



CHALMERS



Longboard som elektriskt transportmedel

Ett alternativt transportmedel i den urbana miljön

Martin Ekelund, Martin Rönnfalk
Niklas Nilsson, Joel Åström, Oskar Boström

Kandidatarbete SSYX02-16-19

Institutionen för Signaler och System
Chalmers Tekniska Högskola
Göteborg, 2016

Förord

Denna rapport behandlar ett kandidatarbete vid Chalmers Tekniska Högskola på institutionen för signaler och system hos avdelningen reglerteknik, automation och mekatronik. Projektet utförs av sex stycken teknologer som går tredje året på civilingenjörsprogrammet inom datateknik, elektroteknik, maskinteknik samt automation och mekatronik under våren 2016.

Projektgruppen vill tacka handledare Nikolce Murgovski för konsultation under projektets gång. Jan Bragee, Reine Nohlberg, och Göran Stigler i prototypplabbet vill vi tacka för konsultation och hjälp med tillverkning. Ett tack ska även riktas Gustaf Almqvist, Marcus Arvidsson, Kristian Krizan, Felix Mannerhagen på E-sektionens Teletekniska Avdelning (ETA) för rådgivning och tillgång till laborationslokal.

Abstract

This report treats the dimensioning, design and construction of an electrically powered longboard, with the intention of creating an alternate mode of transport to the regular bicycle. To be allowed on public roads the vehicle has to comply to the legislation relating to electrical bicycles, which limits the speed to 20 km/h and requires a braking capability of at least $-3m/s^2$. The longboard is beyond the original components composed of a battery as an energy source, two electrical motors through which two toothed belt transmissions propel the vehicle forward, and two control units which regulate and limit speed aswell as acceleration. The vehicle is controlled through a wireless controller from which the driver has the ability to accelerate, brake, turn the lights on and off, and sound the horn. Additionally, the driver has the ability to control the vehicle by weight-control by adjusting his or her center of gravity on the board. In order to simplify the construction and use, the usage of regenerative braking has been implemented which during breaking converts the kinetic energy to potential electrical energy. The longboard is dimensioned for continuous travel up to 10 km and to comply with legislation in slopes of up to 8° . The verification and results of the report is mostly limited to theory, due to an electrical failure in the control circuits during testing.

Sammanfattning

Denna rapport behandlar dimensionering, design och konstruktion av en elektriskt driven longboard, med syfte att skapa ett alternativt transportmedel för bruk istället för cykel. För att få framföras lagligt på vägar behöver fordonet uppfylla lagkrav för elcyklar, vilket begränsar hastigheten till 20 km/h och kräver en bromsförmåga på minst $-3m/s^2$. Konstruktionen består utöver en longboard utav ett batteri som energikälla, två motorer som genom varsin kuggremstransmission driver fordonet framåt, samt två styrenheter som reglerar och begränsar hastighet och acceleration. Fordonet kontrolleras med hjälp av en trådlös kontroll från vilken föraren har möjlighet att accelerera, bromsa, tända och släcka lampor samt aktivera signalhorn. Utöver detta finns även möjligheten att kontrollera fordonet med hjälp av viktstyrning genom att ändra sin tyngdpunkt på fordonet. För att förenkla konstruktion och färd brukas regenerativ bromsning vilken vid inbromsning konverterar rörelseenergi till potentiell elektrisk energi. Longboarden är dimensionerad för 10 km oavbruten färd under varierad körning och för att uppfylla lagkrav i backar med lutning upp till 8° . Rapportens verifikation och resultat begränsas dock kraftigt av faktum att elektroniken havererade vid testkörning, till följd av vilket huvudsakligen teoretiska resultat presenteras.

Innehållsförteckning

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	2
1.3	Metod	2
2	Fysikalisk modell	3
2.1	Krafter	3
2.1.1	Rullmotstånd	4
2.1.2	Luftmotstånd	4
2.1.3	Lutning	4
2.1.4	Rotationströghet	5
2.1.5	Summa krafter	5
2.2	Effekt	6
3	Mekaniska komponenter	7
3.1	Truck	7
3.2	Hjul och remskivor	8
3.2.1	Hjul och stora remskivan	8
3.2.2	Motor och lilla remskivan	9
3.3	Motor	9
3.4	Motorfäste	11
3.5	Transmission	12
3.5.1	Remskivor	12
3.5.2	Remlängd	14
3.5.3	Rembredd	14
3.6	Inkapsling och montering	15
3.6.1	Monteringsplåtar	15
3.6.2	Lysdiodhus	16
3.6.3	Inre komponenthållare	17
3.6.4	Hölje	17
3.6.5	Överblick	18
4	Elektriska komponenter	19
4.1	Styrenheter	19
4.2	Broms	21
4.3	Batteri	21
4.3.1	Laddning	22
4.4	Styranordning	23
4.4.1	Handkontroll	23
4.5	Viktbaserad styrning	25
4.5.1	Wheatstonebrygga	25
4.5.2	Förstärkarkrets	26
4.5.3	Kontrollimplementation	27
4.6	Belysning och ljudanordning	28

5	Simulering	29
5.1	Koncept	29
5.2	Simulering av motor	30
5.3	Krafter och störningar	31
	5.3.1 Körsträcka	32
	5.3.2 Programmering av störsignal	32
5.4	Slutgiltig modell	33
5.5	Simuleringsresultat	34
6	Resultat	36
6.1	Kravspecifikationsuppfyllnad	38
7	Diskussion	39
7.1	Motor	39
7.2	Design av drivlina	39
7.3	Truck & Motorfäste	39
7.4	Batteri	40
7.5	Styrenheter	40
7.6	Simulering	41
7.7	Styranordning	42
7.8	Montering	43
7.9	Haveri av styrenheter	43
8	Slutsats	44
A	Kravspecifikation	48
B	Drivlina	49
C	Transmission	52
C.1	Val av transmissionstyp	52
C.2	Tabell över stigning och effekt	54
C.3	Dimensioner på remskivor	55
C.4	Tabell över kompensationsfaktorer	56
C.5	Tabell över överförbar effekt	57
C.6	Tabell över rembreddskompensationsfaktor	58
D	Styrenheter	58
E	Broms	59
F	Styranordning	60
F.1	Handkontroll	60

G Kod	62
G.1 Programkod för fysikalisk modell	62
G.2 Programkod för störningssignal	63
G.3 Programkod för styrenhet	65
G.3.1 Viktstyrning	65
G.3.2 Dödmansgrepp för handkontroll	68
G.3.3 Ljudanordning	69
G.3.4 Belysning	70
H Konfiguration BLDC-tool	71
H.1 Ström- och spänningsbegränsningar	71
H.2 Motor och kontroll	72
H.3 Konfiguration CAN-buss	73
H.3.1 Masterenhet	73
H.3.2 Slavenhet	73
I Simulering	74
J Ritningar	76

Akronym	Förklaring	
CAD	Computer-Aided Design	
FEM	Finite Element Analysis	
BLDC	Brushless DC Electric Motor	
VESC	Vedder's Electronic Speed Controller	
CAN	Controller Area Network	
I2C	Inter-Integrated Circuit	
FOC	Field-Oriented Control	
Variabel	Enhet	Förklaring
F_{rull}	$[N]$	Kraft rullmotstånd
F_{luft}	$[N]$	Kraft rullmotstånd
F_{lutn}	$[N]$	Kraft lutningskomposant
f_z	$[N]$	Normalkraft
F_I	$[N]$	Rotationströghet
F_P	$[N]$	Drivande kraft
f_r	$[-]$	Rullmotståndskoefficient
C_{DA}	$[m^2]$	Luftmotståndskoefficient
ρ_{luft}	$[kg/m^3]$	Densitet luft
α	$[\circ]$	Lutning
J	$[kgm^2]$	Hjulens rotationströghet
m_{hjul}	$[g]$	Massa hjul
r_{hjul}	$[mm]$	Radie hjul
η_{trans}	$[-]$	Verkningsgrad transmission
F_A	$[N/m^2]$	Lastupptagningsförmåga hos Loctite 641
P_{loss}	$[W]$	Värmeförluster elmotor
k_t	$[Vs/rad]$	Motorkonstant
K_v	$[RPM/V]$	Motorkonstant
P_{mek}	$[W]$	Mekanisk effekt motor
n_{liten}	$[Antal]$	Tänder liten remskiva
n_{stor}	$[Antal]$	Tänder stor remskiva
D_c	$[mm]$	Diameter liten remskiva
D_p	$[mm]$	Delningsdiameter
P_k	$[W]$	Kuggremstransmissionens dimensionerande kalkyleffekt
P_t	$[W]$	Remmens överföringsförmåga

Tabell 1: Redogörelse av terminologi samt variabler

1 Inledning

1.1 Bakgrund

I dagsläget är fordon med förbränningsmotorer drivna av fossila bränslen människans främsta medel för transport. Enligt sektorn för klimat och miljö på NASA har det i December 2015 uppmätts en koldioxidhalt på 402.5 [ppm] i Jordens atmosfär [1]. Siffran har sedan början av den industriella revolutionen i slutet av 1700-talet ökat kontinuerligt och varje år fastställs nya rekord. Generaldirektör för World Health Organisation, Dr. Margaret Chang, besökte under 2015 en av världens främsta miljökonferenser[2]. Hon konstaterade att den rapida förändring som vårt ekosystem undergår är den moderna tidens mest prominenta fara och att världens länder är vårdslöst sena i att enas kring hantering av miljöproblemen. Människan måste således utforska fler hållbara alternativ som kan komplettera, för att sedan ersätta, befintliga system.

I miljömedvetna storstäder har trängselskatt införts för att minska lokala utsläpp och ge incitament till att använda kollektivtrafik eller andra miljövänliga transportmedel såsom cyklar. Alla människor väljer inte i första hand att använda en cykel av flertal olika anledningar. En stor orsak till detta är att resesträckorna ofta är bortom bekvämlighetsgränsen för den genomsnittliga resenären. Cykeln kan vara ett lämpligt fordon under delar av distansen, men då uppstår istället problemet att cyklar sällan får medföras i kollektivtrafiken. Andra miljövänliga transportmedel såsom skateboards, longboards och inlines är betydligt mer funktionella ur ett logistikperspektiv och har potential att påverka den miljövänliga fordonsmarknaden.

