsmoment som uppstår. Detta kan regleras genom radien, svepta arean, håll och typ av infästningsmetod. Stora medelradier ger en ökad retardation då momentet som skapas vid en inbromsning blir högre, vilket ofta är det man strävar mot. En större medelradie för skivan innebär också att värmeeffekten vid en inbromsning blir fördelad på en större area och därmed ger en lägre värmeutveckling.

Det finns tre olika typer av bromsskivor; fasta, semi-flytande och flytande. Med det menar man hur skivan sitter monterad och hur den kan röra sig. En fast skiva kan inte röra sig varken radiellt eller axiellt och sitter helt fast i navet som den roterar med. För att kunna kompensera för värmeslag finns flytande skivor, där semi-flytande kan röra sig axiellt medan helt flytande kan röra sig både radiellt och axiellt. Denna förflyttning sker med förutsättning av små toleranssatta glapp. Med flytande skivor kan två olika material användas till slitdelen och monteringsdelen, vilket gör att massan kan minimeras. Massan för skivan tillsammans med dess radie och tjocklek kommer även att påverka den rotande massan i hjulet som påverkar gyroeffekterna på grund av tröghetsmomentet för skivan som uppstår när fordonet är i rörelse. Detta ger ett typiskt konstruktionsproblem, att minimera massan/volymen samtidigt som man vill öka skivans radie.

För bromsoket gäller inte riktigt samma kriterier för massa och värme. Dess massa blir endast ofjädrad till skillnad från skivan som både är ofjädrad och roterande. Här använder man sig oftast av lättviktslegeringar av aluminium för att minska vikt och enklare tillverkning. Den ska innehålla och sammankoppla beläggen och kolvar som aktiveras med hjälp av hydraulik. Det innebär att det istället blir större fokus på paketering för att minimera volymen och massan för att smidigt kunna utnyttja utrymmet innanför fälgen.

Av konceptlösningen önskades även möjligheten att kunna utnyttja regenerativ bromsning vilket är en av många fördelar med eldrift. Det innebär att motorerna kopplas om via styrenheten till att istället användas som generatorer. Skillnaden mellan en motor och generator är i princip endast energiflödet genom systemet. Vid en inbromsning kan då rörelseenergin hos fordonet utnyttjas för att retardera accelerationen med hjälp av motorns inre friktion och tröghetsmoment. Energin omvandlas till elektrisk energi som i sin tur laddar batteriet. Genom att använda sig av denna teknik kan man köra längre sträckor och få mindre totala förluster samtidigt som man kan dimensionera den mekaniska bromsen betydligt mindre.

9.2 Genomförande

För att underlätta både för arbetet med konceptlösningen och för LiU Formula Student begränsades leverantörer till den som redan användes inom föreningen, ISR Brakes. Genom att förhålla sig till ISR som leverantör fanns möjligheten att återanvända komponenter och lösningar för konstruktionen hos systemet, däremot krävdes det att den mest optimala lösningen utifrån produktsortimentet hittades. En kravspecifikation som ses i tabell 9.1 för bromssystemet upprättades för att se till att alla komponenter får plats mellan fälgen och navet samtidigt som önskad bromsverkan uppnås.

Tabell 9.1: Kravspecifikation för bromssystem

Kravspecifikation bromssystem	Marginalvärde	Enhet
Ytterdiameter bromsskiva	<254	mm
Innerdiameter bromsskiva	>110	mm
Kunna låsa alla hjul	Ja	-
Regenerativ bromsverkan av total bromsning	≤ 90	%

Enligt FSAE:s regelverk får upp till 90% av den totala bromsverkan utgöras av endast regenerativ bromsförmåga, sedan måste det hydrauliska bromssystemet aktiveras (Formula Student Germany, 2019). Med hjälp av motordata och primitiva beräkningar för bromsmoment för motorn kontrollerades förmågan hos AWD-drivlinan att hantera inbromsningen med endast motorerna. För att kunna utföra vissa beräkningar behövde antaganden att göras då inte fullständig information kunde fås från datablad. De antagandes som gjordes var;

- Utväxling från motor till hjul $i = 13.0$.
- Momentkaraktärisktiken som AMK motorerna ger kan även inverteras som begränsning.
- Kurvorna från databladet har antagits linjära vid vissa segment för att förenkla beräkningar. Se bilaga A.1 för datablad med exakta grafer.

Parallellt med beräkningarna på den regenerativa bromsen kunde den mekaniska bromsen dimensioneras. Med hjälp av LiU Formula Students CAD-databas och Matlab-skript kunde modeller hämtas och beräkningar göras. Olika bromsok jämfördes med en så stor skivdiameter som möjligt inom begränsningarna för att på så sätt kunna se hur stor *input force* som krävs för ett visst bromsmoment. Input force är den kraft som läggs på huvudbromscyldern (mastercyldern). Det är den kraft som föraren tillför bromspedalen men förstärkt av hävstångseffekten som pedalboxen ger upphov till. Hävstångseffekten ges av pedalförhållandet och avgörs vid design av pedalboxen, vilket alltså är utanför projektets avgränsningar. Pedalförhållandet har dock för tidigare års bilar legat runt 3:1, vilket sågs som ett riktmärke för att avgöra hur stor input force som var rimlig att uppnå.

9.3 Resultat

Beräkningarna för den regenerativa bromsningen hos motorerna resulterade i ett maximalt bromsmoment på 273 Nm i hastigheter upp till ca 95 km/h, därefter avtar bromsmomentet och sjunker linjärt till 221 Nm (se figur 9.2f). Detta bromsmoment kan då ses som både komplement samt som enskilt agerande för att sakta ner fordonet, då det beror på den önskade retardationen från föraren.

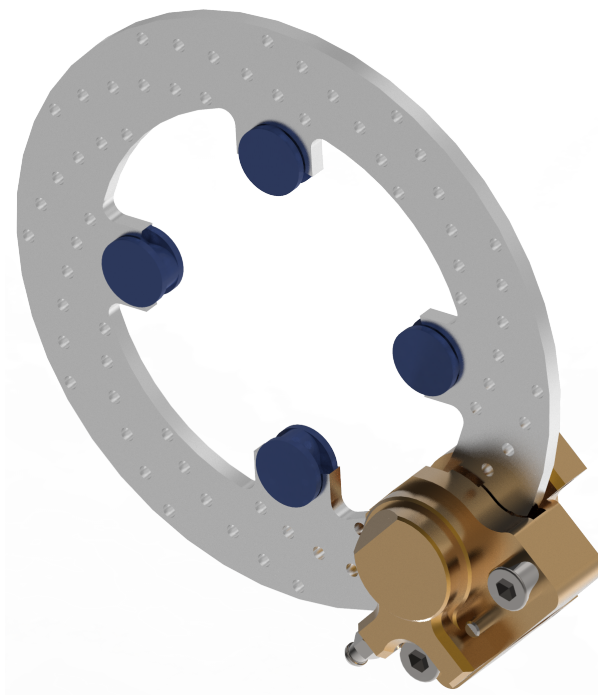
För hastigheter över 95 km/h behöver alltså den mekaniska bromsen kunna uppta ett större moment. Jämförelser mellan 4-kolvsok och 2-kolvsok gjordes för att kunna avgöra vilken som är optimal för lösningen. På LiU Formula Students bil år 2020 sitter det 4-kolvsok

fram och 2-kolvsok bak, men med en lättare EV-bil och kombinerat med regenerativ bromsning blir det möjligt att dimensionera mekaniska bromssystemet mindre och på så sätt spara vikt. Ett 2-kolvsok väger 0.17 kg mindre än ett 4-kolvsok men ändrar karakteristiken för en inbromsning. I figur 9.1a-d) ser man att kurvorna har en flackare lutning då 2-kolvsok används på alla fyra hjul, vilket innebär att en större input force för en viss bromskraft. Jämförelsevis så krävs 800 N input force för att låsa hjulen med 4-kolvsok fram, jämfört med 1 200 N med 2-kolvsok. Med andra ord fås en mer responsiv bromsverkan med 4-kolvsok jämfört med 2-kolvsok.

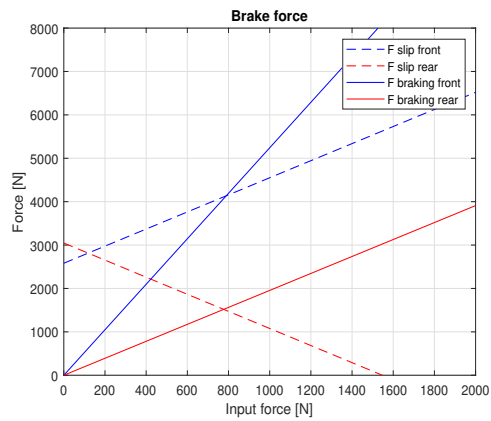
Slutsatsen blev att enbart 2-kolvsok runtom skulle ge en dålig och "trög" broms, men i kombination med den regenerativa bromsverkan bör önskad effekt fås. Därför blev det slutliga valet för konceptlösningen 2-kolvsoket 22-049-OC både fram och bak. Denna variant av oket har in- och utgångar för hydraulolja samt luftpipor på sidan för att kunna passa in mellan fälgen och navet. Samma ok fast med luftpipor och in-/utgångar ovanpå oket ger en för stor radie för bromssystemet.

Bromsskivorna som valdes är egendimensionerade skivor från ISR, med $\varnothing 176\text{ mm}$ som ytterdiameter och $\varnothing 122\text{ mm}$ innerdiameter. Flytande bromsskivor valdes då massan kan minimeras. Med denna konfiguration resulterar maximala bromsmomentet i 838 Nm och 308 Nm på respektive axel.

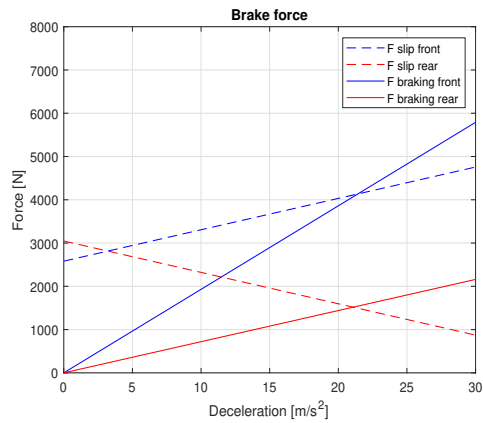
Se figur 9.1 för CAD-modell av bromssystemet. Se graferna i figur 9.2 för resultat från Matlab beräkningarna.



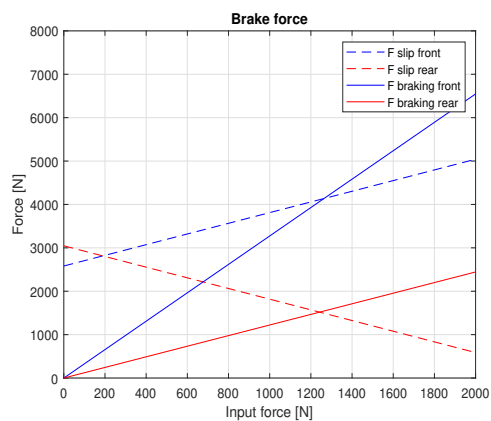
Figur 9.1: CAD-modell av bromsok, skiva och medbringare



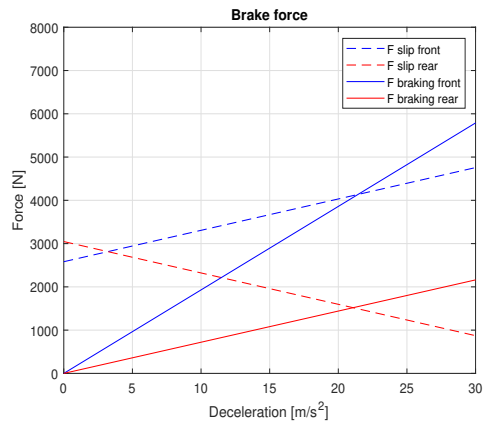
(a) Bromskraft per axel, 4-kolvsok på framhjul och 2-kolvsok bak.



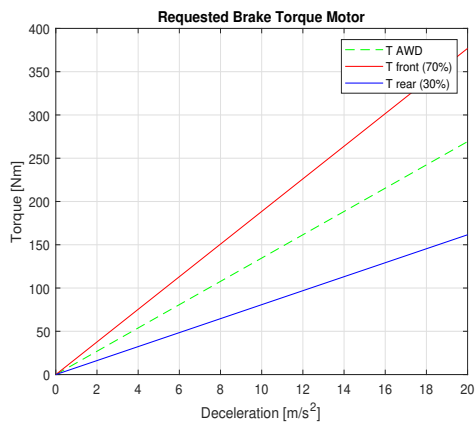
(b) Bromskraft mot deceleration, 4- & 2-kolvs ok.



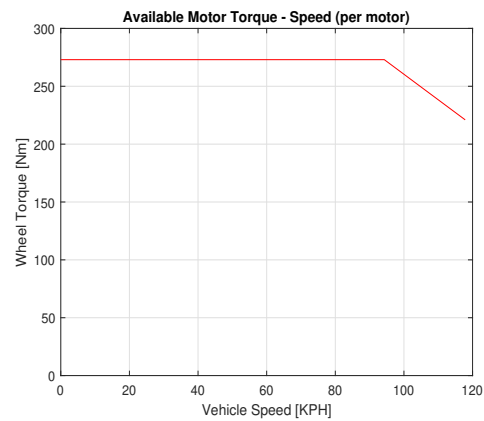
(c) Bromskraft per axel, 2-kolvsok på alla hjul.



(d) Bromskraft mot deceleration, 2-kolvsok på alla hjul.



(e) Bromsmoment per hjul vid ökande retardation



(f) Tillgängligt moment från motorn.

Figur 9.2: Matlabgrafer för bromsmoment

Figur 9.2 a),c) visar resulterande bromskraft per axel (framaxel i blått, bakaxeli rött) mot input force på mastercylindern. Där de streckade linjerna skär de heldragna linjerna visar maximal bromskraft innan slirning uppstår. Figur 9.2 b),d) visar samma fast för deceleration.

9.3.1 Värmeanalys

Som det beskrivs i teoriavsnittet 9.1, så innebär en mindre bromsskiva att risken för överhettning ökar. En enkel beräkning kunde göras för den valda bromsskivan genom att studera ett extremfall, då bilen bromsas in från maxhastighet till stillastående och all kinetisk energi antas övergå till värme i bromsskivan. Det antogs också det att 70 % av bromskraften upptas av bromsarna fram och fördelas jämnt mellan vänster och höger sida. Ekvation 9.1 beräknar kinetiska energin och ekvation 9.2 bestämmer temperaturökningen för bromsskivan:

$$E_k[J] = \frac{m_{bil}[kg] \times v_{max}^2[m/s]}{2} \quad (9.1)$$

$$\Delta T[^\circ C] = \frac{E_k[J]}{m_{skiva}[kg] \times C[J/KgK]} \quad (9.2)$$

Bromsskivorna är tillverkade av legerat kolstål. Exakt materialbeteckning och andelar legering delar inte tillverkaren med sig av, därför användes generell materialdata för kolstål enligt tabellen. Tabell 9.2 listar även resterande ingående parametrar i ekvation 9.1 och 9.2.

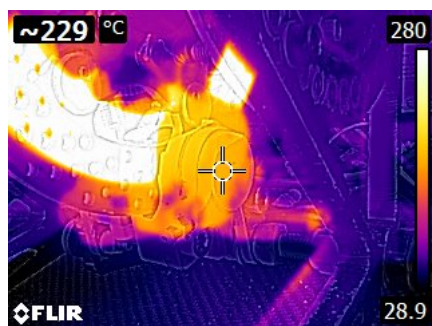
Tabell 9.2: Materialdata och ingående parametrar för temperaturberäkning

Beskrivning	Symbol	Värde	Enhet
Massa för bil	m_{bil}	185	kg
Maxhastighet för bil	v_{max}	120	km/h
Massa för skiva	m_{skiva}	0.49	kg
Maximal servicetemperatur kolstål	ΔT	340	°C
Specifik värmekapacitet kolstål	C	510	J/(kgK)
Densitet kolstål	ρ	7 800	kg/m ³

Temperaturhöjningen i en bromsskiva på framaxel vid extremfall konstaterades till 205 °C, vilket alltså är med marginal under den maximala servicetemperaturen för kolstål. Däremot ger denna beräkning inte en fullständig bild av värmeutvecklingen i hela bromssystemet då värmen också påverkar de andra komponenterna. Friktionen mellan skivan och belägg ger upphov till värme som sprider sig via värmeledning till oket och medbringaren samtidigt som alla delar avger värme till omgivande luft via konvektion. En mer omfattande värmeanalys i exempelvis ANSYS skulle därför vara relevant, men det hamnar utanför detta projekts begränsade tidsplan. Dock så kunde jämförelse göras med ett värmetest på LIU FS bil från 2019, ER19.