En fördel med longboard, framför skateboard och inlines, är att den lättare kan traversera underlag av varierande kvalitet och fortfarande vara likvärdigt portabel. Den är därmed en stark kandidat som alternativ till cykel som miljövänligt transportmedel. En longboard består av ett flertal komponenter; en bräda, två truckar, fyra hjul samt monterings-accessoarer. Den framförs genom att resenären placerar en fot på brädan samtidigt som den trycker ifrån med andra foten vilket således tillför en accelererande kraft framåt. På plan mark är kraftansträngningen relativt liten, likaså i nedåtlutning. I uppförsbackar reduceras dock funktionaliteten till följd av att resenären måste tillföra mer energi allt efter att lutningen ökar. Om longboarden kompletteras med ett elektriskt drivpaket skulle denna problematik kunna uteslutas helt. Negativa aspekter med att bruka en longboard är att den är beroende av torra väderförhållanden då trä, kullager och elektriska komponenter påverkas av fukt.

Under 2010 erhöles en reform av lagstiftningar som berörde elektriska fordon i den mindre klassen. Innan reformen var alla mindre elektriskt drivna fordon som kunde uppnå hastigheter högre än 7 [km/h] tvungna att registreras som motorcykel eller moped. År 2015 gjordes ytterligare förändringar i svensk lagstiftning som berörde alla elektriskt drivna fordon utan trampanordning. Ändringen medförde att, utöver den tidigare begränsningen på 20 [km/h], även att motorns maximala nominella märkeffekt nu inte får överstiga 250 [W]. Denna lagändring reducerar möjligheterna att genomföra detta projekt drastiskt relativt tidigare år.

1.2 Syfte

Projektets huvudsakliga syfte är att på ett ingenjörsmässigt vis utreda, förbättra, och implementera ett elektriskt drivsystem på en longboard. Det realiserade drivsystemet ska främja fordonets funktionalitet och framkomligt, samtidigt som rådande trafiklagar följs.

Kandidatgruppen erhåller varierande kunskapsbakgrunder inom elektronik, mekanik, mekatronik, automation samt mjukvaruhantering och ämnar att få utökad förståelse kring skapandeprocessen av en kravspecifik produkt.

1.3 Metod

Projektet grundades i en generell problemformulering som analyserades, konkretiserades i form av en kravspecifikation (se appendix A) och sedan separerades till mindre delproblem. Koncept genererades baserat på tidigare års fram- och motgångar och deras lärdomar. Även egna, unika koncept erhöles genom brainstorming och idéer baserat på egna erfarenheter. Pugh-matriser och andra liknande matriser brukades för att identifiera och välja ut de koncept med högst potential. Viktade, samt oiktade matriser brukades baserat på delsystem och behov. Med hanterbara delproblem delades arbetet ut baserat på kompetens för effektiviserande av arbetsprocessen. Till följd av arbetsfördelningen utfördes arbetet parallellt vilket vidare effektiviserade processen.

Fysikaliska modeller ställdes upp med hjälp av matematiska beräkningar, vilka lade grunden för vidare dimensionering av mekaniska och elektriska komponenter. Verifikation av dimensioneringsresultat kontrollerades via simulering. Programvarorna ShareL^AT_EX, Mathworks MATLAB, Simulink, Autodesk Inventor, Adobe Photoshop, och BLDC-Tool har brukats för att medföra ett så utförligt och ingenjörsmässigt resultat som möjligt.

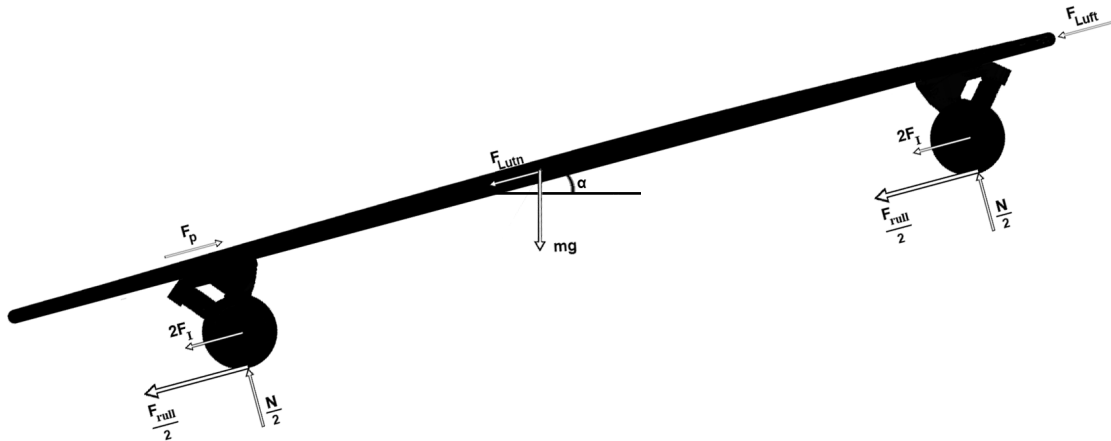
Dokumentation av projektets genomförande har segmenterats för att förtydliga bilden av arbetsprocessen. De framtagna fysikaliska modellerna presenteras först, vilket ger underlag för komponentval och dimensionering. Vidare så beskrivs de valda mekaniska samt elektriska komponenterna, såväl som deras monterings- och inkapslingssätt. Simuleringar som stärker komponentvalen och dem fysikaliska modellerna redogörs därefter, som sedan, enligt planering, testas praktiskt och presenteras i resultat.

2 Fysikalisk modell

För att kunna klarlägga och kvantifiera samtliga problem skapades en fysikalisk modell som användes för att matematiskt beskriva fordonet. Med hjälp av modellen kunde samtliga kriterier på mekaniska och elektroniska komponenter definieras. Detta innefattade den dimensionerande drivande kraften till den kapacitet som krävs av batterierna för 10 km färd med växlande körning.

2.1 Krafter

Beräkningarna påbörjades med identifiering av de krafter som verkar på fordonet vid färd, vilka sedan definierades som fysikaliska samband baserat v [m/s] och a [m/s^2]. De krafter som beaktades var rullmotstånd F_{rull} [N], luftmotstånd F_{luft} [N], resulterande kraft till följd av eventuell backkörning F_{lutn} [N], en kraft till följd av rotationströghet i hjulen F_I [N], en linjär tröghet $m \cdot a$ samt en drivande kraft F_P [N], se figur 1.



Figur 1: Friläggning av fysikalisk modell.

Den dimensionerande effekten valdes baserat på det lagkrav som ställs på elcyklar [3], där de skall klara av att retardera med $a = -3$ [m/s^2] på platt mark. Då denna effekt är som störst då hastigheten är maximal, vilket åter igen definieras av en lagtext till $v = 20$ [km/h] = 5.56 [m/s] [3], användes $v = 5.56$ [m/s] vid beräkning av dimensionerande effekt. En totalvikt för fordonet på $\sum m = 100$ [kg], som specificerats i kravspecifikationen i Appendix A användes vid beräkning av dimensionerande effekt.

I ekvation (1) summeras samtliga verkande krafter på fordonet i färdriktningen och följande kraftjämvikt fås. Notera att samtliga utomstående krafter är motverkande och blev därför negativa.

$$F_P - F_{rull} - F_{luft} - F_{lutn} - F_I - m \cdot a = 0 \quad (1)$$

2.1.1 Rullmotstånd

Rullmotståndet F_{rull} [N] baserades förenklat på två faktorer, normalkraften vinkelrätt mot färdriktning f_z [N] och en rullmotståndskoefficient f_r [4] som beror på material i hjul samt underlag. Rullmotståndskoefficienten mellan asfalt och polyuretanhjul fanns ej definierad i litteratur som finns på Chalmers och uppskattades därför baserat på kombinationer av asfalt och andra material liknande polyuretan, samt polyuretan och andra asfaltsliknande material. Detta användes tillsammans med tidigare års rapportdata för att uppskatta denna koefficient [5, 6, 7]. Vid beräkning av rullmotståndskoefficienten användes en hjuldiameter på $r = 0.035$ [m] vid behov.

Källa	Materialkombination	Storleksordning
Vehicle Dynamics, Compendium for Course MMF062 [4]	Bildäck & Asfalt	0.01
Rolling resistance and industrial wheels [8]	Polyuretan & Stål	0.0054 – 0.0132
Experimentellt 2014 [5]	Polyuretan & Asfalt	0.0072
Antagen/Upskattad 2014 [6]	Polyuretan & Asfalt	0.007
Experimentellt 2015 [7]	Polyuretan & Asfalt	0.0250

Tabell 2: Sammanställning av rullmotståndskoefficienter.

Då hjul av polyuretan väntades ha lika bra till bättre rullegenskaper än gummi-hjul [8], gjordes antagandet att fel uppstod i mätningarna som utfördes vid projektets genomförande 2015 [7]. Därmed valdes rullmotståndskoefficienten för fordonet till $f_r = 0.012$. Rullmotståndet beräknades i det dimensionerande fallet enligt

$$F_{rull}^{\alpha=0} = f_z \cdot f_r = mg \cdot \cos(\alpha) \cdot f_r = 100 \cdot 9.82 \cdot \cos(0) \cdot 0.012 = 11.78 \text{ [N]} \quad (2)$$

2.1.2 Luftmotstånd

Luftmotståndet beräknades med hjälp av en luftmotståndskoefficient C_{DA} [m^2] som baseras på yta och form hos ett objekt som färdas med hastigheten v [m/s] igenom ett medie med densiteten ρ [kg/m^3] [9]. Luftmotståndskoefficienten $C_{DA} = 0.84$ [m^2] för en stående människa användes då detta är ett realistiskt scenario baserat på körställning vid färd på longboard. Själva longboardens luftmotstånd beaktades ej då dess area är försumbar i förhållande till en människokropp. Densiteten $\rho_{luft} = 1.09$ [kg/m^3] [9] och luftmotståndet kunde då beräknas enligt

$$F_{luft}^{max} = \frac{1}{2} \rho_{luft} C_{DA} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1.09 \cdot 0.84 \cdot 5.56^2 = 14.13 \text{ [N]} \quad (3)$$

2.1.3 Lutning

Vid färd i backe uppstår en kraft som verkar längs färdriktningen till följd av normalaccelerationen. Denna kraft baseras på två faktorer, fordonets vikt mg [N] och backens lutning α° . Kraften i fråga byter riktning baserat på om backen är en uppförs- eller nedförsbacke, och byter därmed tecken baserat på om $\alpha > 0^\circ$ eller $\alpha < 0^\circ$. Därmed erhöles ekvationen för kraftkomponenten enligt

$$F_{lutfn}^{\alpha=0} = mg \cdot \sin(\alpha) = 0 \text{ [N]} \quad (4)$$

2.1.4 Rotationströghet

Hjulets rotationströghetsmoment $J = \frac{mr^2}{2}$ [kgm^2] gav tillsammans med hjulets vinkelacceleration $\dot{\omega}$ [rad/s^2] upphov till ett motverkande moment vid acceleration och retardation. Detta moment räknades om till en kraft genom konvertering från vinkelacceleration till linjär acceleration enligt $\dot{\omega} = \frac{a}{r_{hjul}}$, samt $M = F \cdot r_{hjul}$. Hjulets massa uppskattades till $m_{hjul} = 215$ [g] styck och vald storlek är $r_{hjul} = 35$ [mm]. Notera att alla 4 hjul är beaktade i beräkningarna.

$$M = 4 \cdot J\dot{\omega} = 2 \cdot m_{hjul} \cdot r_{hjul}^2 \cdot \frac{a}{r_{hjul}} \rightarrow \quad (5)$$

$$\rightarrow F_I^{max} = 2 \cdot m_{hjul} a = 2 \cdot 0.215 \cdot -3 = -1.29 \text{ [N]} \quad (6)$$

2.1.5 Summa krafter

Den resulterade kraft som krävdes för att retardera fordonet med $a = -3$ [m/s^2] vid $v = 5.56$ [m/s], definierat av lagkrav [3], och en total fordonsvikt på $m = 100$ [kg] specificerad i kravspecifikationen i Appendix A erhöles via en summering av krafter.

$$F_P - F_{rull}^{\alpha=0} - F_{luft}^{max} - F_{lutn}^{\alpha=0} - F_I^{max} - m \cdot a = 0 \rightarrow F_P = F_{rull}^{\alpha=0} + F_{luft}^{max} + F_{lutn}^{\alpha=0} + F_I^{max} + m \cdot a \Rightarrow (7)$$

$$\rightarrow = 11.78 + 14.13 + 0 + (-1.29) + 100 \cdot (-3) = -275.38 \text{ [N]} \quad (8)$$

Denna kraft blev negativ då den verkar mot färdriktningen. Notera att luftmotståndets och rullmotståndets komponenter alltid kommer vara positiva, och kommer därmed alltid motverka färd och öka kraften som krävs oavsett retardation eller acceleration. Dessa krafter motverkar acceleration genom att öka den kraft som krävs för önskad acceleration, medan de vid retardation sänker beloppet av den kraft som krävdes för att uppnå önskad hastighetsförändring. Tröghetsmomentet i hjulen och kraften som uppstår till följd av Newtons andra lag byter däremot tecken med accelerationen, och ökar därmed beloppet av kraften som krävs för hastighetsändring.

Genom att sedan använda $|F_P| = < 275.38 \text{ [N]}$, så kunde maximal acceleration på plan mark ($\alpha = 0$) beräknas, tillsammans med acceleration i uppförsbacke och retardation i nedförsbacke enligt formel 9 nedan. Formeln har baserats på ekvation 7, och relevanta resultat presenteras i tabell 3.

$$F_P^{max} - 11.78 - 14.13 - mg \cdot \sin(\alpha) - (2 \cdot m_{hjul} + m) \cdot a = 0 \rightarrow \quad (9)$$

$$\rightarrow \frac{F_P^{max} - 11.78 - 14.13 - 982 \sin(\alpha)}{(2 \cdot m_{hjul} + m)} = a$$

Hastighet [Km/h]	Lutning	Acceleration [m/s^2]
20	0°	-3
20	0°	2.52
20	8°	1.15
20	-8°	-1.67

Tabell 3: Tabell över acceleration i olika extremfall.

2.2 Effekt

Den framtagna dimensionerande kraften räknades om till en dimensionerande effekt

$$P = F_P \cdot v = -275.36 \cdot 5.56 = -1529.87 [W] \quad (10)$$

Denna effekt är den totala effekt som behöver appliceras på de drivande hjulen för att uppnå önskad retardation. Notera att minustecknet antyder att effekten motverkar rörelse. Till följd av en effektförlust som baserades på transmissionens verkningsgrad $\eta_{trans} = 0.93$ [10], behöver dock den effekt som motorn dimensioneras efter vara något mindre. Då effektförlusten i transmissionen alltid ökar den effekt som krävs, så ökar därmed den negativa effekt som krävs vid inbromsning och i sin tur sjunker $|P|$.

$$P_{förlust} = P \cdot \eta_{trans} - P = -1529.87 \cdot 0.93 - (-1529.87) = 107.10 [W] \quad (11)$$

$$P_{motor} - P_{förlust} = P \rightarrow P_{motor} = P + P_{förlust} = -1529.87 + 107.10 = -1422.78 [W] \quad (12)$$

3 Mekaniska komponenter

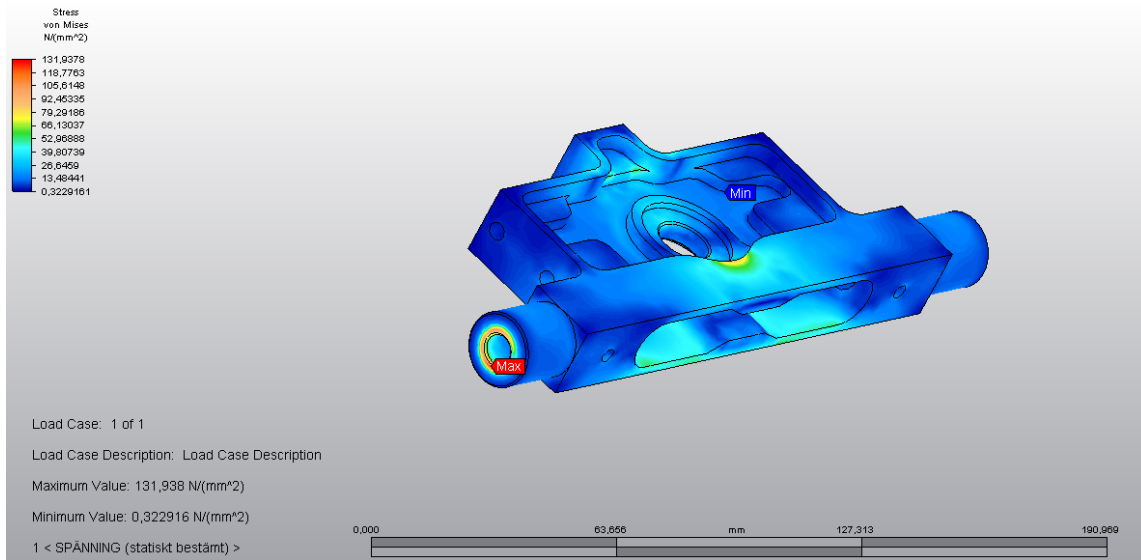
Den här sektionen går igenom dimensionering och presenterar alla relevanta mekaniska komponenter såsom transmissionstyp, motor, hjul, och remskivor. Även hur dessa komponenter monterades och kapslades in behandlas och förklaras med hjälp av CAD-modeller. Notera att samtliga komponenter till högsta förmåga designats parallellt för att verifiera att allt skulle passa när det var klart.

Innan designprocessen kunde påbörjas behövde det beslutas om hur många hjul som fordonet skulle driva på samt hur kraften skulle fördelas mellan dessa. De alternativ som beaktades var enhjulsdrift, samt tvåhjulsdraft med stel axel, differential och två separata drivlinor. Efter undersökning som återfinns i Appendix B beslutades att bruk av två motorer och två separata transmissioner är det bästa alternativet.

3.1 Truck

Trucken är den centrala komponenten som designats, i vilken samtliga övriga komponenter sitter monterade. Den behövde därför designas parallellt med resterande komponenter för att verifiera passning. Truckens ursprungliga uppgift är att överföra åkarens vikt till marken, hålla hjulen på plats, och samtidigt låta dem svänga. Den behövde därmed vara stabil nog att hantera en vikt enligt kravspecifikation plus en säkerhetsfaktor. Utöver denna ursprungliga uppgift har trucken ytterligare i uppgift att husera motorfästen och transmission.

Till följd av de varierande arbetsuppgifterna samt kravet på minsta möjliga vikt konstruerades trucken av tre olika komponenter. Axeln som hjulen monterades på, samt knoppen trucken roterar runt vid svängning, konstruerades i stål. Detta gjordes då hög hållfasthet, bra utmattnings- och slitage-egenskaper var obligatoriskt. Truckens centrala kropp konstruerades i aluminiumlegeringen 7075-T6, då stålkomponenterna effektivt sprider ut krafterna över större yta och därmed tillät att kroppen konstruerades i ett lättare material med sämre utmattningsegenskaper. Designen av truckens kropp verifierades med hjälp av en FEM-modell, se figur 2. Detta gjordes dock varken av knoppen eller axeln då de båda är betydligt mer hållfasta än de originalkomponenter de ersätter.