Bakbromsen på ER19 bestod då av en central broms på bakaxeln med samma 2-kolvsok som valdes i 9.2 (ISR 22-049-OC) och upptog då alltså allt moment på bakaxeln. Problem uppstod då med att värmeutvecklingen blev för hög och en packning i oket smälte sönder under endurance-eventet (långlopp) på tävlingen i England vilket gjorde att LIU FS tvingades avbryta. Testkörningar med värmekamera efter tävlingen visade att bromsoket uppnådde temperaturer upp till 229 °C efter ca 40 km varierad körning på bana (det vill säga efter många inbromsningar i följd), detta kan ses i figur 9.3.

Slutsatsen av detta blir alltså att värmeutvecklingen inte kommer ett problem för bromsskivan, men att oket kan komma att uppnå kritiska temperaturer vid längre lopp. Däremot så kommer bilen med elektrisk drivlina att vara lättare och fördela bromsmomentet baktill på två skivbromsar istället för en, så antagligen kommer värmeutvecklingen inte att vara lika hög som för ER19. Om dessutom den regenerativa bromsverkan kan avlasta den mekaniska bromsen bör temperaturen för oket hållas nere ytterligare. Det rekommenderas dock att i kombination med en mer omfattande FEM-värmeanalys också testköra med den nya konfigurationen med värmekamera för att säkerställa att arbetstemperaturen ligger på en acceptabel nivå.



Figur 9.3: Bild tagen på ER19:s bakbroms med en värmekamera efter testkörning

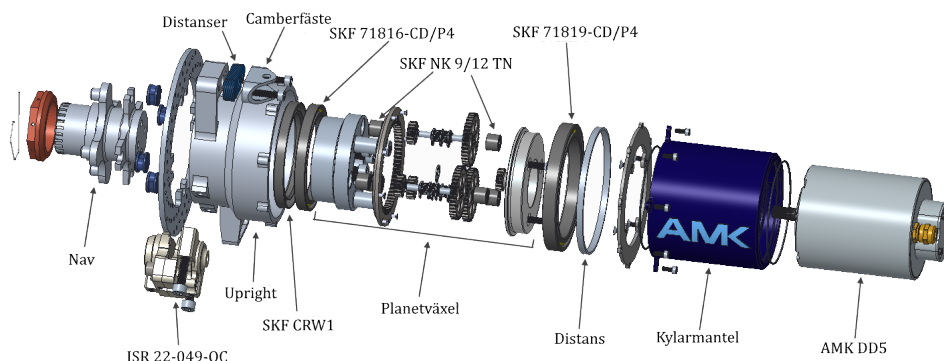
10 | Fullständigt koncept

Med utgångspunkten i att 10"-fälg skulle ingå i konceptet valdes OZ Racings magnesium centerlock-fälg. Utifrån fälgen valdes passande däck med så liten ytterdiameter som möjligt. Val av motor blev AMK DD5 då den hade hög effekt, kompakt och lättimplementerad konstruktion samt styrsystem tillgängligt som tillval. Till motorn designades en kylmantel med ett spiralformat inre spår för att garantera ett omslutande jämnt flöde av kylvatten. Kylmanteln och motorn fästs till uprigheten med hjälp av en ring (motorringen) och 8 st M4-skruvar.

Med motorns varvtalskurva och däckets ytterdiameter känt kunde utväxlingen i transmissionen bestämmas, vilket blev $i=13$. Kandidatgruppen som konstruerade växellådan kunde då parallellt ta fram ett så kompakt och hållfast koncept som möjligt som uppnådde med den önskade utväxlingen. För att kunna åstadkomma en så hög utväxling på ett så litet utrymme så föll konceptvalet på en sammansatt planetväxel. Den utgående axeln från motorn sammanfogades med solhjulet med hjälp ett clips i ett spår. Solhjulet driver då planeten i två steg, där ringhjulet kring steg 2 är fixt. Planetställaren till andra steget blir då utgående axel och är sammankopplat med navet. Planetväxeln innesluts av uprigheten och lagrad med vinkelkontaktkullager mellan både inre och yttre planetställarna. Vinkelkontaktkullager valdes för denna konstruktion eftersom de kan överföra stora krafter i både axiell och radiell riktning. Det inre lagret, mot motorn till, är ett SKF 71819-CD/P4. Det yttre lagret, mot navet till, är ett SKF 71816-CD/P4 och krävde även en tätning för att hålla ute smuts och liknande.

Uprigheten som designats har infästningspunkter för bärarmar och styrstag och är gjord av 5 mm aluminiumgods. Infästningspunkterna är designade så att de kan justeras så att de passar optimalt till den färdiga bilen. På uprigheten sitter också infästningarna till bromsoket. Uprigheten är designad så kompakt som möjligt och följer växelns dimensioner.

Bromssystemets komponenter köps in från ISR Brakes. Oket som valdes är ett 2-kolvsok och bromsskivan är en flytande skiva med ytterdiameter 176 mm. Skivans medbringare sammanfogar den med navet. På navet monteras även fälgen med en mutter och låses med en sprint för att förhindra oavsiktlig uppgångning. Muttern är av dimensionen M48x3. Hela konceptet kan ses som en sprängskiss i figur 10.1 och som snitt i 10.2. Dess massa redovisas i tabell 10.1, raden *Övrigt* innefattar skruvar, distanser och liknande.



Figur 10.1: Sprängskiss över det fullständiga konceptet

Tabell 10.1: Massan hos konceptet

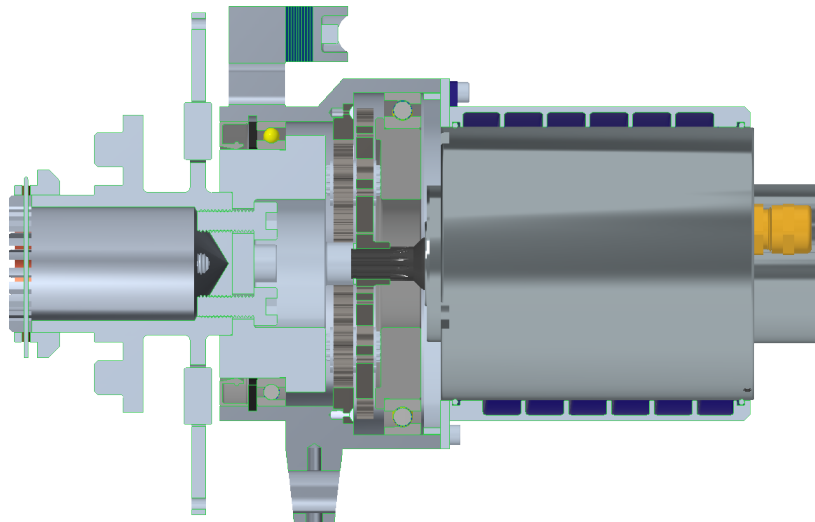
Komponent	Massa [kg]
Fälg	1.66
Däck	3.60
Nav	0.25
Upright	0.55
Motor	3.55
Växellåda	1.65
Bromssystem	1.05
Kylarmantel	0.12
Övrigt	0.17
Summa	12.6
Summa utan hjul	7.31

10.1 Montering

För att växelns alla delar och lager ska låsas i rätt position behöver den monteras från två håll. Från navsidan monteras först navet med den yttre planethållaren tillsammans med det yttre vinkelkontaktkullagret. Detta lager låses i sin position med hjälp en låsring i ett spår. Paketet tätas sedan utåt med en radialtätning *SKF CRW1*.

Från motorsidan monteras sedan ringhjulet genom att skruva in den i uprighten med 8 st M3, 8 mm långa. Därefter kan planeterna och planetaxlarna monteras som ett paket tillsammans med inre planethållaren och dess vinkelkontaktkullager. Alla lager är monterade genom presspassning. Planeterna är lagrade på axlarna med nållrullager då dessa främst ut-sätts för radialeffekter. När den yttre planethållaren monteras skruvas den ihop med den inre hållaren med 3 st M6 skruvar för att på så sätt öka styvheten för paketet. Ytterst placeras en distansring vilken kommer att ge en förspänning för vinkelkontaktkullagren när motorfästet skruvas fast. På motorsidan tätas uprighten och växellådan med en enkel silikontätning.

Service av växellådan görs genom att skruva bort motorn vid motorfästet. Kandidatgruppen valde att inte göra ett utlopp för oljebyten (oljeplugg) på uprighten eftersom man antog att man vid oljebyten även kommer att inspektera hjul och kuggar, och då måste man ändå montera ner motorn.



Figur 10.2: Genomsnitt av det fullständiga konceptet

11 | Diskussion

Detta avsnitt reflekterar över projektets metod och resultat genom att utvärdera vad som gått bra samt vad som kan förbättras och/eller arbetas vidare på.

11.1 Metod

Den metodik som applicerades i projektet var som tidigare nämnt i kapitel 3 en kombination av Liedholms samt Ulrich & Eppingers teorier kring produktutveckling. Metodiken har fungerat väl och gett arbetet en tydlig arbetsgång. Dock användes inte exakt samma metodik för alla komponenter då vissa var katalogval och andra designades från grunden av kandidatgruppen själva. För varje delsystem fick alltså metodiken anpassas och utvalda delar tas med. Gemensamt för alla delsystem var dock att en kravspecifikation upprättades innan arbete med beräkningar och design påbörjades. Vid katalogval innebar det att ointressanta produkter och alternativ kunde uteslutas direkt och vid egendesign blev kravspecifikationen en grund att bygga vidare på.

Generellt sett har det funnits en utmaning med katalogval; leverantörer har inte alltid delat fullständig information vilket har gjort att antaganden har fått göras.

11.2 Resultat

Ett genomgående problem i projektet har varit att den bil (eller koncept av bil) som det är riktat till inte är påbörjad än. Detta har då resulterat i att kandidatgruppen gjort antaganden eller inte helt färdiga lösningar på vissa komponenter eftersom det egentligen inte funnits några konkreta krav från projektägaren LiU FS. Däremot har kandidatgruppen fått relativt fria tyglar att tolka problem och konstruera egna lösningar till dessa. Uprightdesignen är ett tydligt exempel på detta då 10"-fälgar aldrig har använts tidigare samt att ingen upphängning för det har påbörjats av LiU FS.

Nedan diskuteras de erhållna resultaten för respektive delsystem och dess rimlighet. För- och nackdelar lyfts fram och hur ett vidare arbete med konceptet kan se ut.

11.2.1 Hjul

Fälgen som valdes är av typen centrumlås vilket har en hel del fördelar men även en del nackdelar, till exempel kravet från FSAE att ha någonting som förhindrar oavsiktlig uppgångning av muttern som tillför komplexitet till konceptet. En lösning till detta i form av en sprint har designats men måste testas för att säkerställa full funktion vid drift. Från tillverkare har fälgen dessutom en given maxlast på 785 N som ej får överstigas. Med fyra hjul och massan jämnt fördelad blir detta en maximal massa på 320 kg vilket är uppnåeligt med marginal, dock förskjuts massan och därmed även lasten vid körning vilket måste tas i beaktning vid implementering.

11.2.2 Motorval och kylning

En bidragande faktor till att det slutgiltiga valet av motor blev AMK-paketet är att det är välkänt och beprövat system hos många lag som placerats högt på världsrankinglistan, samtidigt som det ansågs vara en relativt enkel väg in i EV-klassen för ett CV-klassat lag. Dessutom minskas kompetenströskeln att utveckla egna EV-drivlinor hos laget vilket ger bättre möjligheter för framtida EV-system. En nackdel med AMK-motorn är att den kräver hög utväxling av transmissionen för detta koncept då den har en förhållandevis hög varvtalskurva. Med en lägre utväxling skulle antagligen växellådan kunna dimensioneras mindre och på så sätt spara vikt.

Vätskemanteln som designades till motorn kommer behövas justeras, valideras och testas innan fullständig implementering görs. Validering i till exempel ANSYS gjordes ej i detta projekt på grund av tidsbegränsningar, men enligt fysikaliska formler kommer den att fungera. En spiral valdes för vätskekanalens form men det finns flertalet andra möjligheter, till exempel en S-form eller helt öppet innanmäte. Dock kan inte den helt öppna variantens flöde säkerställas och den S-formade har 180° böjar där vattnet kan fastna eller ge upphov till virvlar, båda dessa varianter är därför sämre alternativ än den valda.

De värden som beräknades i bilaga A.4 är väldigt höga och få pumpar klarar dessa värden, detta innebär det varvtal samt moment som tas ut ur motorn måste styras noggrant för att ej överhettas den.

En annan aspekt att tänka på är tillverkningen av vätskemanteln. Tanken var att använda additiv tillverkning med 3D-skrivare vilket ännu inte är en särskilt etablerad tillverkningsmetod med tydlig teori som kan leda till att designen behöver justeras för att tillverkning ska vara genomförbar. Ett exempel som kan ställa till med problem i tillverkningen är den 1.5 mm tunna väggen som skiljer vätskekanalen, och huruvida denna kommer hålla vid tillverkning. På Linköpings universitet finns dessutom en 3D-skrivare som kan skriva ut fiberförstärkt plast vilken möjligtvis kan utnyttjas för detta ändamål och då minimera de tidigare nämnda riskerna. Kopplingen till resterande kylsystem lämnades som tidigare nämnt i kapitel 6.3.1 upp till de som kommer implementera lösningen, beroende på deras val kommer designen högst troligt göras om för att antingen använda en AN-koppling eller gånga in en slangnippel vilka är de vanligaste metoderna.

11.2.3 Upphängning, upright och nav

För upphängningen uppnåddes kraven för marginalvärdena på kingpin- och caster-vinkeln. Även camber-vinkeln kan justeras så att det hamnar inom det intervall som önskades. Styrradien blev däremot betydligt större än vad LiU FS rekommenderade och det beror till största del på den valda fälgens inpressningsdjup. Ett alternativ skulle kunna vara byta till en fälg med större inpressningsdjup eller helt enkelt designa en egen fälg som kan göra styrradien mindre. Då skulle man samtidigt kunna maximera kompaktet och minimera vikten på nav och bromssystem genom att kunna integrera dessa annorlunda ihop med fälg.

Förutom att bestämma slutgiltiga vinklar och justera infästningar på uprighten därefter, behöver konceptets upphängning kompletteras med bärarmar och styrstag. Även dämpning/fjädring av bilen behöver konstrueras.

Tätningen av uprighten på motorsidan kan ses som en svaghet för konceptlösningen. Silikontätning valdes vilket innebär att det måste omappliceras varje gång motorn monteras av och på uprighten. Det går dock att ändra designen av uprighten så att en o-ring tätar där istället, men det skulle leda till att hålen för motorfästet måste förskjutas utåt vilket betyder att uprighten förstoras.

Efter FEM-analys i ANSYS kan man konstatera att skalet som håller lager, motor, planetväxel och nav har dimensionerats tillräckligt hållfast, men däremot kan infästningarna för bärarmarna behöva ses över. Däremot ansåg kandidatgruppen att eftersom dessa var endast exempel på fästen och positioner fanns det ingen större mening med att fortsätta iterera lös-

ningar som var bättre optimerade. FEM-modellerna som användes var från början upright- och navmodeller från ER20 där CAD-modellerna byttes ut till projektets samt att krafter och moment justerades enligt beräkningar. Den del som skulle kunna ändras i FEM-analyserna är lasternas resulterande riktningar då de egentligen inte var helt optimerade enligt en upphängingsgeometri till projektet. Detta var dessutom utanför projektets mål och tidsram men resulterar egentligen i en högre säkerhetsmarginal då ER20 bilen beräknas ha större laster då den har högre totalmassa.