Figur 2: FEM-modell av truck

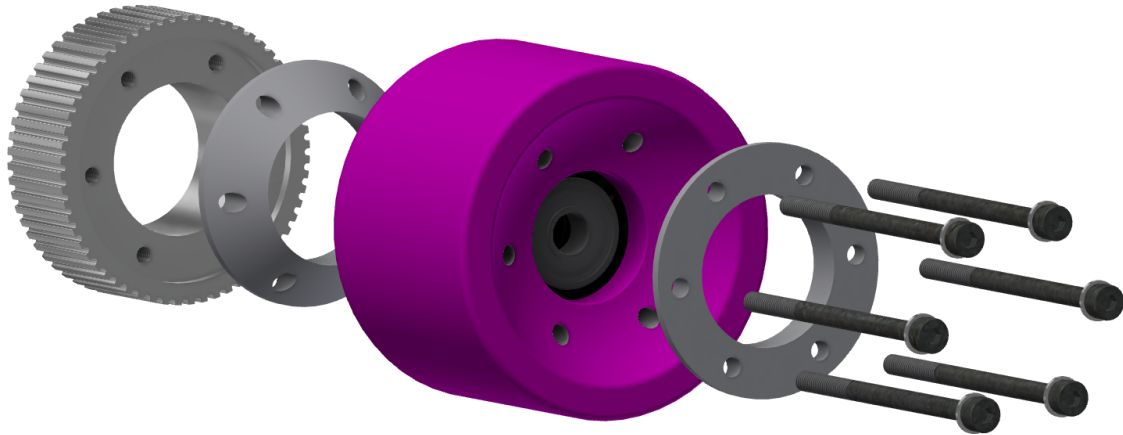
Notera att spänningskoncentrationen som fås runt hålen där axeln monteras uppstår som följd av den vassa fasen vid skarven mellan komponenterna. Denna vassa kant skapar problem med singulariteter i FEM modellen, vilket i sin tur ger en högre spänningskoncentration än vad som kommer uppstå i verkligheten. Då förskjutningen av trucken ansågs relativt orellevant beaktades enbart spänningen, med avsikt att verifiera att spänningarna låg tillfredsställande långt från sträckgränsen. 7075-T6 har en sträckgräns på 503 [MPa] [11] vilket resulterade i en säkerhetsfaktor på 3.8 där spänningskoncentrationerna är som högst, och därmed ansågs detta mål uppnått.

3.2 Hjul och remskivor

Detta kapitel går igenom resonemang och slutgiltig montering av remskivor och hjul.

3.2.1 Hjul och stora remskivan

Vid design av hjulen var det önskvärt att modifiera hjulen så lite som möjligt för att minimera förlusten av stabilitet och slitageökningen. Därmed monterades den stora remskivan på hjulet med genomgående skruv. För att fördela kraften jämt över det mjuka hjulet skapades distanser vilka följer hjulets profil och därmed har en stor kontaktyta. För att remskivan sedan skulle passa över trucken utvidgades hålet i remskivan så marginal finns mellan truck och remskiva. I figur 3 nedan presenteras en sprängvy av drivhjulen och dess tillhörande komponenter.



Figur 3: Sprängvy av hjul.

3.2.2 Motor och lilla remskivan

Den lilla remskivan monterades på motorns drivande axel med hjälp av cylindrisk fastsättning då denna beräknades vara stark nog att överföra dimensionerande effekt utan ytterligare mekanisk låsning av remskivan. Loctite 641 [12] valdes att brukas då denna är gjord för demontering och därmed tillåter demontering vid relativt låg temperatur, vilket minskar risken för skador på motorn.

$$\begin{aligned}
 M &= F \cdot r = F_A \cdot A \cdot r = F_A \cdot 2\pi L \cdot r^2 \\
 &= 6.5 \cdot 10^6 \cdot 2\pi \cdot 0.02 \cdot 0.003 = 7.35[Nm]
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

$F_A = 6.5 \cdot 10^6 [N/m^2]$ är den givna lastupptagningsförmågan för Loctite 641 och resterande parametrar är limförbandets dimensioner. Detta gäller för ett stål mot stål förband, och därmed behövdes en kompensation göras då remskivan är av aluminium. Denna kompensationsfaktor löstes ut ifrån diagram i Loctites datablad [12] till 63% vilket resulterar i en kapacitet på $0.63 \cdot 7.35 = 4.63 [Nm]$. Då två motorer och två transmissioner brukades resulterade detta i en maxkapacitet på $9.26 [Nm]$ eller $7353.6 [W]$ vilket i sin tur resulterade i en säkerhetsfaktor på drygt 5.

3.3 Motor

I enlighet med projektbeskrivning så skulle longboarden framdrivas med hjälp av en eller flera elektriska motorer. Valet stod mellan borstade eller borstlösa likströmsmotorer då kraftkällan består av batterier. De kan delas in ytterligare i motorer med permanentmagneter i rotor eller stator och spolar i det andra, eller så används spolar i både rotor och stator. Det är sällan det sistnämnda förekommer i de små effekter som är relevanta för detta projekt.

För att en elektrisk motor ska fungera krävs ett växlande eller roterande magnetfält. Skillnaden mellan borstade och borstlösa likströmsmotorer är främst i hur de åstadkommer det varierande

magnetfältet. I borstade motorer sker detta på mekanisk väg medan borstlösa förlitar sig på kraftelektronik [13, 14]. En fördel med borstlösa DC-motorer är att de kräver mindre underhåll eftersom de saknar borstar som slits med tiden. De är också en aning mer effektiva på grund av att borstar orsakar ett spänningsfall. Med dessa fördelar, samt att projektet redan hade en styrenhet, föll valet på borstlösa likströmsmotorer med permanentmagneter (BLDC).

Dessa är i grunden samma motorer som synkrona trefasmotorer, samma ekvivalenta schema kunde därför användas. Ytterligare så liknar det schemat för borstade likströmsmotorer, därför används modellen för borstade likströmsmotorer vid simulering [13, 14].

I de flesta fall spelar induktansen stor roll för modelleringen av borstlösa motorer, dock inte om motorn är liten vilket motorerna i detta projekt kunde ses som [14]. Förutom det så hade de återförsäljare som har varit aktuella i form av pris och tillgänglighet har inte lämnat några uppgifter kring vad deras motorer har för induktans. Därför genomfördes beräkningarna utan att ta hänsyn till induktansen.

Detta gav att endast förluster i form av kopparförluster finns medan magnetiseringsförluster bortsågs. I enlighet med ekvation (14) kommer förlusterna bero på strömmen i kvadrat, och för att minimera förlusterna vill man använda en så hög spänning som möjligt. Detta gjorde att valet av spänning blev 37 [V], 10 stycken litiumceller seriekopplade eftersom det är den konfigurationen av celler som är högst och fanns i tillgång.

$$P_{loss} = I^2 R \quad (14)$$

De parametrar som avgjorde vilken motor var lämplig var motorns max effekt, max spänning, fysiska dimensioner samt max varvtal, den sistnämnda i form av motorkonstanten K_v med enheten [RPM/volt]. Motorkonstanten k_t användes senare vid simuleringen och den är relaterad till K_v med

$$k_t = \frac{60}{2\pi K_v} \quad [\text{Vs/rad}]. \quad (15)$$

De fysiska begränsningar som finns relaterar till att motorn placeras bakom trucken med motorerna mellan hjulen, för att minska risken att de utsätts för skador. Dels blev längden på motorerna begränsad, men även diametern då markfrigången inte fick inskränkas.

Den maximala effekten beräknades i avsnitt 2.2 och blev -1422.78 [W] som i det fallet är effekt som motorn måste kunna klara att ta upp, alltså fungera som generator. För att modellera likströmsmotorn används

$$P_{mek} = \omega T \quad [\text{W}] \quad (16)$$

$$T = k_t I \quad [\text{Nm}], \quad (17)$$

samt för att omvandla vinkelhastighet till varv per minut

$$n = \frac{60 \omega}{2\pi} \quad [\text{RPM}]. \quad (18)$$

Motorn som valts bör inte ha sitt maxvarvtal vid 20 [km/h], ty det kan förekomma att vid transienta förlopp kommer varvtalet överstigas. För att marginaler ska finnas att tillgå läggs varvtalet vid nominell hastighet till 70% av maxvarvtalet. Detta har också fungerat bra vid tidigare års genomförande [6]. Det ger att

$$K_v = \frac{7 n}{10 U} \quad [\text{RPM/V}]. \quad (19)$$

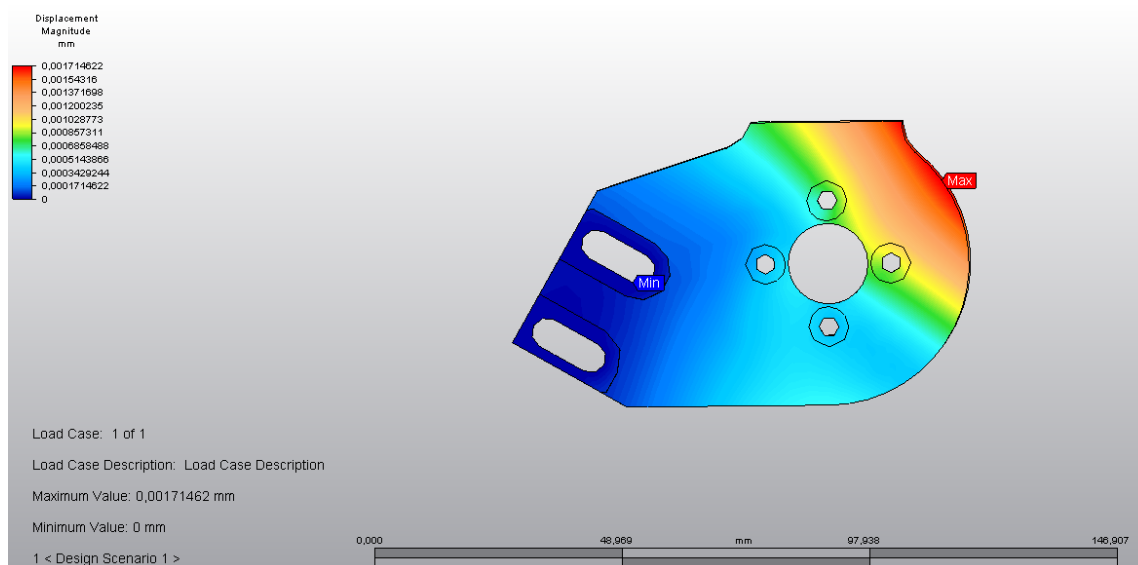
Utifrån dessa kriterier, de effektmässiga begränsningarna som beräknas i kapitel 2 samt de parallellt hanterade beräkningarna i kapitel 3.5 valdes motorn *Turnigy Aerodrive SK3*, med ett K_v på 280 och effekt på 1510 [W] [15]. Vid bruk av två av dessa motorer erhålls prestanda i valda extremfall enligt tabell 4.