Alternativa material på upright hade varit till exempel titan, vilket hade resulterat i en additiv-tillverkning (3D-printing). Detta kunde bortses ifrån relativt snabbt eftersom det är en komplicerad process som LiU FS inte har tillgång till. Däremot skulle det vara ett stort steg för att förbättra optimeringen för massa och funktion hos komponenten.

Initialt var tanken att navet och den yttre planethållaren skulle vara en del, men denna design fick överges då det inte skulle vara möjligt att montera det yttre lagret på grund av bromsskivans position på navet. Om det går att hitta en lösning på monteringsproblemet skulle antagligen en hel sammansatt del vara att föredra då paketet blir styvare och innebära färre ingående komponenter.

11.2.4 Bromssystem

Bromssystemet har designats så att regenerativ och mekanisk broms ska kombineras. Utgångspunkten var dock att ska bilen kunna stannas på ett säkert sätt med endast mekanisk broms i det fall motorerna av någon anledning slås av. Att kunna implementera regenerativ bromsning var ett av projektets huvudmål och ett krav då motor valdes. En del antaganden om motorns regenerativa bromsförmåga behövde göras vilket har påverkat utfallet av beräkningarna. Antagligen så ger beräkningarna ett något idealiserat resultat då motorns förmåga att ge ett bromsande moment förmodligen kommer att vara något lägre än det som antogs vid beräkningarna. Det kommer därför att behövas testning av bromssystemet både med och utan regenerativa funktionen för att säkerställa att den mekaniska bromsen är tillräcklig. Med underlag från tester med regenerativa bromsförmågan aktiverad kan också justeringar göras för att förbättra hela bromskonstruktionen.

För att kunna implementera regenerativ bromsning behöver konceptlösningen kompletteras med ett styrsystem till motorn. Som nämnt i avsnitt 6.3 så finns controller och inverter att köpa till AMK-motorn, men även mjukvara behöver utvecklas för att konceptlösningen ska fungera som tänkt.

Vad gäller den mekaniska bromsen har fokus framförallt legat på vilket ok som ska ingå i konceptlösningen. Ett mindre 2-kolvsok sparar vikt men ger en trögare broms. Enligt beräkningar ska det dock gå att låsa alla fyra hjul med en rimlig kraft på mastercylindern. Om den mekaniska bromsen även kan avlastas av den regenerativa bromsverkan så anses resultatet bli godtagbart. Det finns även utrymme att för att ändra bromssystemets verkan genom att designa om de hydrauliska kretsarna, det vill säga till exempel ändra dimensioner på master- och slavecylindrar, för att på så sätt få en bättre prestanda. Detta projekt har utgått från att hydrauliska systemet ser ut som det gör på ER20, eftersom design av hydraulsystem låg utanför projektets avgränsningar.

Hur värmeutvecklingen för det valda bromssystemet kommer se ut är en annan aspekt som bör tas hänsyn till vid implementering av konceptet. Med det mindre bromsoket ökar risken för överhettning, därför bör tester alternativt FEM-analys på systemet göras för att verifiera att kritiska temperaturer undviks. Det finns dock svårigheter med att göra kunna göra en korrekt modell över systemet, då en del parametrar är okända och att tillverkaren inte delar med sig av exakta materialbeteckningar. Det har också funnits tankar om att ett egendesignat och egentillverkat ok samt skiva skulle kunna vara ett alternativ som är värt att undersöka då främst oket skulle kunna designas kompaktare. I konceptlösningen har oket begränsat designen eftersom det tar upp stor plats och om det fanns möjlighet att minska ner på dess radie, skulle eventuellt andra designmöjligheter för övriga komponenter finnas.

12 | Slutsats

Detta projekt har resulterat i en konceptlösning för en elektrisk drivlina som LiU Formula Student kan implementera när de kommande år övergår till eldrift. Arbetet har varit helt teoretiskt så därför bör konceptet testas för att se hur det fungerar i praktiken. Konceptet kan antagligen förbättras ur flera aspekter men anses vara en bra grund för LiU Formula Students team att arbeta vidare med.

Målen för projektet har uppnåtts och frågeställningarna besvarats. Kravspecifikationen som uppfördes i samråd med LiU FS innan projektet påbörjades har till största del uppnåtts. Motorn som passar bäst för konceptlösningen anses vara AMK DD5. För bromssystemet valdes 2-kolvsok för alla fyra hjul med flytande skivor med ytterdiameter 176 mm. Utöver detta krävs som tidigare nämnt i kapitel 10 en kylarmantel, motorring, upright, nav samt ett antal olika fästelement och tätningar. Massan för hela paketet (utan däck och fälg) blev 7.31 kg vilket kandidatgruppen är nöjda med. Paketets totala längd resulterade i 281 mm och markfrigången i 115 mm vilket är så kompakt att varken bilens svängradie eller köregenskaper bör påverkas. Upphängningsgeometrin begränsas främst av styrradien enligt kapitel 7, då den blev betydligt större än målsättningen.

Referenslista

- About Formula Student*. (2020). Institution of Mechanical Engineers. <https://www.imeche.org/events/formula-student/about-formula-student> Hämtad 2020-02-27
- AMK. (2020). *AMK RACING KIT 4 wheel drive Formula Student Electric*". Hämtad från: https://amk-group.com/amk-dokucd/dokucd/FSE/en/content/resources/pdf-dateien/pdk_205481_kw26-s5-fse-4q_en_.pdf.
- Andersson, N. (2008). *Hjulspindlar - Konceptgenerering och framtagning av hjulspindlar till en racerbil*. Luleå tekniska universitet, Institutionen för teknikvetenskap och matematik. Luleå. Hämtad från: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1023123/FULLTEXT02.pdf>.
- Aune, P. A. (2016). *a Four Wheel Drive System for a Formula Style Electric Racecar* (examensuppsats). Norges Teknisk-Naturvetenskapliga Universitet. Trondheim. Hämtad från: <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2384523>.
- Byrne, K. (2018). *Wisconsin Racing 218e In-Hub Corner Assembly*. Hämtad från: <https://static1.squarespace.com/static/57e8888fc534a547699d733d/t/5be19650352f532200d42d53/1541510746110/218e+Corner+Assembly+-+FINAL.pdf>.
- Concept*. (u. å). Formula Student Germany. <https://www.formulastudent.de/about/concept/> Hämtad 2020-02-24
- Formula Student Electric - World Ranking List*. (2019). Formula Student Germany. <https://fs-world.org/E/> Hämtad 2020-03-30
- Formula Student Germany. (2019). *Formula Student Rules 2020*. Hämtad från: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf.
- Giri, F. (2013). *AC Electric Motors Control - Advanced Design Techniques and Applications*. John Wiley & Sons, Incorporated.
- Kucinski, W., Liang, R., Davis, C. & Masucci, M. (2017). *ME 351 - Formula Electric In-Hub Motor System for Formula SAE Electric*. Hämtad från: <https://static1.squarespace.com/static/57e8888fc534a547699d733d/t/5966f641579fb37769b4c6b3/1499919950515/WR-217e+In-Hub+Motor+System.pdf>.
- Stavro, C. (2019). *OZ magnesium 10"x7" wheel*. Hämtad från: <https://grabcad.com/library/oz-magnesium-10-x7-wheel-1>.
- Update Strategic Announcement*. (2019). Formula Student Germany. <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/update-strategic-announcement/> Hämtad 2020-03-03
- Wong, J. (2001). *Theory of Ground Vehicles* (3. utg.). John Wiley & Sons, Incorporated.

A | Teknisk information

A.1 Kravspecifikation

I tabellen nedan sammanfattas krav och förutsättningar för den fullständiga konceptlösningen. Med paket menas motor, växellåda och bromssystem.

Tabell A.1: Kravspecifikation för konceptlösning

Kravspecifikation	Vikt	Marginalvärde	Idealvärde	Enhet
Vikt för paket	5	8	6	kg
Topp hastighet för bil	4	110	120	km/h
Massa för bil (utan förare)	5	185	<185	kg
Pris för paket	3	80	10	kkkr
Fälgstorlek	5	10	10	tum
Tid för montering/nedmontering av däck	1	10	0.5	min
Verkningsgrad planetväxel	5	0.9	1	-
Livslängd paket	3	590	600	km
Total effekt från ackumulator	5	80	80	kW
Ytterdiameter paket	5	<254	<150	mm
Täthet för paket	5	Ja	Ja	-
Kunna låsa alla hjul	5	Ja	Ja	-

A.2 AMK DD5 datablad

Motor-Datenblatt motor data sheet

AMK

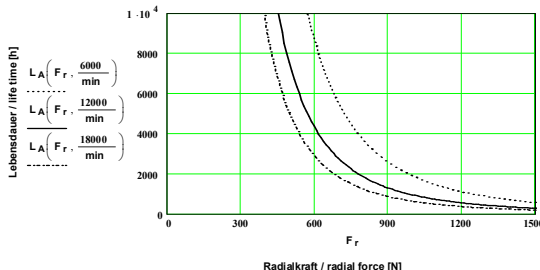
Bezeichnung/name	DD5-14-10-POW - 18600-B5	- Formula Student	Datum/date:	27.11.2018
Teile-Nr./part number	A2370DD		Zeichn.-Nr./drawing no.:	12703-01260
Motorbeschreibung motor description:		Elektrische Daten electrical data:		
Motorprinzip/motor principle:	synchron	Nennspannung/rated voltage "Un" (ID32768):	350 V	
Kühlart/cooling type:	Flüssigkeit 4l/min	Nennstrom/rated current "In" (ID111):	41 Arms	
Bauform/mounting type:	IMB5	Dauerstillstandsstrom/cont. stall current "Io" (ID34096):	53,1 Arms	
Schutzart/degree of protection:	IP 65	Maximalstrom/maximum current "Imax" (ID109):	105 Arms	
Isolierklasse/insulation class:	F	Maximale Dauer für/duration for "Imax" (ID34168):	1,24 s	
Leistungsdaten performance data:		Drehmomentkonstante/torque constant "kt":	0,26 Nm/Arms	
Betriebsart/duty type:	S1 dT=100K	Spannungskonstante/voltage constant "ke" (ID 34234):	18,8 V/kU/min	
Dauerstillstandsmoment/continuous Stall Torque "Mo":	13,8 Nm	Schaltung/connection type:	D	
Maximales Moment/maximum torque "Mmax":	21 Nm	Polzahl/number of poles "2p" (ID32775):	10 Pole	
Bemessungsmoment/rated torque "Mn" (ID32771):	9,8 Nm	Klemmenwiderstand/terminal resistance "Rtt" (ID34164):	0,135 Ohm	
Bemessungsleistung/rated power "Pn":	12,3 kW	Klemmeninduktivität/terminal inductance "Ltt" (ID34167):	0 mH	
Bemessungsdrehzahl/rated speed "Nn" (ID32772):	12000 rpm	Querrachseninduktivität/quadrature axis inductance "Lq" (ID34046):	0,12 mH	
Theo. Leerlaufdrehzahl/theor. no-load-speed "No":	18617 rpm	Hauptachseninduktivität/direct axis inductance "Ld" (ID34045):	0,24 mH	
Motorkennlinien performance - characteristics:		Magn.-Strom/magn. current "Im" (ID32769):	35 Arms	
		Magn.-Strom/magn. current "Im1" (ID32770):	0 Arms	
		Rotorzeitkonstante/rotor time constant "Tr" (ID32774):	0,01 s	
		Reglereinstellungen controller settings:		
		Stromregler current controller:		
		Verstärkung q-Achse/gain q-axis "Kpq" (ID34151):	0,64 V/A	
		Verstärkung d-Achse/gain d-axis "Kpd" (ID34152):	0,58 V/A	
		Nachstellzeitkonstante/time constant "Tnq" (ID34050):	1,2 ms	
		Nachstellzeitkonstante/time constant "Tnd" (ID34052):	1,2 ms	
		Adaption Verstärkung/adaption gain "Kpq2" (ID 34179):	20 %	
		Adaption Nachstellzeit/adaption time constant "Tnq2" (ID 34180):	400 %	
		Untere Anpaßschwelle/lower adaption limit "lua" (ID34177):	19 %	
		Obere Anpaßschwelle/upper adaption limit "lua" (ID34178):	68 %	
		Drehzahlregler speed controller (default for plain motor):		
		Verstärkung/gain "Kp_n" (ID100):	40	
		Nachstellzeitkonstante/time constant "Tn_n" (ID101):	20 ms	
		Spannungsregler voltage controller:		
		Spannungsregler/voltage controller "Kp" (ID34148):	0,08 A/V	
		Spannungsregler/voltage controller "Tn" (ID34149):	6 ms	
		Spannungsüberhöhung "dU" (ID34235):	116 %	
		Systemwiderstand "Rs" (ID34233):	0 Ohm	

Kennlinie kann die maximal zulässige Drehzahl übersteigen! / Characteristic may exceed mechanical speed limit of motor

Für dieses Dokument und die darin enthaltenen Angaben behalten wir uns alle Rechte und technische Änderungen vor.
All rights reserved for this document and all information included. Technical modifications reserved (c) AMK Antriebs- und Steuerungstechnik GmbH Co. KG

Motor-Datenblatt motor data sheet

AMK

Bezeichnung/name	DD5-14-10-POW - 18600-B5	- Formula Student	Datum/date:	27.11.2018
Teile-Nr./part number	A2370DD		Zeichn.-Nr./drawing no.:	12703-01260
Mechanische Daten mechanical data:		Lagerbelastung bearing load:		
Gesamtmasse/motor mass "m":	3,55 kg	(Lastangriff Mitte Abtriebswelle): (Force to the middle of the shaft):		
Motorträgheitsmoment/inertia "J":	2,74 kgcm ²			
Mech. zul. Drehzahl/mech. speed limit "Nmax":	20000 rpm	A/B - Lager/A/B - side bearing:		
Rundlauf/run out (DIN 42955):	N	Lagertyp/bearing type:	6005 / 6003	
Wuchtgüte/balancing quality:	G2,5	Fettsorte/type of grease:	GE2 / GE2	
Passfeder/shaft key:	-	theo. Fettgebrauchsdauer/grease life time:	13000 / 18000	h
Bremsendaten brake data:		bei Nenndrehzahl und 70°C Lageraußenringtemplat rated speed and 158°F at outer bearing ring		g
Typ/type:	-	erforderliche Fettmenge/necessary grease quantity:	0 /	
Bremsmoment/brake torque:	Nm	Maximale Axialkraft bei Montage/max. axial force for assembly:	3275 N	
Bremsstrom/brake current:	A	A - Lager/A - side bearing:		
Bremsenspannung/brake voltage:	V			
Spannungsart/voltage type:	-			
Einfallszeit/engage time "Te":	ms			
max. Bremsenergie/max. braking energy:	J			
einmalig/single engagement:	J			
Lebenslang/lifetime:	J			
Lüfterdaten fan data:				
AMK-TNr./AMK part number:	-			
Lüfterspannung/fan voltage:	V			
Strom/current:	A			
Frequenz/frequency:	Hz			
Wicklungsschutz thermistor:		Geberdaten position encoder data:		
Typ/type (ID34166):	KTY84	AMK-TNr./AMK part number:	108072	Bemerkungen remarks:
Ansprechtemp./operation temp:	- °C	Typ/type:	P	automatisch erstellt, Geber 18 Bit,
Widerstand/resistance (25°C) <=:	629 Ω	Impulszahl/number of pulses:	262144	Sonderparameter FSE
		Daten nur gültig mit entsprechender Wasserkühlung		

* Typenschildbezeichnung unterstrichen; bitte bei Rückfragen immer angeben / Nameplate data underlined; please state with every inquiry

Ersteller/created by: SMM Änderungsstand Mechanik/revision motor-mechanics: 0.00 Änderungsdatum/motor revision motor date: 26.10.2016

Für dieses Dokument und die darin enthaltenen Angaben behalten wir uns alle Rechte und technische Änderungen vor.
All rights reserved for this document and all information included. Technical modifications reserved (c) AMK Antriebs- und Steuerungstechnik GmbH Co. KG