Hastighet [Km/h]	Lutning	Acceleration [m/s^2]
20	0°	-5.29
20	0°	4.78
20	8°	3.42
20	-8°	-3.93

Tabell 4: Tabell över acceleration i olika extremfall.

3.4 Motorfäste

Motorfästets uppgift är att hålla motorerna stabilt på plats, samt ge möjlighet att justera transmissionen. För att tillåta justering brukas avlänga hål vilka tillåter justering i längsled, vilka placeras i skarven mellan trucken och motorfästet. På så sätt undviks att skruvhålen i motorn slits ut, vilket är troligt att de sker till följd av den låga hållfastheten i statorn. Istället brukades betydligt större skruv som monterades i betydligt hållfastare material med betydligt längre gänglängd. Dessa hål kompletterades även med en fläns som styr justeringen och säkerställer att motorfästena monteras rakt.



Figur 4: FEM-modell av Motorfäste

Krafterna som verkar på motorfästet är relativt små, och därmed beaktades endast förskjutningen då sträckgränsen ej skulle överskridas. Förskjutningen var i motorfästets fall av högsta vikt då en icke försumbar förskjutning resulterar i att remskivorna inte längre ligger i samma plan. Ligger remskivorna inte i samma plan riskerar remmen att slitas ut i förtid, alternativt riskerar den gå av till följd av ojämn belastning. En största förskjutning på 0.0017[mm] , se figur 4, ansågs försumbar och därmed ansågs designen av motorfästet vara tillfredsställande.

3.5 Transmission

För att överföra effekten från motorerna till hjulen krävs en transmission. Denna transmission behöver ha förmågan att överföra för ändamålet tillräcklig effekt, samtidigt som den behöver vara smidig och med lågt underhåll. Innan dimensioneringen och utformningen av denna transmission kunde påbörjas behövde en analys av transmissionstyper genomföras. De transmissionstyper som undersöktes var bruket av kugghjul, kedja, kilrem, flatrem samt kuggrem, där kuggrem visade sig vara det för ändamålet bästa alternativet. Denna undersökning återfinns i Appendix C.

3.5.1 Remskivor

Dimensioneringen av transmissionen går hand i hand med dimensioneringen av motorn. En transmission med låg utväxling kräver en motor med lågt varvtal, en motor med högt varvtal kräver en transmission högre utväxling och så vidare. Detta ömsesidiga beroende krävde en iterativ process vid dimensionering och val av motor och transmission, där olika kombinationer testades. Processen påbörjades med att beräkna den vinkelhastighet $\omega\text{[rad/s]}$ och sedan det varvtal $n\text{[RPM]}$ som hjulen roterar med vid den dimensionerande hastigheten $v = 5.56\text{[m/s]}$. Varvtalsberäkningen baserades

på att det går 60[s] på ett varv, och att det på ett varv går $2\pi[rad]$.

$$v = \omega \cdot r_{hj\ddot{u}l} \rightarrow \omega = \frac{v}{r_{hj\ddot{u}l}} = \frac{5.56}{0.035} = 158.86[rad/s] \quad (20)$$

$$n = \omega \cdot \frac{60}{2\pi} = 158.86 \cdot \frac{60}{2\pi} = 1517.02[RPM] \quad (21)$$

Detta varvtal n är det varvtal som bakhjulen roterar med vid fordonets maxhastighet. För att beräkna det varvtal motorn roterar med multiplicerades varvtalet med utväxlingen. Utväxlingen beräknades i sin tur genom division mellan antalet tänder på den stora remskivan n_{stor} , och antalet tänder på den lilla remskivan n_{liten} .

$$n_{motor} = n \cdot \frac{n_{stor}}{n_{liten}} \quad (22)$$

Utgångsparametrarna på transmissionen valdes till $n_{stor} = 48$ och $n_{liten} = 16$, vilket gav en resulterande utväxling på 3. Detta baserades på att denna utväxlingen brukats i samtliga föregående projekt [5, 6, 7]. Det ger i sin tur det varvtal motorn roterar med enligt (22).

$$n_{motor} = 1517.02 \cdot \frac{48}{16} = 4551.06[RPM] \quad (23)$$

Detta resulterade i ett Kv på motorn på max $Kv = 176[RPM/V]$ (se kapitel 3.3, ekvation (19)), vilket ej var ett realistiskt val då det vid undersökning visade sig att motorer med så lågt Kv ej uppfyllde resterande krav på motorn. De motorer som snurrar långsamt nog är för långa och för breda, medan de motorer som är små nog att få plats snurrar för fort.

Till följd av detta analyserades högsta möjliga utväxling. Den lilla remskivan på motorn begränsas nedåt av motoraxelns diameter. Då axeln på de motorer som uppfyller de fysiska storlekskraven är $D = 6[mm]$, och en godstjocklek mellan kuggarnas topp och motorns axel på $2[mm]$ ansågs tillräcklig, blev den dimensionerande storleken på den lilla remskivan $D_e \geq 10[mm]$. Val av minsta möjliga remskiva blev då i denna änden en remskiva med 12 tänder, med $D_e = 10.70[mm]$. Den stora remskivan på hjulen begränsas absolut uppåt av hjulets ytterdiameter, men även utav frigången mellan marken och remskivan. Då remskivan sitter skyddad innanför hjulen mot centrum av fordonet, och det endast förväntas framföras på väl underhållna underlag, bedömdes en frigång mellan kuggremmen och marken på $5[mm]$ räcka. Detta gav en dimensionerande delningsdiameter $D_p \leq 60[mm]$, där delningsdiameter är den diameter runt vilken remmen befinner sig. Val av största möjliga remskiva blev därmed en remskiva med 60 tänder, med en delningsdiameter $D_p = 57.30[mm]$ [16].

Denna transmission ger enligt 22 upphov till en ny, betydligt högre utväxling.

$$n_{motor} = 1517.02 \cdot \frac{60}{12} = 7578.81[RPM] \quad (24)$$

Denna nya transmission resulterar i ett på motorn önskat Kv på $Kv = 293[RPM/V]$ (se kapitel 3.3, ekvation 19), vilket är ett värde som går att uppfylla samtidigt som resterande krav på motorn uppfylls.

3.5.2 Remlängd

Remlängden beror på tre faktorer, respektive remskivas delningsdiameter D_p , samt axelavståndet. Då båda remskivornas diameter redan var bestämda återstod endast att bestämma axelavståndet. Det som avgör önskvärt axelavstånd är uteslutande vilka monteringsmöjligheter som önskas. Väljs en för kort rem så är det risk att motorerna krockar med trucken och brädan då de ej kan monteras nog långt bort för att inte inkräkta på varandras områden. Väljs en för lång rem tar transmissionen mer plats än nödvändigt, och potentiella svårigheter kunde uppkomma vid montering om motorfästena tvingas vara överflödigt långa.

Baserat på motorernas ytterdiameter $D = 49[mm] \rightarrow r = 24.5[mm]$ och truckens radie $r = 10[mm]$, ansågs ett axelavstånd på $70[mm]$ lämpligt. Detta ger en frigång mellan komponenterna på $45.5[mm]$ vilken ansågs lagom för att optimera montering. Remlängden beräknades sedan med remlängdsverktyget hos *OEM Motor [17]* till $255[mm]$.

3.5.3 Rembredd

När antal tänder på respektive remskiva bestämts, samt remlängd, kunde sedan effektberäkningar göras för att bestämma bredden på remmen så att önskad effekt kan överföras. Detta gjordes enligt formler från *OEM Motor [16]*.

$$P_k = P \frac{K_1 + K_2 + K_3}{K_m} \quad (25)$$

Där $P_k[W]$ är den kalkyleffekt kuggremstransmissionen dimensionerades mot, $P[W]$ är den effekt som ska överföras och K_1, K_2, K_3, K_m är faktorer som ökar kalkyleffekten enligt tabeller i Appendix C.

$K_1 = 1$ valdes då fordonet ansågs vara en lättare applikation med små moment, som dessutom brukas få timmar varje dag. $K_2 = 0$ valdes då ingen spännrulle anses nödvändig. $K_3 = 0.4$ valdes då utväxlingen valts till 5 och $5 > 3.49$. Antal tänder i ingrepp beräknades med hjälp av kalkylator från *OEM Motor [17]* till 5 tänder, vilket gav $K_m = 0.8$. Kalkyleffekten kunde sedan beräknas, vilket gav den effekt som transmissionen ska dimensioneras mot. Notera att minustecknet framför den dimensionerande effekten ej tagits med i beräkningarna då det endast betecknar effektens riktning vilket för dessa beräkningar inte är relevant.

$$P_k = 1422.78 \cdot \frac{1 + 0 + 0.4}{0.8} = 2489.86[W] \quad (26)$$

Då bruk av två motorer och två transmissioner beslutats om behöver varje transmission endast överföra hälften av denna effekt, vilket gav en slutgiltig kalkyleffekt på $P_k = 1244.93[W]$.