A.3 AMK DD5 verkningsgradstabell

Efficiency: DD5-14-10-xxW-19000

"calculated values @ operating temp. - differences up to 2% possible"



		speed [rpm]									
Current [Arms]	Torque [Nm]	500	1000	2000	3000	4000	6000	10000	12000	15000	19000
5	1,3	64,37	71,33	73,64	74,70	75,43	76,57	77,00	77,08	77,56	78,14
10	2,7	58,42	70,48	77,57	80,40	82,01	83,92	85,16	85,44	85,97	86,50
20	5,4	44,94	60,81	73,35	78,82	81,94	85,43	88,20	88,88	89,71	90,44
30	7,9	35,59	51,90	67,02	74,26	78,54	83,42	87,58	88,65	89,84	90,86
40	10,4	29,14	44,78	61,01	69,41	74,57	80,62	85,93	87,34	88,86	90,16
50	12,5	24,17	38,71	55,22	64,39	70,24	77,30	83,73	85,48	87,37	88,98
60	14,4	20,41	33,76	50,04	59,65	65,99	73,88	81,33	83,42	85,66	87,59
70	16,0	17,31	29,40	45,10	54,87	61,55	70,10	78,56	80,97	83,56	85,81
80	17,4	14,82	25,75	40,67	50,41	57,28	66,34	75,70	78,40	81,34	83,91
90	18,5	12,81	22,67	36,72	46,30	53,25	62,67	72,77	75,75	79,02	81,91
100	19,6	11,17	20,05	33,21	42,51	49,44	59,09	69,82	73,06	76,63	79,83

Field weakening 600VDC		speed [rpm]									
Current [Arms]	Torque [Nm]	500	1000	2000	3000	4000	6000	10000	12000	15000	19000
5	1,3	64,37	71,33	73,64	74,70	75,43	76,57	77,00	77,08	77,56	78,14
10	2,7	58,42	70,48	77,57	80,40	82,01	83,92	85,16	85,44	85,97	86,50
20	5,4	44,94	60,81	73,35	78,82	81,94	85,43	88,20	88,88	89,71	90,44
30	7,9	35,59	51,90	67,02	74,26	78,54	83,42	87,58	88,65	89,84	90,86
40	10,4	29,14	44,78	61,01	69,41	74,57	80,62	85,93	87,34	88,86	90,16
50	12,5	24,17	38,71	55,22	64,39	70,24	77,30	83,73	85,48	87,37	88,98
60	14,4	20,41	33,76	50,04	59,65	65,99	73,88	81,33	83,42	85,66	87,59
70	16,0	17,31	29,40	45,10	54,87	61,55	70,10	78,56	80,97	83,56	85,81
80	17,4	14,82	25,75	40,67	50,41	57,28	66,34	75,70	78,40	81,34	83,91
90	18,5	12,81	22,67	36,72	46,30	53,25	62,67	72,77	75,75	79,02	81,91
100	19,6	11,17	20,05	33,21	42,51	49,44	59,09	69,82	73,06	76,63	79,83

efficiency data relates to current

17.11.2014

A.4 Krävt kylarflöde

		Varvtal [rpm]									
		500	1000	2000	3000	4000	6000	10000	12000	15000	19000
Moment [Nm]	1,3	0,108307	0,157293	0,280167	0,397627	0,50989	0,718489	1,16894	1,396398	1,698366	2,080106
	2,7	0,289247	0,340429	0,470047	0,594425	0,713181	0,934431	1,41636	1,662099	1,989654	2,410165
	5,4	0,995815	1,047625	1,181225	1,310437	1,433136	1,663435	2,174798	2,440549	2,796864	3,264799
	7,9	2,15196	2,204025	2,340535	2,472941	2,599188	2,835988	3,372527	3,653736	4,034169	4,545335
	10,4	3,806507	3,860623	4,001541	4,13927	4,270584	4,515515	5,126186	5,445614	5,887287	6,49202
	12,5	5,902774	5,957831	6,102945	6,243046	6,377202	6,630089	7,311866	7,670172	8,159321	8,85451
	14,4	8,452005	8,505349	8,655843	8,796878	8,936403	9,195424	9,951024	10,33879	10,8852	11,66931
	16	11,50423	11,56616	11,72621	11,88457	12,03539	12,3264	13,14483	13,584	14,21433	15,13317
	17,4	15,05291	15,10359	15,28239	15,45823	15,62605	15,94597	16,81401	17,31729	18,02435	19,08345
	18,5	18,9527	18,99678	19,19452	19,37751	19,55715	19,90366	20,83909	21,39409	22,17906	23,36892
	19,6	23,46088	23,52729	23,73233	23,93813	24,13551	24,50951	25,50394	26,1076	26,991	28,32443

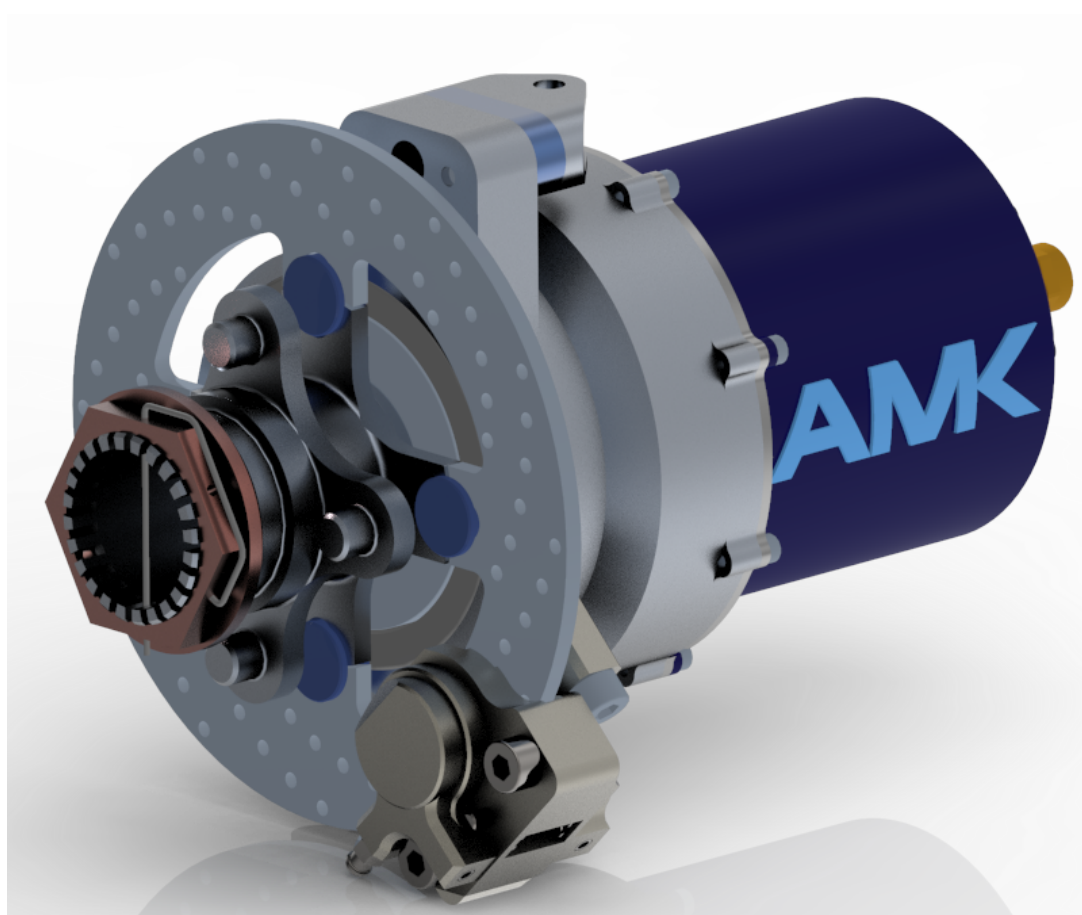
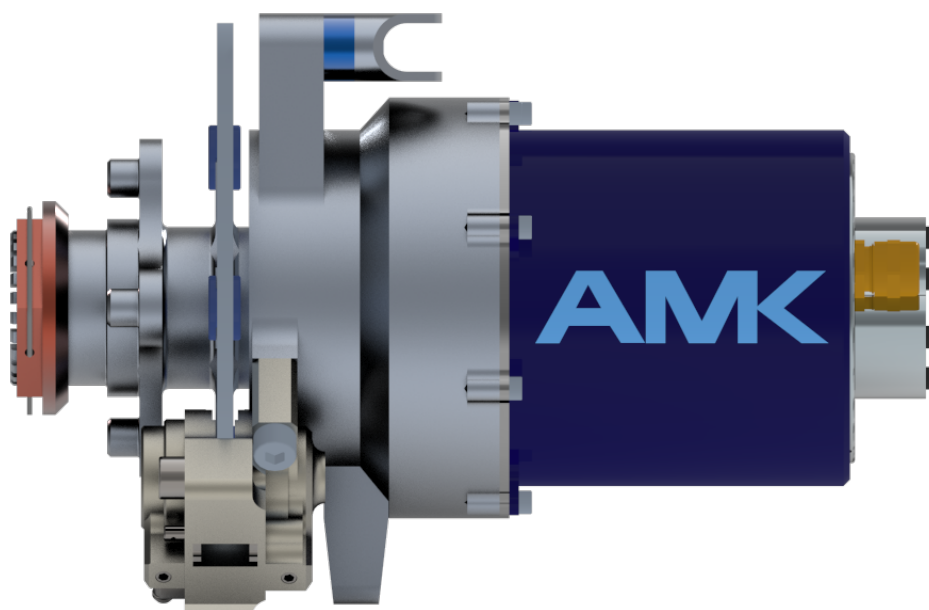
Värdena ovan är krävt flöde i l/min för motsvarande varvtal och moment.

B | CAD-modeller

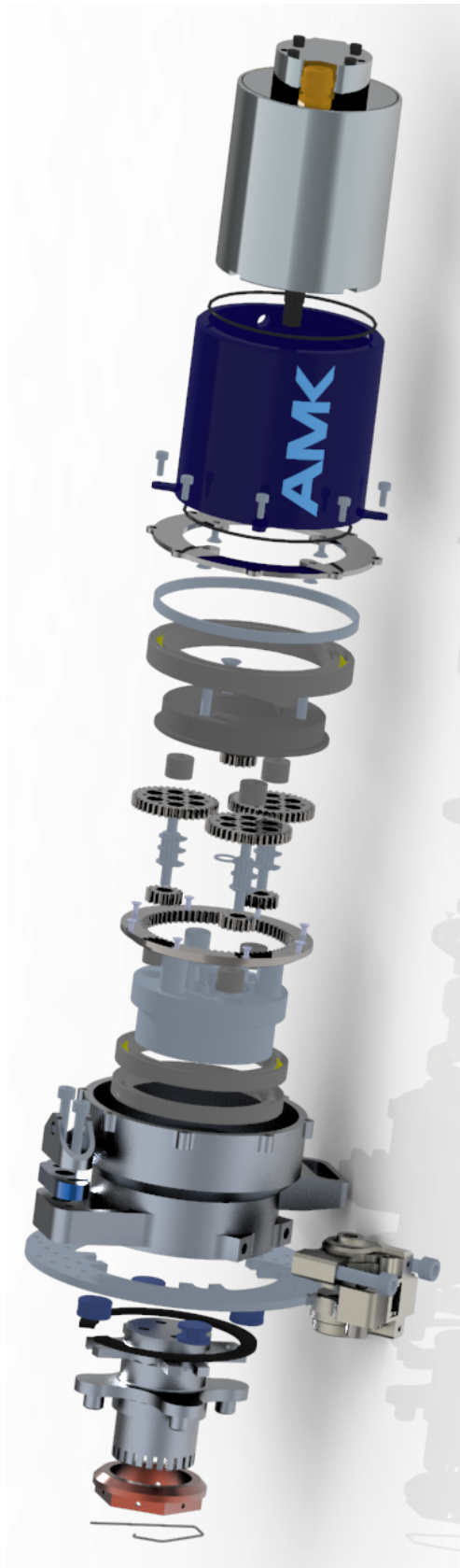
B.1 Fullständig CAD modell

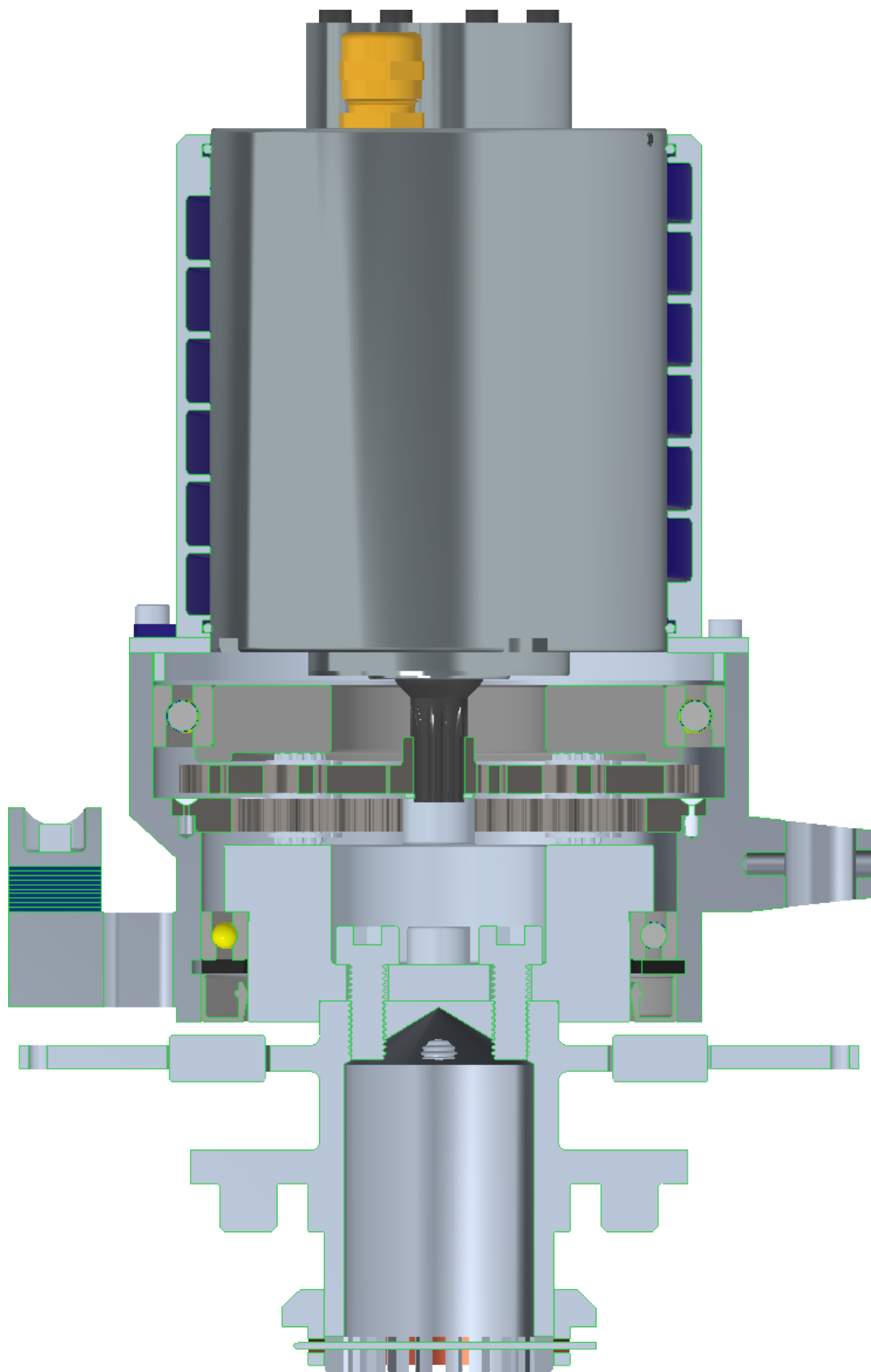




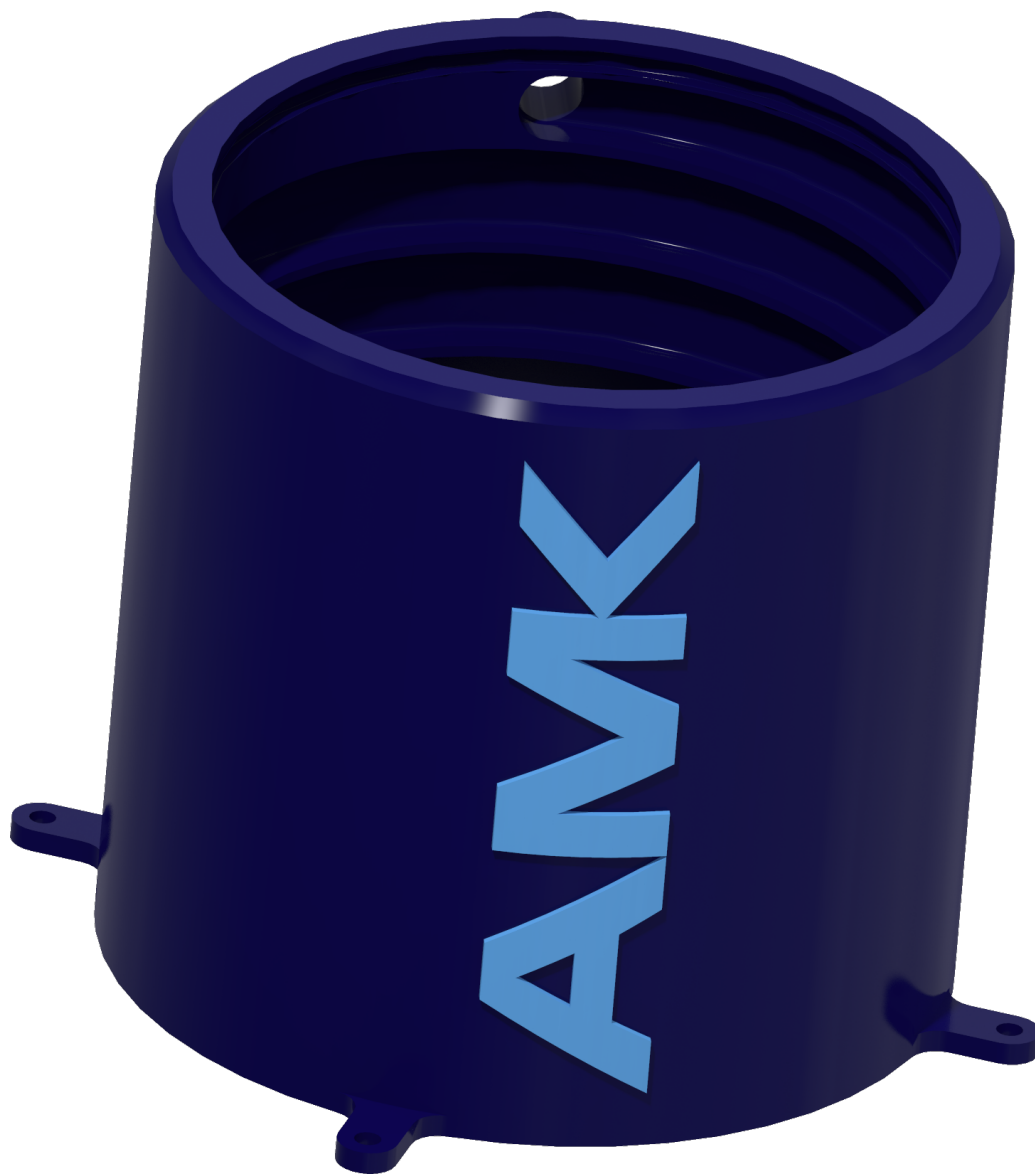


B.2 Vyer och snitt

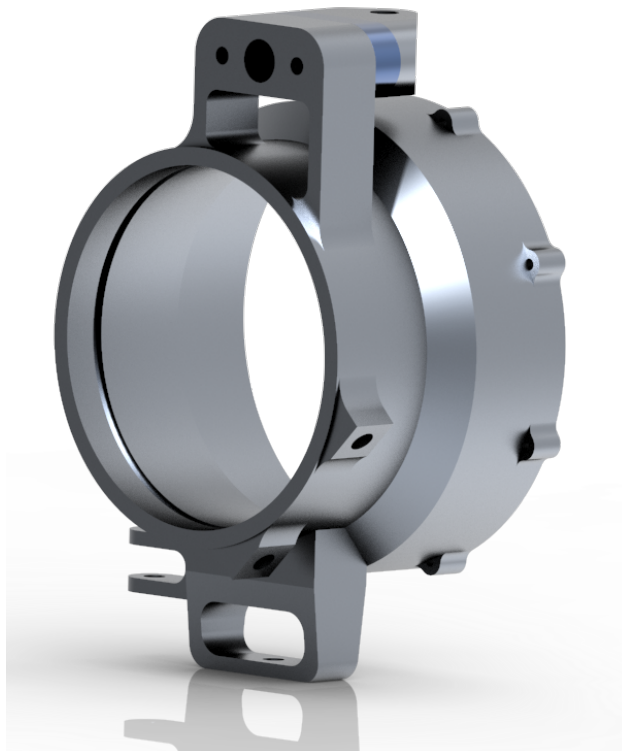
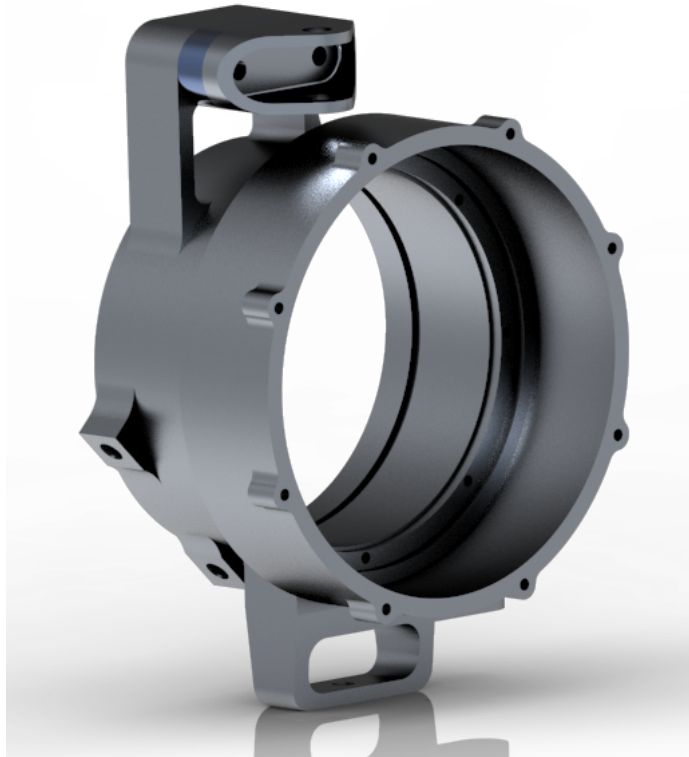