Då tidigare års projekt samtliga brukat remmar med en bredd $b = 15[mm]$ användes denna bredd som utgångsläge vid beräkning av effektöverföringsförmåga. Remmens effektöverföringsförmåga P_t beror på den lilla remskivas hastighet, remmens bredd, samt en remsbreddsfaktor. Dessa faktorer multipliceras sedan ihop för att få den maximala överförbara effekten. Notera att den överförbara effekten till följd av remmens bredd har enheten $1/6[mm]$. Tabeller för dessa värden återfinns i Appendix C.

$$P_t = 163 \cdot \frac{15}{6} \cdot 2.97 = 1210.28[W] \quad (27)$$

Trots att kalkyleffekten P_k överskrider transmissionens maximalt överförbara effekt P_t valdes denna transmission för den slutgiltiga designen. *OEM Motor [16]* antogs redan ha implementerat tillfredsställande säkerhetsmarginaler i sina formler för beräkning av kalkyleffekt och överförbar effekt, så ett övertramp på 2.9% ansågs inte utgöra ett hot. Ytterligare marginal återfinnes troligtvis i kalkylfaktorn K_1 då fordonet antogs brukas markant mindre än 5[h] per dag. Utöver detta så fungerar de två föregående projekt som utfördes 2014 [5, 6], även dem med dubbla remtransmissioner av samma storleksordning, tillfredsställande utan transmissionsproblem till följd av underdimensionerad transmission.

3.6 Inkappling och montering

Efter val och dimensionering av komponenter krävdes ett lämpligt sätt att föra samman dessa på ett funktionellt, säkert och ett estetiskt tilltalande sätt. En funktionell aspekt innebar att valet av metod för montering, komponenternas placering och val av ingående monteringsdelar leder till högsta möjliga prestanda för fordonet. En annan aspekt var säkerhet, som är av högsta prioritet då personskada vid haveri är oönskat. Det erhöles vissa säkerhetskrav kring komponentmontering som innefattade att inga delar som utgör en potentiell fara kan kommas åt utan mening.

Longboardens känsla under drift skulle inte påverkas, och vid olycka så skulle fordonet ha utformats på ett sådant sätt att det utgör minimal risk för användaren och omgivningen. Att fordonet är estetiskt tilltalande var inte en nödvändighet, men bortprioriteras heller inte under projektets gång. Att bibehålla en viss estetisk standard medför också potentiellt positiva funktionella och säkerhetsrelaterade aspekter. Det kunde innebära en mer aerodynamisk form, eller bättre hantering av kablage.

Decket erhåller en viss böjbarhet, även kallad flex, som är maximal i centrum av brädans totala längd. Förutom flex kräver longboarden att användaren måste luta sig åt den sida som hen vill färdas åt. Lutningen medför att sidorna förs närmare markytan, vilket fick tas i beaktning under komponentplaceringen. Genom att fokusera monteringsytan kring den bakre och främre trucken och så nära centerlinjen som möjligt tillhandahölls ett större utrymme för flex och lutning innan underredets hölje kommer i kontakt med markytan.

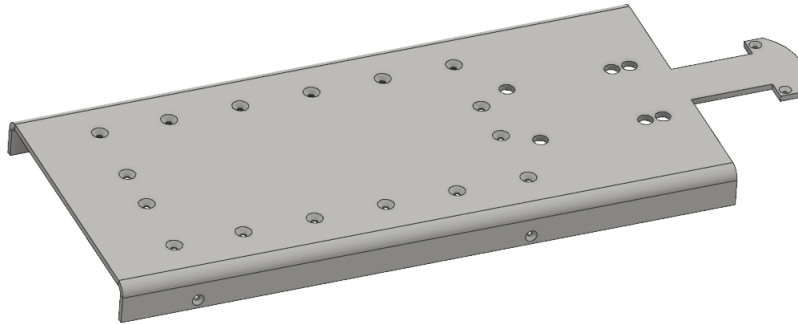
Det var av intresse att bibehålla en modulär design som inte kräver någon fysisk ändring av brädans strukturella integritet. Att använda befintliga håltagningar för att fästa komponenthuset medförde en enkel installation och bibehöll avstånd från brädans centrum. Komponenterna rangordnades efter vikt, där den tyngsta lämpar sig för att hamna närmast trucken för att vidare minska bidrag till flex. Motorerna placerades bakom trucken för att förhindra skador i enlighet med avsnitt 3.3. Battericeller, styrenheter, elektriska kretsar och andra delar inkapslades framför den bakre trucken på ett så platseffektivt sätt som möjligt.

Komponenter som är konstruerade av metall konstruerades med hänsyn till produktion i en 3-axlig NC-fräs. Konstruktionen verifierades sedan vid behov med hjälp av Finite Element Method-mjukvarorna ANSYS och Autodesk Simulation Mechanical.

3.6.1 Monteringsplåtar

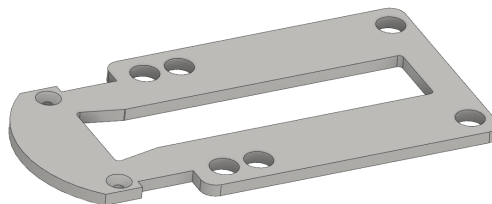
För att främja ett modulärt system som inte kräver några fysiska förändringar i användarens bräda behövdes en annan stabil förankring. Förankringen måste upphålla vikten av alla mindre kompo-

nenter såsom batteri, styrenheter, säkring, kablage samt deras skyddande hölje. Detta åstadkoms genom att fräsa ut en 3 [mm] aluminiumplåt som monterades mellan deck-distansen och trucken. Kanterna på aluminiumplåten bockades nedåt för att öka dess styvhet. 3 [mm] skruvhål borrades och försänktes för att erhålla fästpunkter åt alla interna delar. I figur 5 nedan presenteras en CAD-modell på den bakre monteringsplåten.



Figur 5: Modell av den bakre monteringsplåten

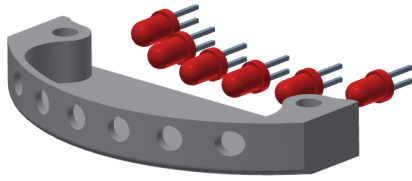
Vid brädans framtruck krävs endast belysning, därför har en mindre monteringsplåt konstruerats för just detta ändamål. Den främre monteringsplåten erhöll ett urfräst spår som främjar kabeldragning. I figur 6 nedan presenteras en CAD-modell monteringsplåten.



Figur 6: Modell av den främre monteringsplåten

3.6.2 Lysdiodhus

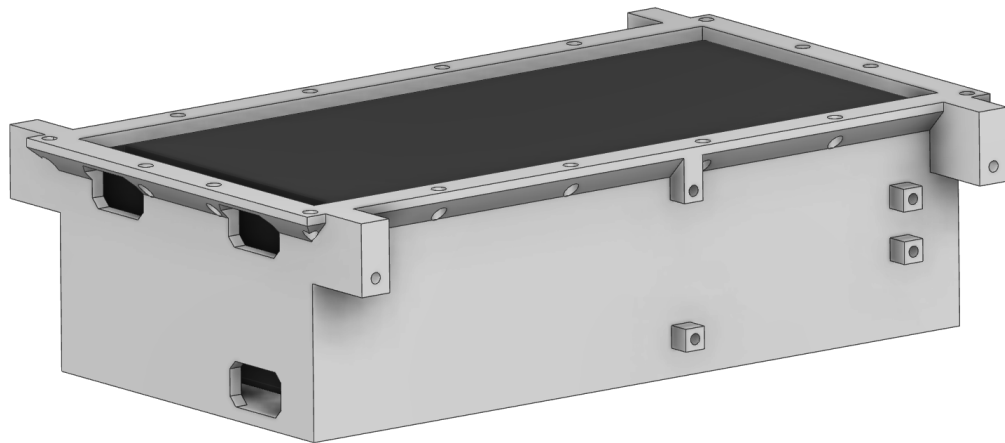
För att säkerställa att belysningen alltid är funktionell inkapslades därför ljuskällorna som presenterades i sektion 4.6. Konstruktionen är samma både fram och bak och är skapt ur aluminium som NC-frästs. I figur 7 nedan presenteras en CAD-modell på lysdiodhuset.



Figur 7: Modell av lysdiodhus

3.6.3 Inre komponenthållare

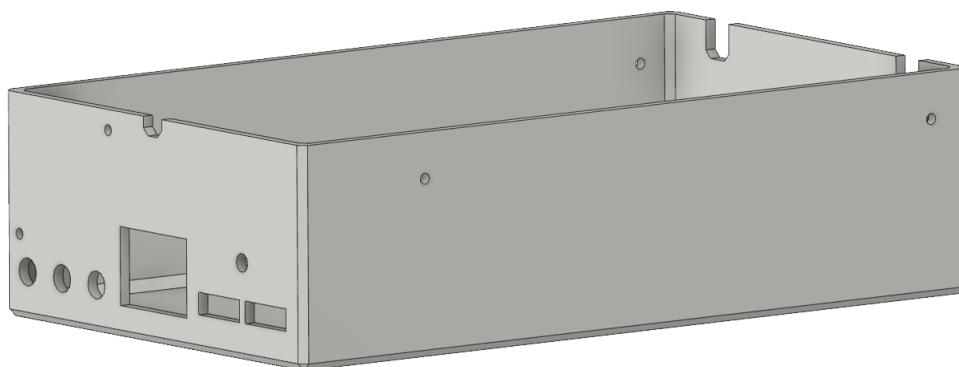
Montering utav komponenter på ett så platseffektivt sätt som möjligt eftersträvades. Att kunna stabilisera batteriet, säkringen och styrenheterna men samtidigt ge plats för kabeldragning uppnåddes genom en inre monteringsram. Förutom hål för kabelutlopp, täcker ramen batteriet helt. På kortsidan erhöles ett fäste för säkringen, och på långsidorna finns monteringsstöd för styrenheter. För att hålla vikten till ett minimum användes en 3D-skrivare för att skriva ut konstruktionen i plast. I figur 8 nedan presenteras en CAD-modell på batteriet som innesluts av komponenthållaren.



Figur 8: Modell av komponenterhållare med batteri.