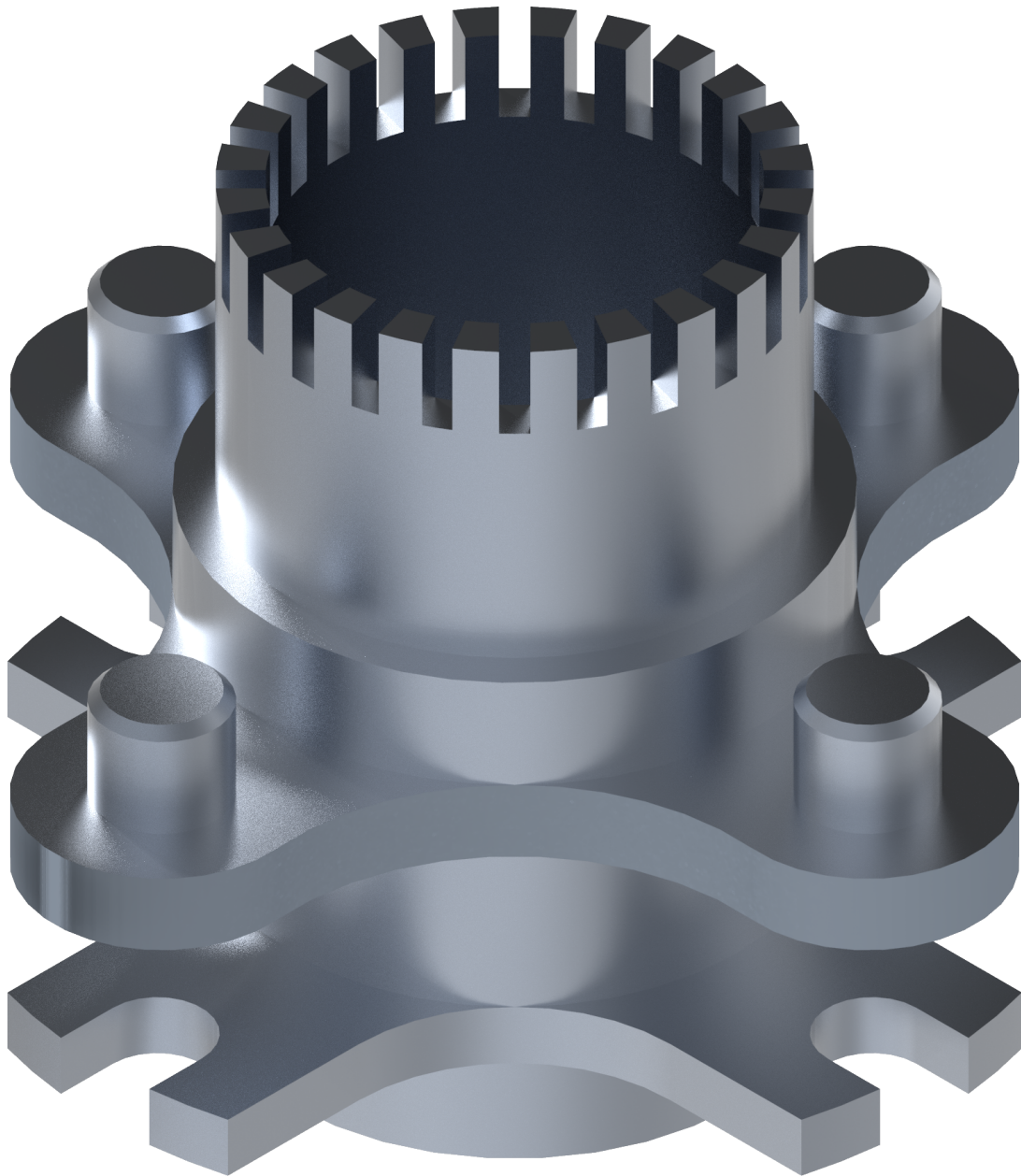
B.3 Motorkylning



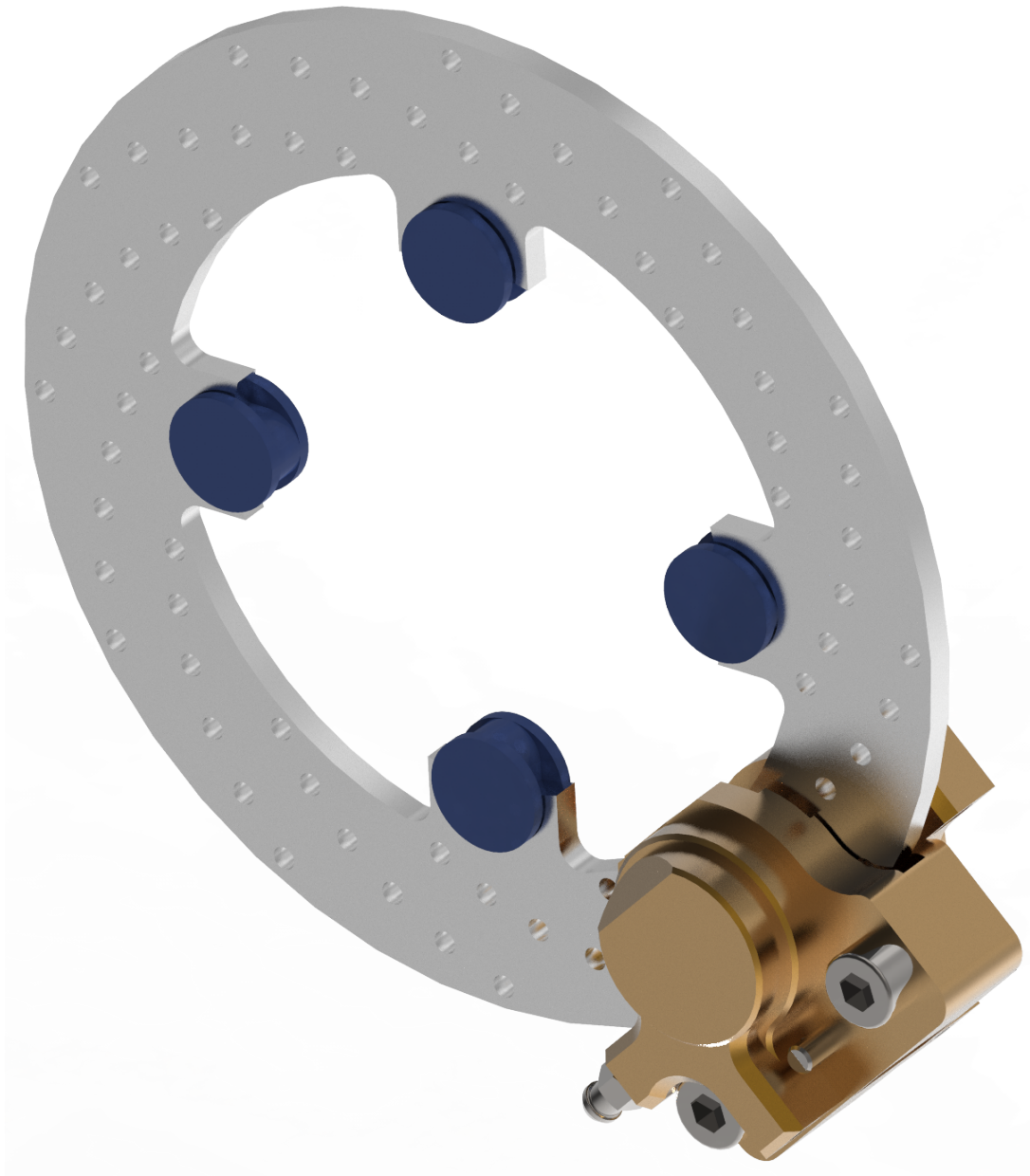
B.4 Upright



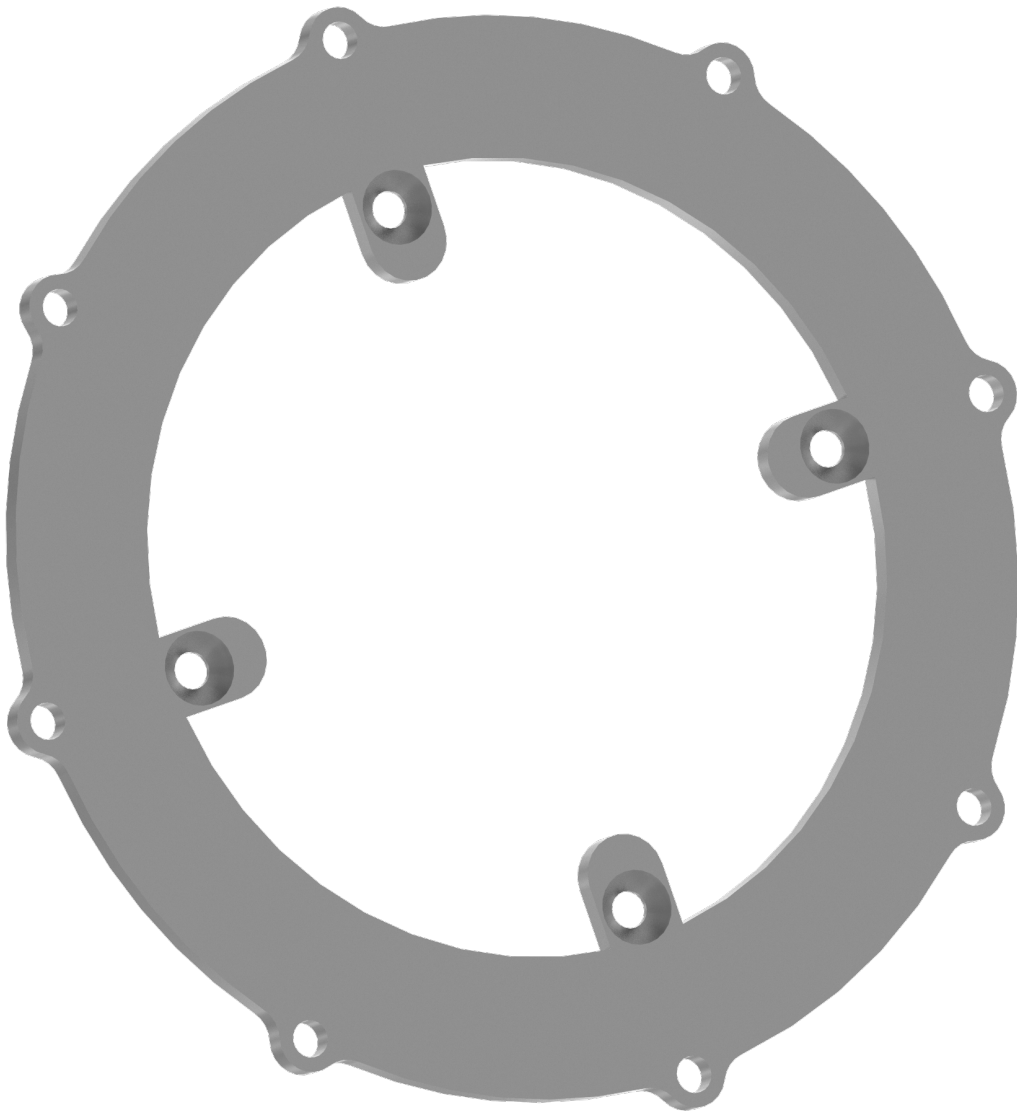
B.5 Nav



B.6 Bromssystem

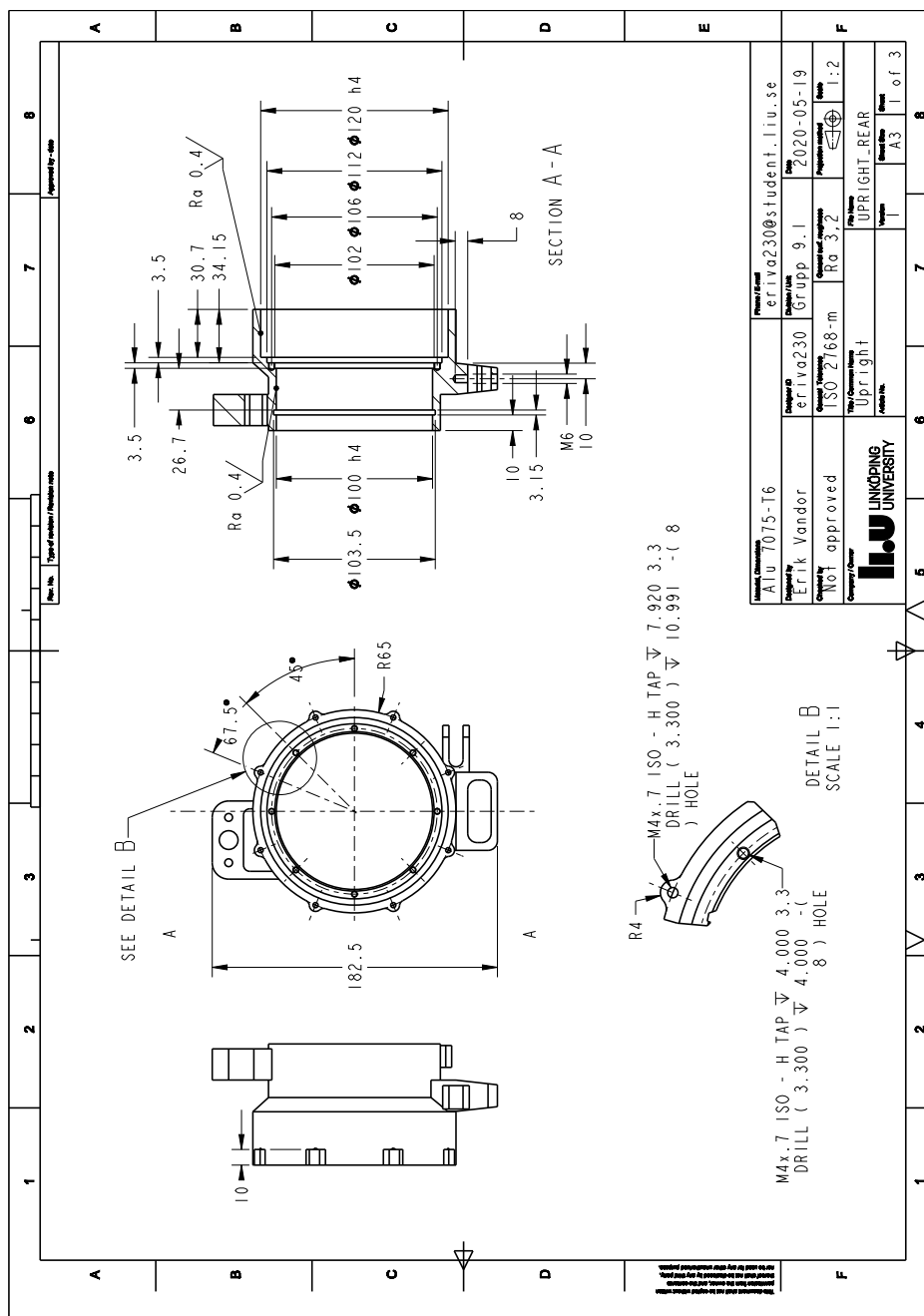


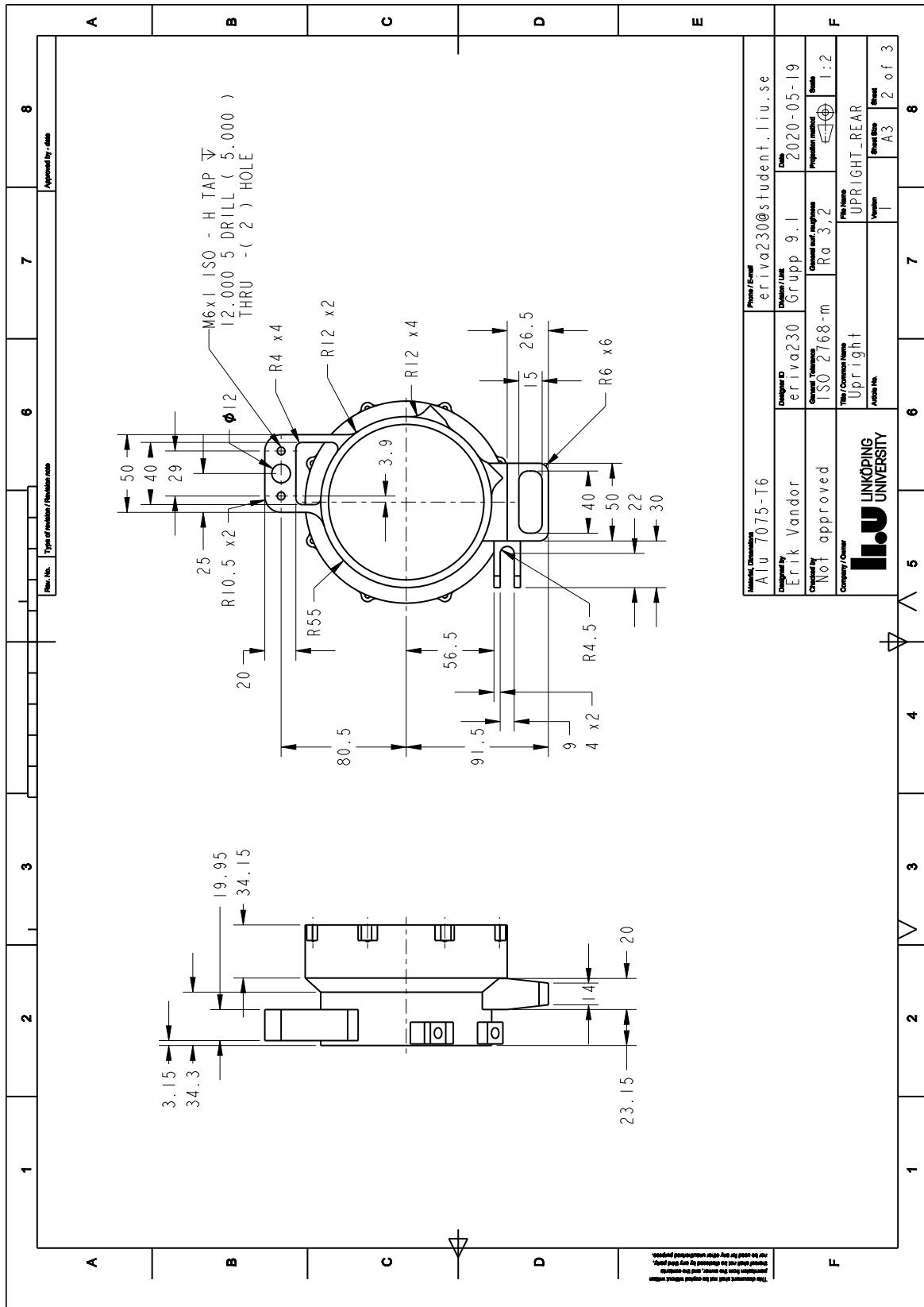
B.7 Motorring

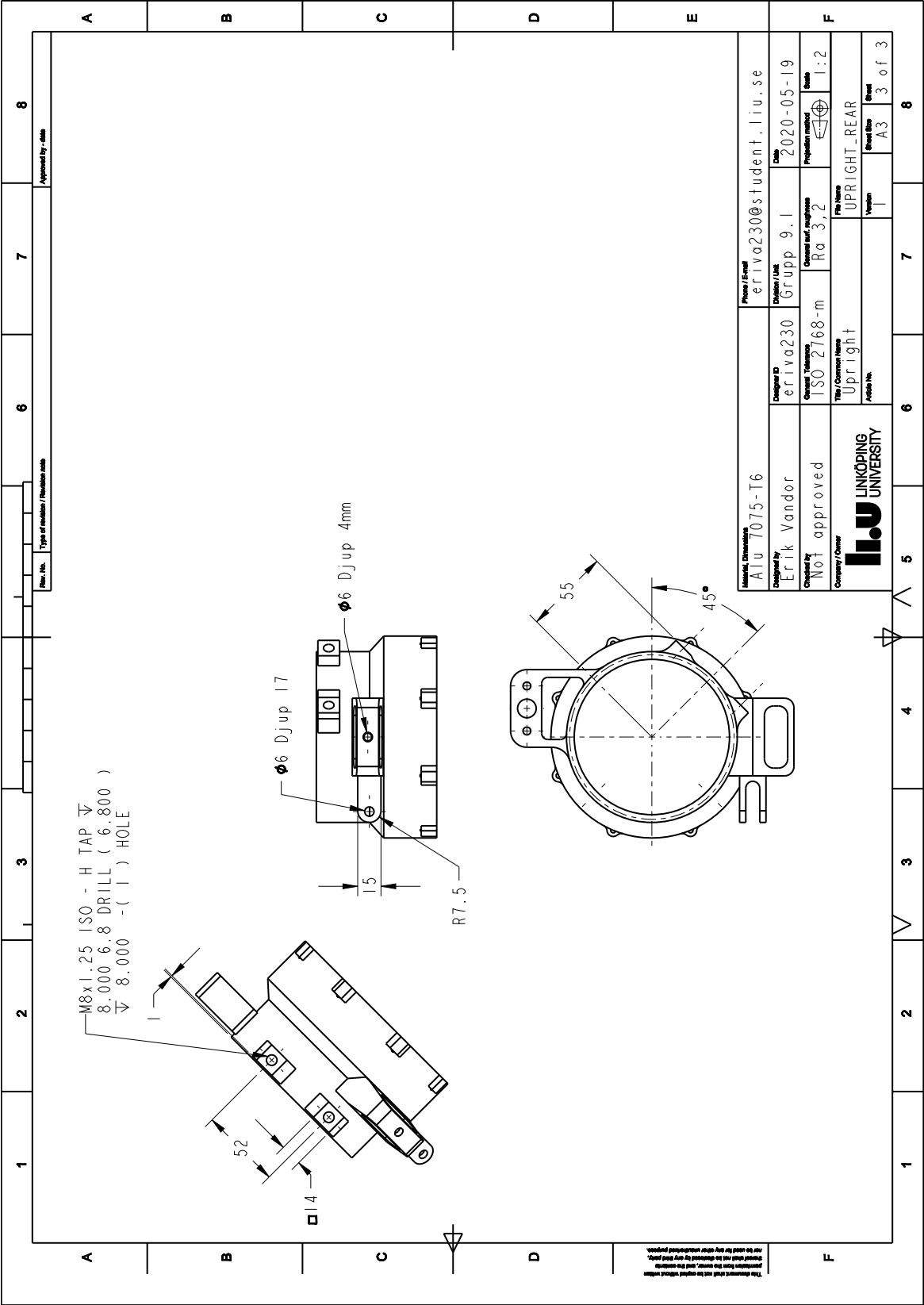


C | Ritningar

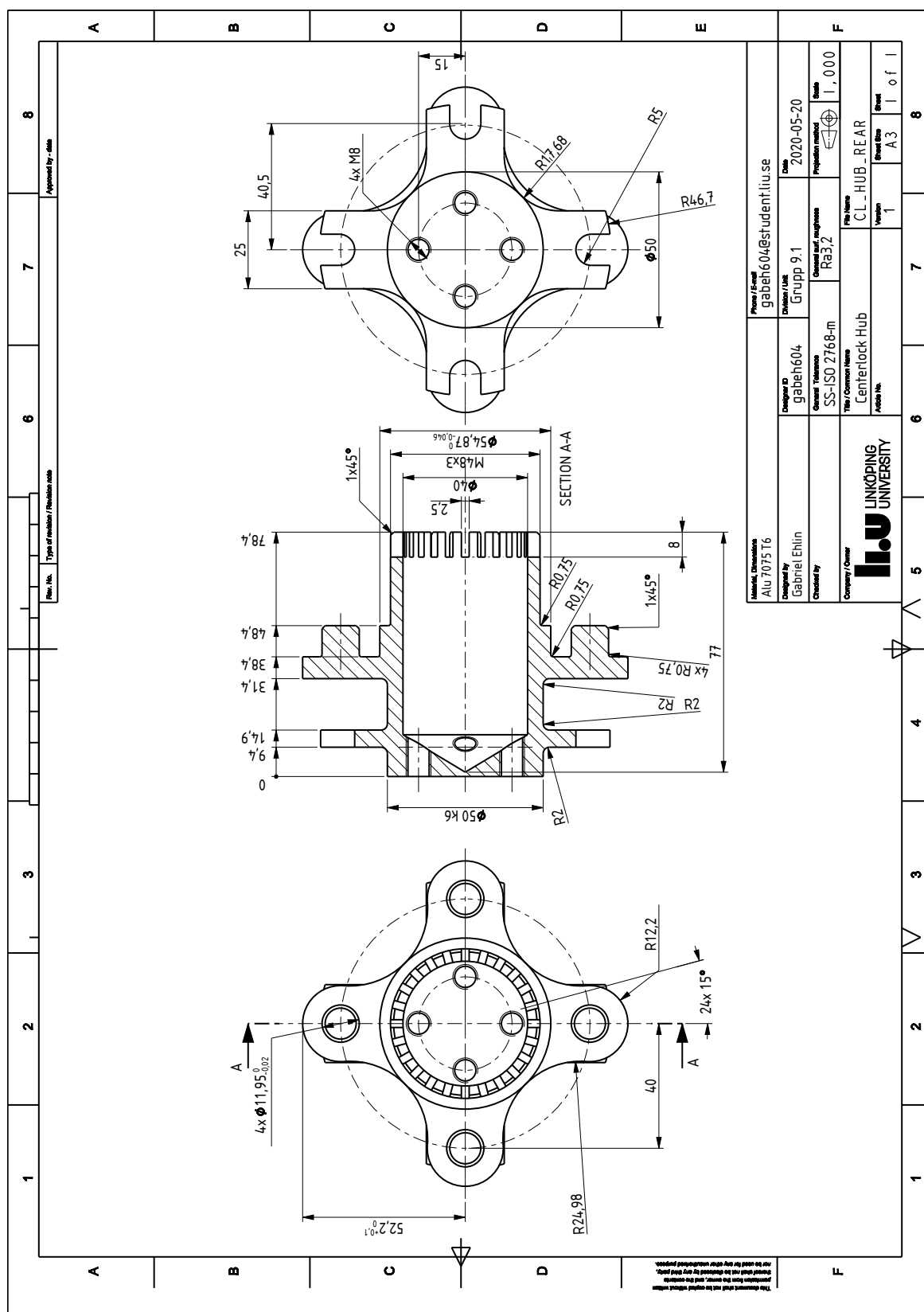
C.1 Upright



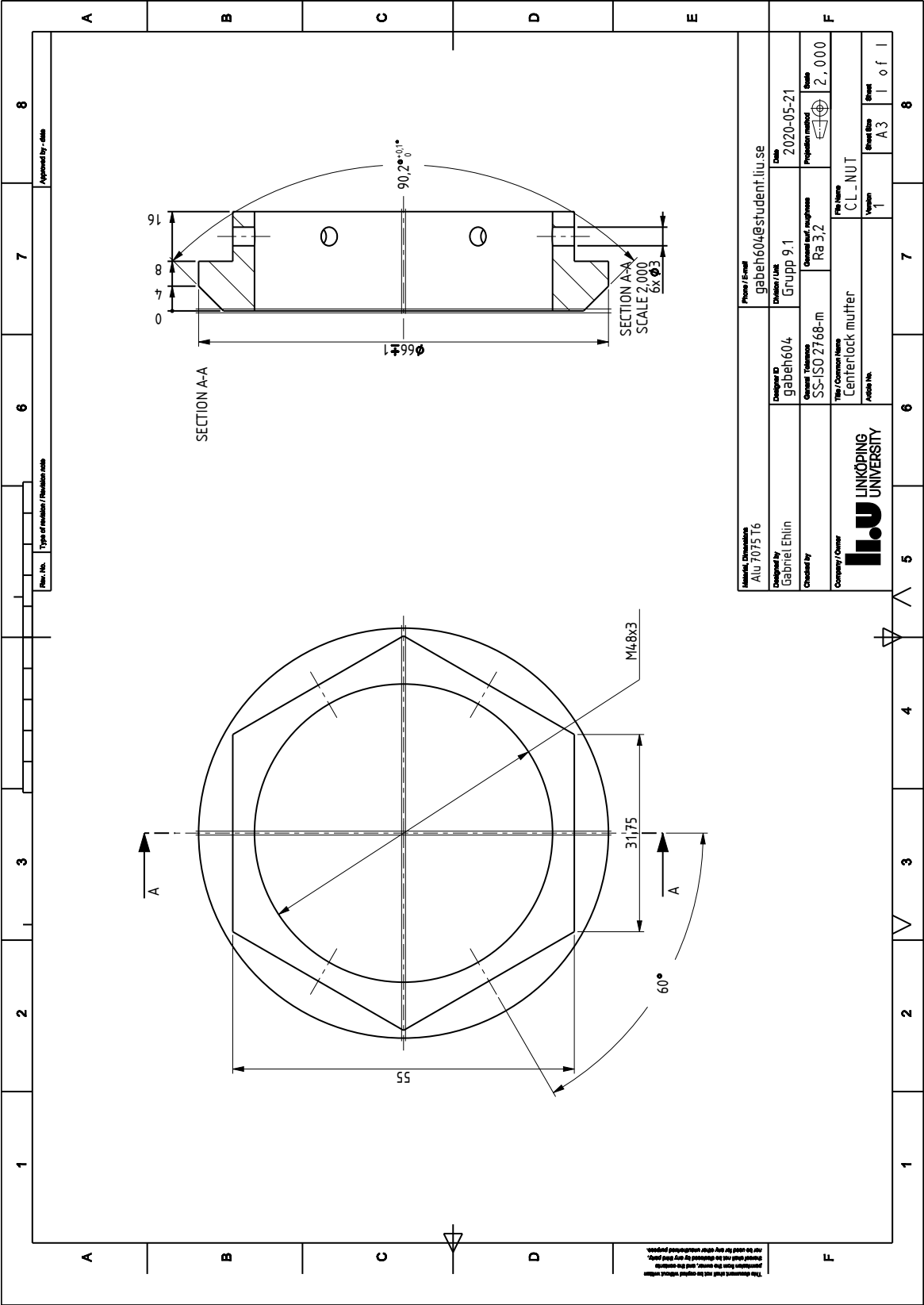




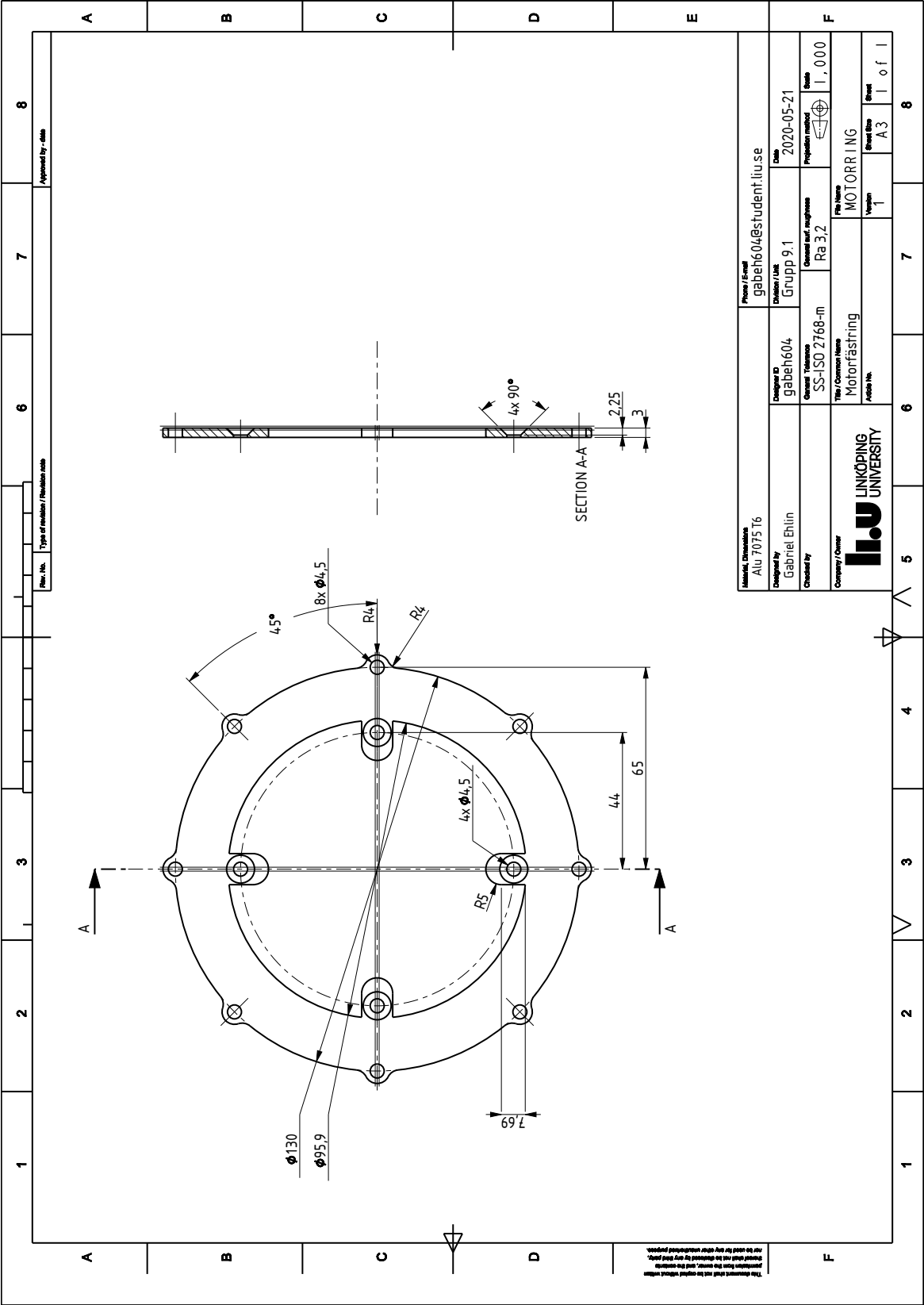
C.2 Nav



C.3 Centerlock mutter



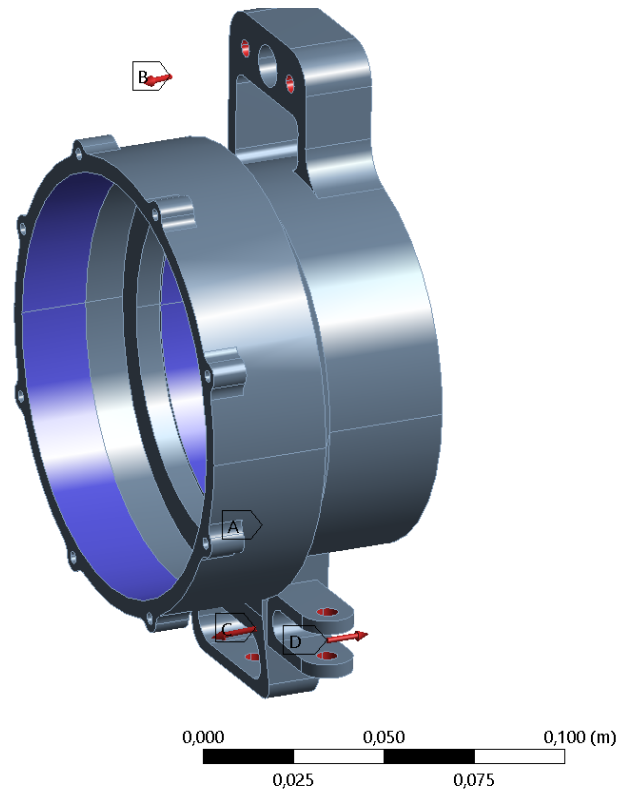
C.4 Motorring



D | ANSYS resultat

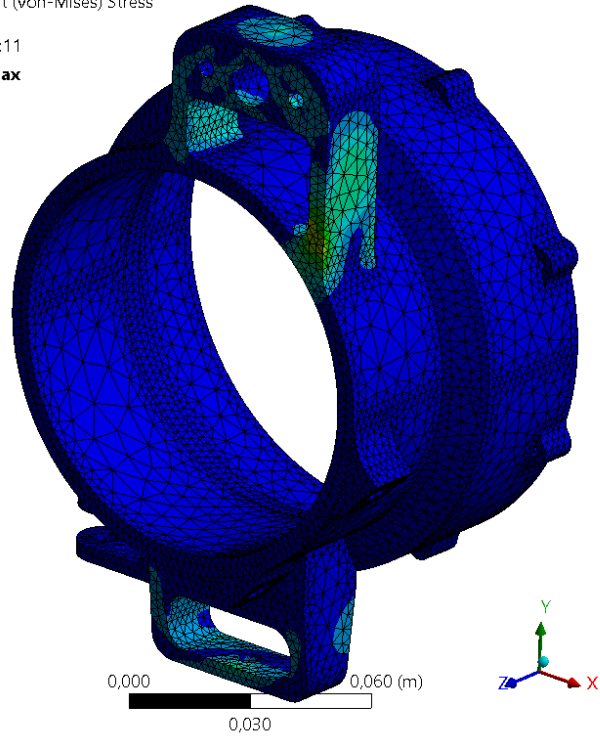
D.1 Upright

C: Force Moment Matrix
Static Structural
Time: 1 s
2020-05-18 12:19
A Cylindrical Support: 0, m
B Upper: 3048,1 N
C Lower: 2570,9 N
D Tierod: 165, N



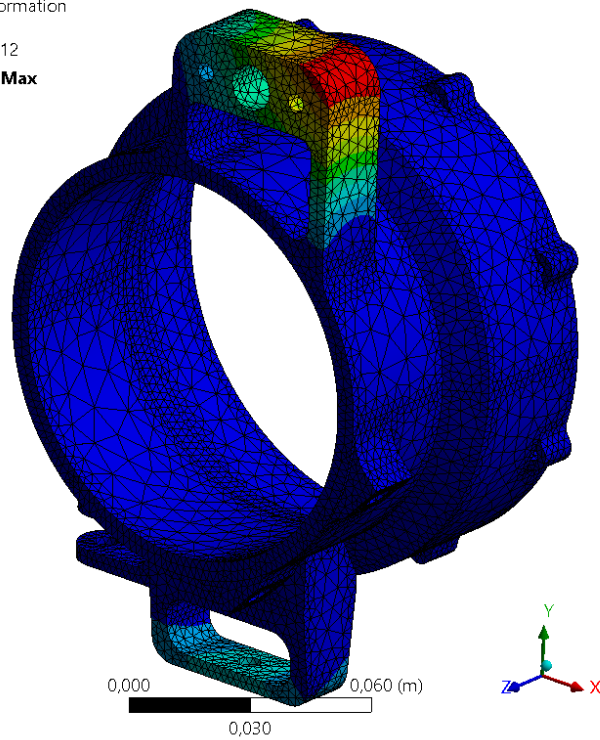
C: Force Moment Matrix
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 1
 2020-05-18 12:11

2,5477e8 Max
 2,2647e8
 1,9816e8
 1,6985e8
 1,4154e8
 1,1323e8
 8,4925e7
 5,6617e7
 2,8308e7
8,7602 Min



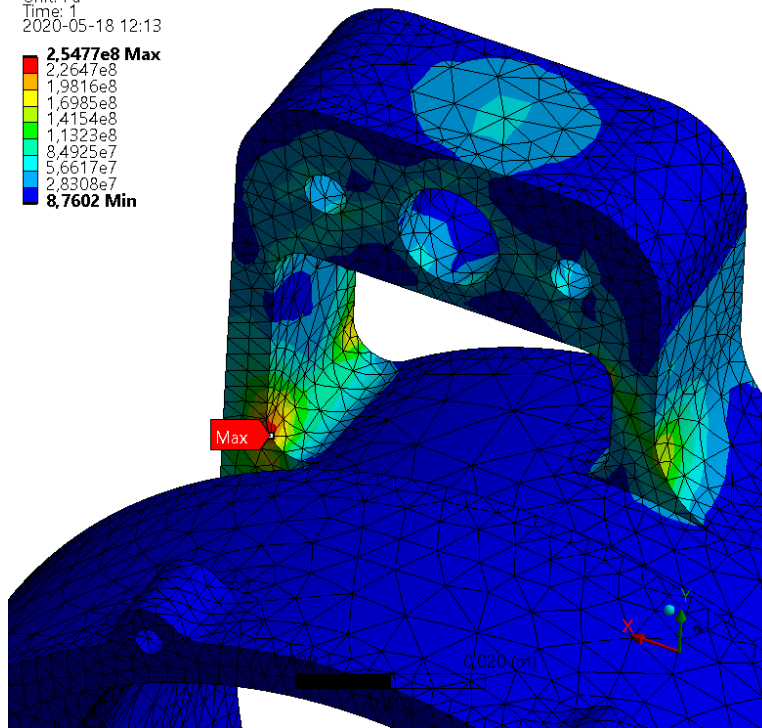
C: Force Moment Matrix
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: m
 Time: 1
 2020-05-18 12:12

0,00021572 Max
 0,00019175
 0,00016778
 0,00014381
 0,00011984
 9,5875e-5
 7,1906e-5
 4,7937e-5
 2,3969e-5
0 Min



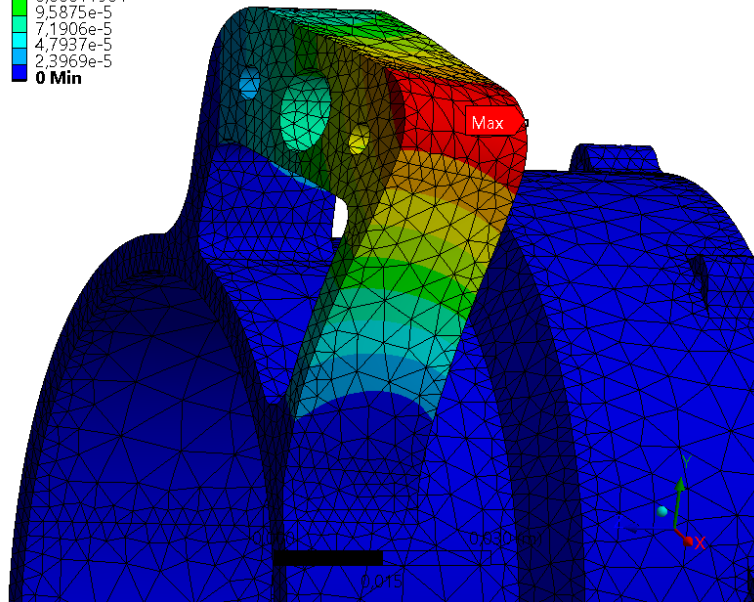
C: Force Moment Matrix
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 1
 2020-05-18 12:13