3.6.4 Hölje

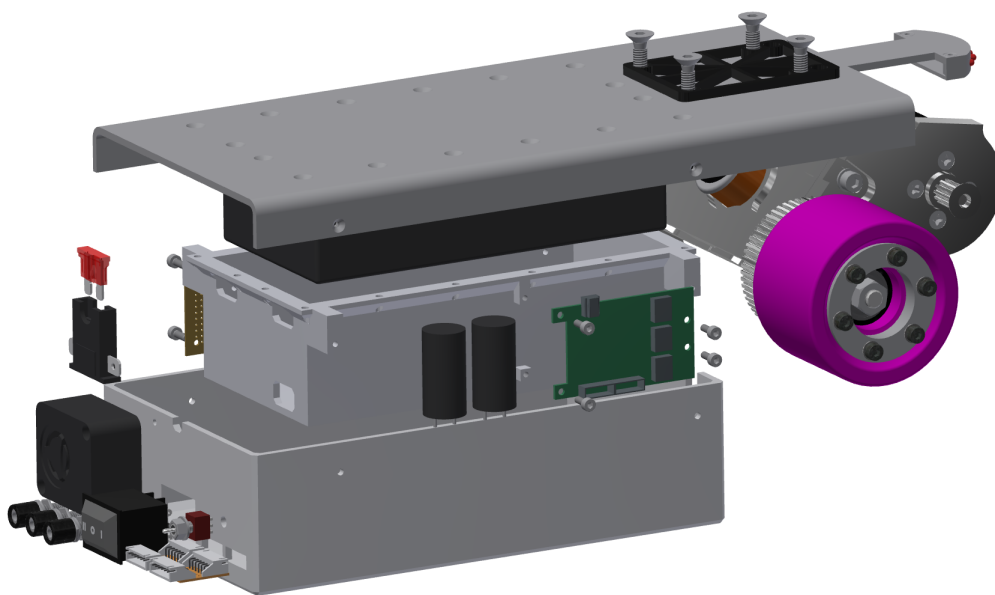
Inkapsling utav alla elektriska och känsliga komponenter är ett krav för att säkerställa drift och att minska risken för personskada. Därför konstruerades ett täckande hölje som skrevs ut i plast med hjälp utav en 3D-skrivare. I höljet finns utlopp både fram och bak för kablage, samt monteringshål för av- och påslagningsknapp. Vidare monterades även kabelkontakter för batteriladdning i höljet för att förenkla laddningsprocessen. I figur 9 nedan presenteras en CAD-modell av inkapslingshöljet.



Figur 9: Modell av hölje

3.6.5 Överblick

När alla komponenter monteras fast erhålls ett kompakt, lättviktigt, modulärt drivsystem som hindrar fysisk åtkomst till känsliga delar och minimerar risken för personskada. Komponenthuset är placerat på ett sådant sätt att markfrigång är säkerställd för alla användarvikter. Placeringen medför även att komponenterna inte utsätts för kontakt med mark eller hjul då brädan lutar vid manövrering. I figur 10 nedan presenteras en förenklad sprängvy på den bakre delen av longboarden då alla vitala komponenter är på plats.



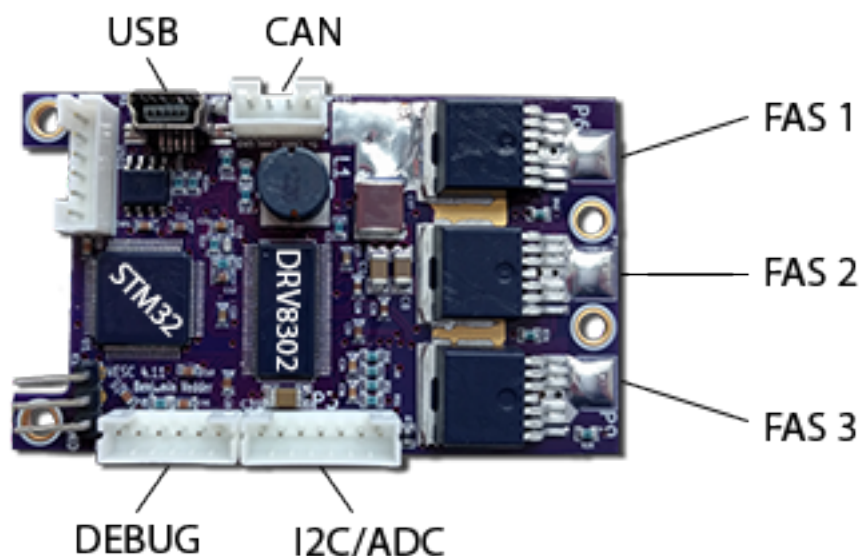
Figur 10: Sprängvy av den bakre delen av longboarden och monterade komponenter

4 Elektriska komponenter

Den här sektionen behandlar dimensionering och val av fordonets alla elektriska komponenter, vilket innefattar styrenheter, broms, batteri, laddning, styranordning, belysning och ljudanordning.

4.1 Styrenheter

För att styra motorerna behövdes någon form av styrenhet, i detta fall två stycken för två borstlösa likströmsmotorer. Dessa motorer kräver mer avancerad styrning än för borstade motorer då likströmmen från batterierna måste omvandlas till trefasig växelström. Efter utredning, som går att läsa mer om i appendix D, föll valet på två stycken styrenheter vid namn Vedder's Electronic Speed Controller (VESC). Mjukvaran i VESC bygger på realtidsoperativsystemet ChibiOS/RT som körs på mikroprocessorn STM32F4 [18]. En översikt av styrenhetens hårdvara visas i figur 11. Programmeringen av processorn görs via ST-LINK/V2-gränssnittet. Initialt när processorn är tom, måste firmware läggas in med en extern debugger, men därefter kan konfigurering ske via USB-port med tillhörande mjukvaruverktyg BLDC-tool. Egna funktioner programmeras in som applikationer i C och laddas in i systemet ovanpå operativsystemet. Tillgång till styrenhetens funktioner ges via dess motsvarande inkluderingsfiler. Fördelen med denna uppbyggnad är att ändringar i applikation och huvudsystem inte påverkar varandra. Kod hittas i appendix G och detaljer kring konfiguration i appendix H.



Figur 11: Ovansidan av styrenheten VESC.

BLDC-motorerna som valdes består i enkelhet av 12 fasta lindningar (stator) och ett yttre skal av permanenta magneter som kan rotera (rotor). För att få rotorn att snurra måste lindningarna

aktiveras för att ge upphov till ett magnetfält som skapar ett vridmoment. Storlek och riktning på detta magnetfält i förhållande till rotorn, avgör vilket vridmoment som skapas [19]. Styrenheten styr signalerna till faserna genom pulsbreddsmodulering. Detta sker från mikroprocessorn som är kopplad till en MOSFET-drivare (DRV8302) som driver en MOSFET-transistor för vardera fas. Det är avgörande att faserna aktiveras vid rätt ögonblick och därav måste styrenheten veta rotorns position. För att undgå extra sensorer mäter styrenheten den motsatta elektromotoriska spänning som uppstår i faserna när rotorn roterar. Vid startläge när varvfrekvensen är låg och ingen mätbar spänning finns används öppen styrning. Detta leder vanligtvis till osäkerheter, men märks inte i praktiken eftersom VESC har särskilda optimeringar vid öppen styrning [20].

I BLDC-motorerna styrs rotorn som tidigare nämnt med magnetfältet från statorn. Det är komponenten av magnetfältet som är vinkelrät mot rotorn som ger upphov till vridmomentet, önskvärt är därför om denna dominerar. VESC har två olika metoder att välja mellan för att kontrollera magnetfältet. Trapetsformad kommutering innebär att trappliknande signaler skickas till motorns faser. Två terminaler i taget är påslagna och den tredje avstängd, de två terminalerna som är påslagna har samma amplitud, men motsatt tecken [19]. Detta leder till ett magnetfält med sex olika riktningar och därför en felmarginal på 30 grader ifrån optimal riktning. Den andra metoden är field-oriented control (FOC) som istället skickar sinusformade signaler till motorns faser. FOC bygger på att dessa signaler regleras genom att matematiskt transformera dem till en mer hanterbart domän [21]. En kombination av sinussignaler sätter, till skillnad från den andra metoden, inga begränsningar på magnetfältets riktning. FOC ger således en exaktare styrning och föredrogs därför.

I styrenheten kan signalen till motorn styras genom att antingen direkt reglera strömmen eller spänningen. Spänningen motsvarar en hastighetsstyrning medan strömmen styr vridmomentet, detta framgår av ekvationerna i avsnitt 3.3. Att styra hastigheten ger potentiellt en mer ryckig åkning i och med att vridmomentet varieras för att balansera hastigheten. Strömstyrning kan liknas vid gaspedalen på en bil och ter sig därför troligtvis mer naturligt för föraren och valdes därmed.

Ett av önskemålen för val av styrenhet var regenerativ bromsning vilket VESC uppfyller [18]. Det betyder att styrenheten vid bromsning av motorn försöker utnyttja den omvända strömmen som uppstår för att ladda upp batterierna. Detta genom att motorn agerar generator med hjälp av momentet från marken. Energin som utvinns beror i stor utsträckning på storleken av retardationen, vid hårdare inbromsning måste energi även tillföras. Då det är en elektronisk broms styrs den lämpligen med samma styransordningen som för gas (se avsnitt 4.2 och 4.4).

För att skydda motorn, batterier och även uppnå lagkrav ställdes begränsningar in i styrenheten. Utöver att strömmar och spänningar sattes till max respektive minimum värden (se appendix H), ansattes enligt lagkrav en hastighetsbegränsning på 20 $[km/h]$ [3]. I konfigurationsverktyget ställs denna in som en erpm-gräns (electrical revolutions per minute), vilket motsvarar antalet poländringar per minut. Varje polpars polaritet ändras en gång per mekaniskt varv, därför kan rpm från ekvation 21 omvandlas till erpm enligt följande [19]:

$$\text{Motsvarande erpm} = \text{utväxling} \cdot \text{antal polpar} \cdot \text{rpm} = 5 \cdot 7 \cdot 1517 = 53095 \text{ [erpm]} \quad (28)$$

Begränsningen hanteras genom en mjuk vridmomentsändring när fordonet närmar sig gränsen [18].