2.5477e8 Max
 2,2647e8
 1,9816e8
 1,6985e8
 1,4154e8
 1,1323e8
 8,4925e7
 5,6617e7
 2,8308e7
8,7602 Min



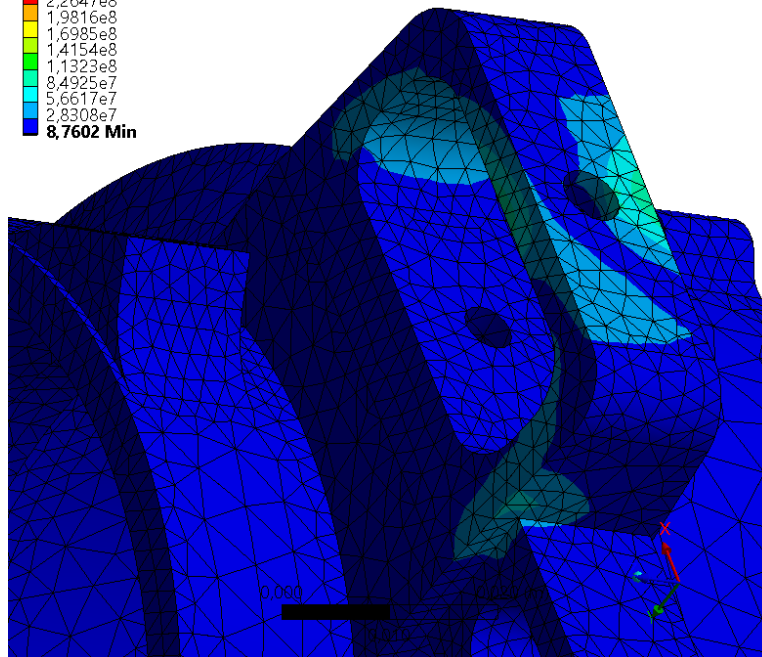
C: Force Moment Matrix
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: m
 Time: 1
 2020-05-18 12:15

0.00021572 Max
 0,00019175
 0,00016778
 0,00014381
 0,00011984
 9,5875e-5
 7,1906e-5
 4,7937e-5
 2,3969e-5
0 Min



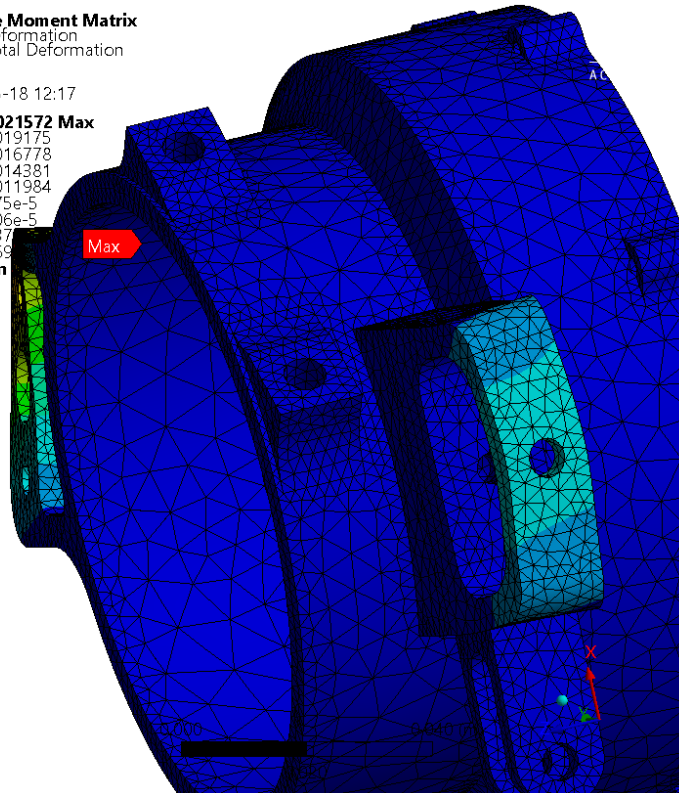
C: Force Moment Matrix
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 1
 2020-05-18 12:18

2.5477e8 Max
 2,2647e8
 1,9816e8
 1,6985e8
 1,4154e8
 1,1323e8
 8,4925e7
 5,6617e7
 2,8308e7
8,7602 Min



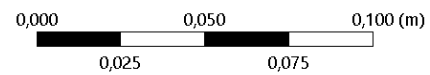
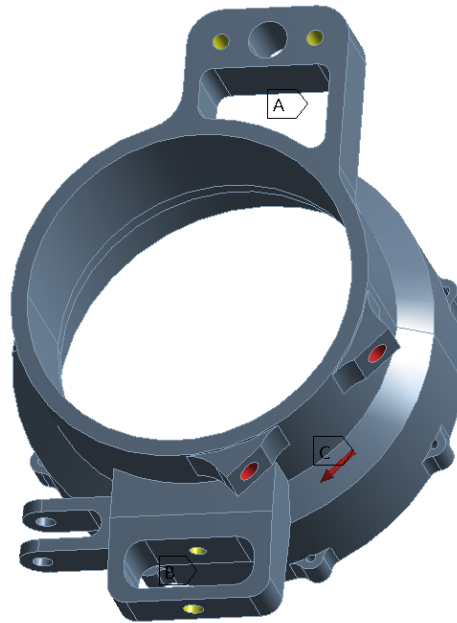
C: Force Moment Matrix
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: m
 Time: 1
 2020-05-18 12:17

0.00021572 Max
 0,00019175
 0,00016778
 0,00014381
 0,00011984
 9,5875e-5
 7,1906e-5
 4,7937e-5
 2,3969e-5
0 Min

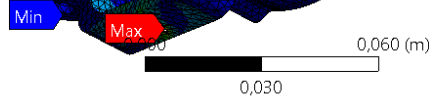
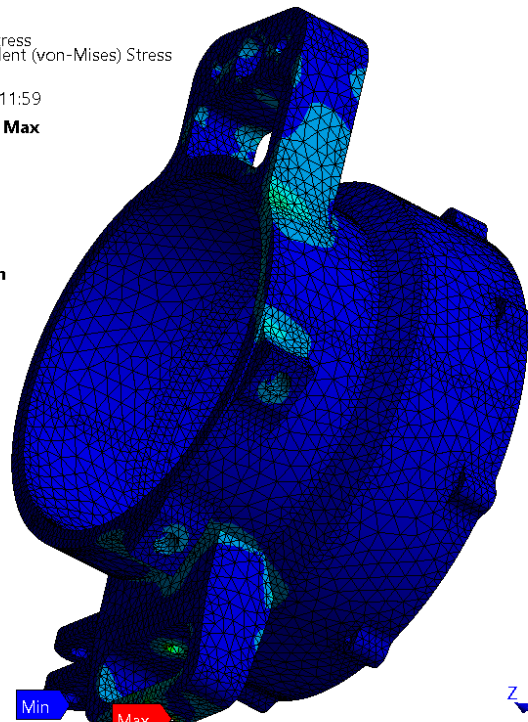
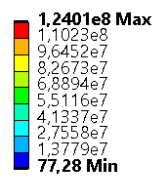


F: Brake
 Static Structural
 Time: 1, s
 2020-05-18 12:21

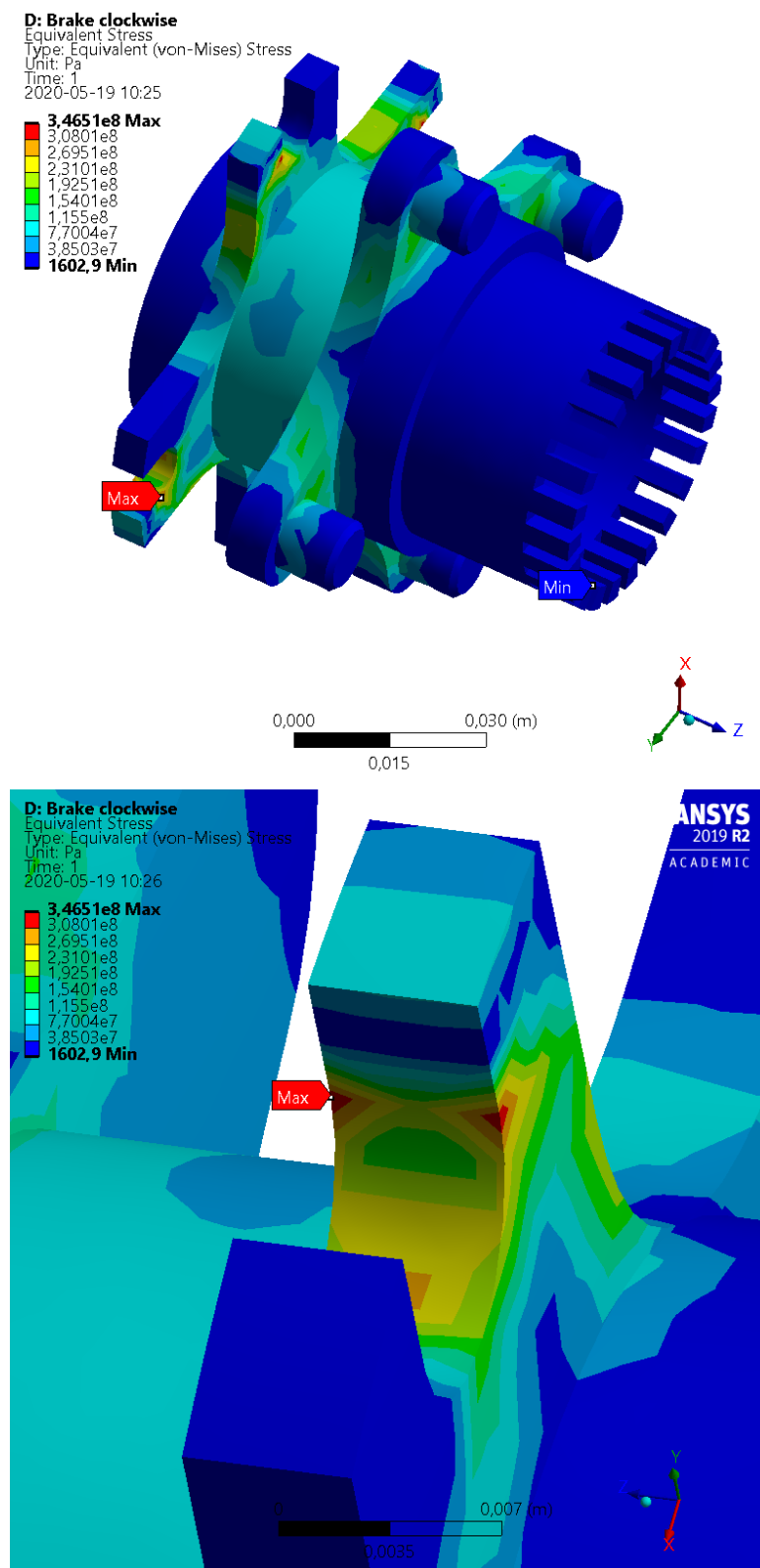
A Upper
B Lower
C Remote Force: 2578, N



F: Brake
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 1
 2020-05-18 11:59

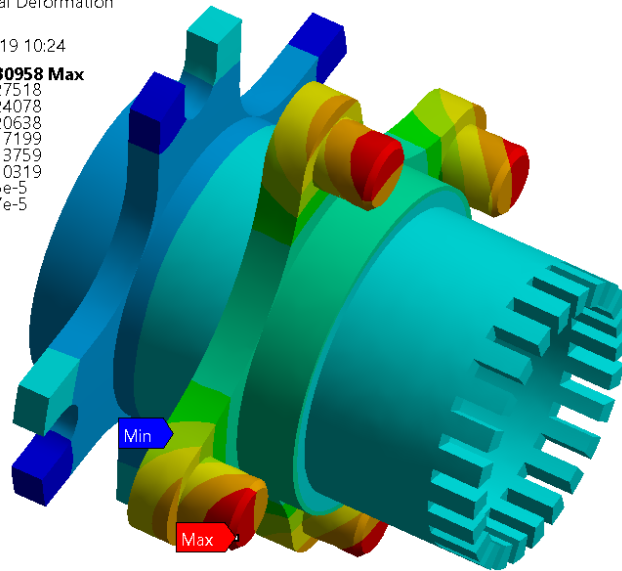


D.2 Nav

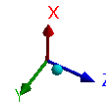


D: Brake clockwise
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: m
 Time: 1
 2020-05-19 10:24

0,00030958 Max
 0,00027518
 0,00024078
 0,00020638
 0,00017199
 0,00013759
 0,00010319
 6,8795e-5
 3,4397e-5
0 Min

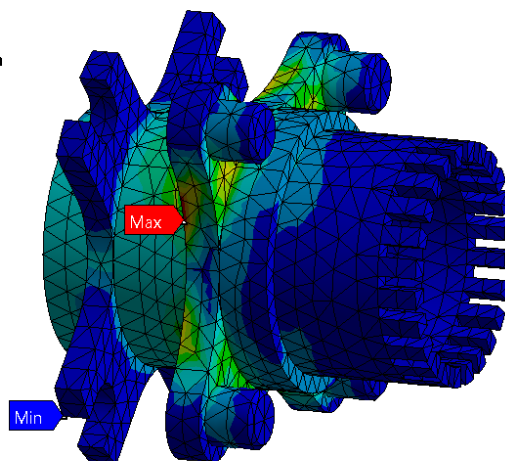


0,000 0,030 (m)
 0,015



B: Road 2
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 1
 2020-05-19 10:30

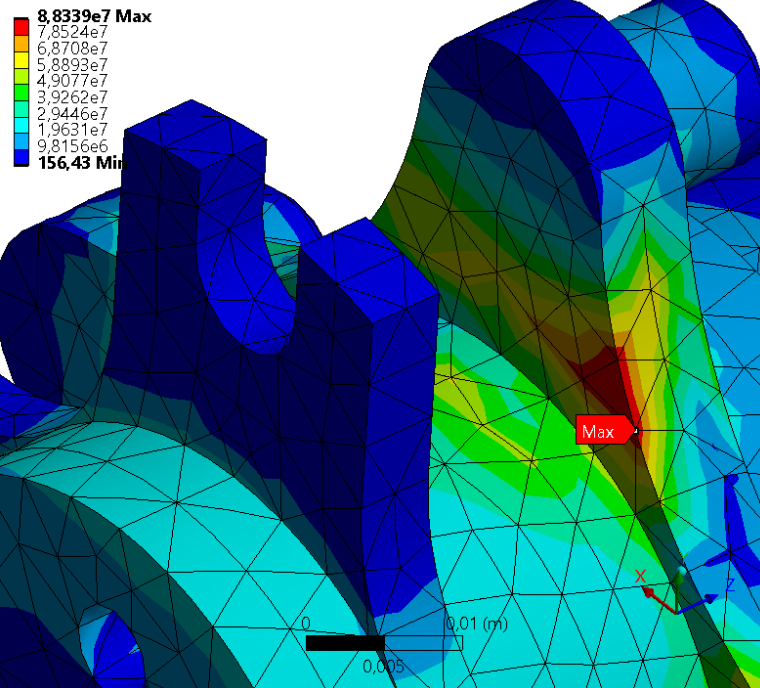
8,8339e7 Max
 7,8524e7
 6,8708e7
 5,8893e7
 4,9077e7
 3,9262e7
 2,9446e7
 1,9631e7
 9,8156e6
156,43 Min



0,000 0,040 (m)
 0,020



B: Road 2
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 1
 2020-05-19 10:31



B: Road 2
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: m
 Time: 1
 2020-05-19 10:30