De två styrenheterna kommunicerar med varandra över CAN-buss som också konfigurerades i

BLDC-tool enligt appendix H.3. Den ena agerar master och den andra slav. Masterenheten innehåller alla huvudinställningar och har styranordningen kopplad till sig. Slavenheten styrs helt och hållet av masterenheten och kräver därför bara inställningar för CAN-kommunikation (se appendix H.3.2). Förutom kommunikation ingår en inställning för antispinn som motverkar sladd när varvtalsdifferensen blir för stor.

4.2 Broms

Likt andra fordon ska även en eldriven longboard erhålla en färdbröms, och trafikverkets lag som innefattar elektriskt drivna fordon ställer krav på en inbromsningsretardation på $a = -3 [m/s^2]$ [3]. Utgångspunkten i projektet var att fordonet skulle utrustas med en regenerativ broms, styrenheten valdes som tidigare nämnt utefter detta krav. Detta fordrade även beräkningar för att försäkra sig om att batterierna klarar av laddströmmen vid extremfall (se avsnitt 4.3). Trots att regenerativ broms sågs som det självklara valet gjordes, för en fullständig bild, en jämförelse med mekanisk broms som återfinns i appendix E.

Förutom en färdbröms måste fordonet erhålla en parkeringsbroms. Denna ska enligt lag kunna hålla kvar fordonet vid 15 graders lutning om föraren lämnar det [3]. Parkeringsbroms-systemet är också tvunget att vara skiljt från färdbrömsen, vilket i det här fallet innebär att den ska vara skild från den regenerativa bromsningen och fungera då strömmen brutits. Enklast möjliga utformning efterfrågades då andra delar i projektet ansågs viktigare. Alternativet som valdes var därför att se fordonet själv som parkeringsbroms genom att ställa det på högkant.

4.3 Batteri

Kraven som ställdes på batterierna var primärt hög strömtålighet samt så hög energidensitet som möjligt. Detta medförde att flera gamla batteriteknologier så som blyaccumulatorer, nickel-cadmium och nickel-metallhybrider inte blev aktuella. Under projektets tidsperiod var det istället olika varianter av litiumbatterier som används i kraftelektronik-sammanhang aktuella, eftersom de har hög och användbar cellspänning, hög energidensitet och färre nackdelar relativt äldre tekniker. Till exempel minneseffekten i NiCd-batterier som man är tvungen att ladda ur helt innan man kan ladda upp dem [22, 23].

Det bästa alternativet ur livslängdsynpunkt hade varit Li-FePO₄, då de klarar av fler laddcykler än Li-Ion och Li-Po vilket skulle kunna innebära en mindre belastning på miljön. Men på grund av sämre energidensitet och cellspänning än de andra litiumteknologierna blev dem ej önskvärda då de skulle väga mer för samma mängd energi [24]. Eftersom Li-Ion och Li-Po utnyttjade samma kemiska reaktioner, levererade dem likvärdig prestanda. Minimala skillnader mellan dessa två batterityper medförde att valet föll på Li-Po, på grund av bättre tillgång och valmöjligheter bland spänningsnivåer och storlekar.

För att preliminärt kunna beräkna batterikapaciteten som krävdes för att driva longboarden används den effekt som beräknats utifrån den fysiska modellen. På plan mark med en konstant hastighet på 20 [km/h] krävdes en mekanisk effekt på 154.04 [W] och på en sträcka av 10 [km] förbrukas

$$E = \frac{P \eta t}{3600 U} \quad [\text{Ah}] \quad (29)$$

för att beräkna kapaciteten, där η var motorens verkningsgrad, P var den mekaniska effekten, t den totala tiden för färden och U matningsspänningen. En uppskattad verkningsgrad på 85% användes, och resultatet blev då

$$\frac{154.04 \cdot 0.85^{-1} \cdot 1800}{3600 \cdot 37} = 2.45 \quad [\text{Ah}]. \quad (30)$$

Batterikapaciteten som krävdes för den valda teststräckan beräknades med samma formel men uppdelad i små steg som sedan summerades enligt

$$E = \sum_{i=1}^N \begin{cases} \frac{P_i \eta_{motor} t}{3600 U} & , \text{ om motordrift} \\ \frac{P_i \eta_{broms} t}{3600 U} & , \text{ om regenerativ broms} \end{cases} \quad [\text{Ah}]. \quad (31)$$

Med en motorverkningsgrad i drift på 85% och en motorverkningsgrad under regenerativ bromsning på 70% beräknades kravkapaciteten till 3.46 [Ah], om man exkluderade regenerativ bromsning blev det istället 3.93 [Ah]. Dessa beräkningar var ungefärliga och gav endast ett indikationsvärde, och istället används simuleringen i kapitel 5 för att erhålla mer precisa siffror. Utifrån dessa resultat valdes ett batteripack på 37 [V] Li-Po från Zippy med en kapacitet på 5000 [mAh]. Batteriet erhöll en kontinuerlig urladdningskaraktistik på 25C (125 [A]) och en kortvarig urladdningskaraktistik på 35C (175 [A]). Utöver urladdningskaraktistik var den maximala laddningsströmmen definierad som 5C (25 [A]) [25]. Den beräknade effekten som krävs för att på plan mark bromsa in med $-3 [m/s^2]$ på plan mark med en initialhastighet på 20 [km/h] blir

$$37 \cdot 25 \cdot \frac{10}{7} = 1321.43 \quad [\text{W}]. \quad (32)$$

Denna effekt visade sig inte vara tillräckligt hög för att bromsa longboarden, då det egentligen krävdes 1422.78 [W]. Inbromsningstiden med som uppstår vid inbromsning från 20 [km/h] har beräknats till 1.9 [s], vilket medför att temperaturen i batteriet inte kommer höjas något nämnvärt under en kort snabb inbromsning även om maximal tillåten laddningsström överskrids. Dock fanns fortfarande en risk för att ett fullt laddat batteri skulle kunna svälla och öka framtida risker för fel. För att helt skydda batteriet behövs någon form av övervakning som varnar när bromsningkapaciteten är begränsad eller bör undvikas.

Den effekt som krävdes för att bibehålla en konstant hastighet i en 8° nedförsbacke beräknades på samma sätt som i kapitel 2 till $-572.82 [W]$, som ungefärligt är 3C, vilket batteriet skulle klara av med marginal. Däremot var det mer tveksamt ifall batteriet skulle klara av den maximala inbromsningbelastning som kräver en effekt på $-2129.5 [W]$, som uppstår vid inbromsning med $-3 [m/s^2]$ i tidigare nämnd nedförsbacke. Därför begränsades maximala laddningsströmmen i ESC:n, vilket medför att fordonet klarade sig med endast ett batteri, vilket var fördelaktigt både utrymmes- och viktmässigt.

4.3.1 Laddning

Laddning av litiumbatterier kräver aktiv övervakning då dessa är mycket känsliga för överladdning, om inte detta uppfylls kan det resultera i förstörda batterier eller brand [26]. Därför krävs det att en laddare designad specifikt för Li-Po/Li-Ion används. Dock blir det mer komplicerat när det är flera celler i serie då alla celler måste övervakas och balanseras individuellt för att undvika överladdning.

Utformningen av laddningen kan antingen vara delvis inbyggd eller extern. Att ha den helt inbyggd är inget lämpligt alternativ då det skulle innebära en onödig vikt. Delvis inbyggd skulle innebära att balanseringskretsen byggs in medan själva nätaggregatet placeras utvändigt, det ger fördelen att vilket nätaggregatet som helst som levererar rätt spänning och ström skulle kunna användas. Helt extern laddning är det enklaste att implementera samt det som väger minst, det enda som behövs är en extra kontakt så att laddaren kan balansera cellerna utan att enheten behöver tas isär. De flesta tillfällena som laddaren kommer att användas kommer att vara i hemmet om longboarden används som pendlingsmedel vilket är ytterligare argument för extern laddare. Därför implementerades ingen aktiv laddning inbyggd i longboarden, utan laddaren var helt extern.

4.4 Styrordning

Då longboarden drivs med ett mekatroniskt system krävs ett system som möjliggör användaren att reglera dess framdrivning. Detta kan antingen göras med händerna via en handkontroll eller med fötterna baserat på viktfordelning. Skillnaden mellan de båda alternativen belyses i appendix F. I slutändan valdes att genomföra båda implementationerna, styrning med handkontroll beskrivs nedan och viktstyrning i avsnitt 4.5.

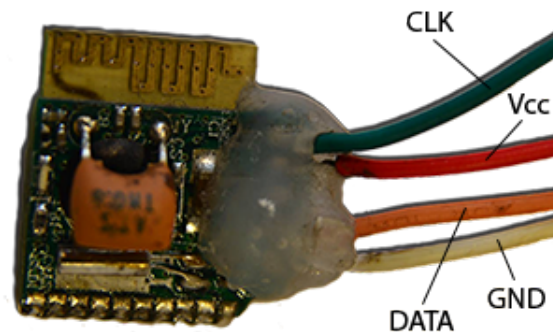
4.4.1 Handkontroll

Valet av handkontroll föll, efter överväganden (se appendix F), på spelkontrollen Nyko Kama. Denna består i huvudsak av en analog styrspak som används för att reglera framdrivningen (se figur 12). Det är som tidigare nämnt vridmomentet som styrs, rörelse framåt och bakåt med styrspaken resulterar i positivt respektive negativt vridmoment. Styrspaken kan också röras i sidled, men det utnyttjades inte. Den har två knappar på fronten, en C-knapp som aktiverar farthållare och en Z-knapp som programmerades för att hantera belysningen (se appendix G för kod). Bredvid styrspaken finns en diod som visar status på kommunikationen med styrenhet och en på/av-knapp. Inuti handkontrollen sitter också en accelerometer som ger utslag i x, y, och z-led. Accelerometervärdena utnyttjades dels för dödmansgreppet, men även för att aktivera ljudanordningen (se appendix G). Energikällan är i form av två utbytbara AAA-batterier.



Figur 12: Trådlösa handkontrollen Nyko Kama och dess attribut.

I figur 13 visas den trådlösa sändare/mottagaren där det otympliga höljet tagits bort och kablarna förstärkts med lim. Den kommunicerar trådlöst med handkontrollen, och via I2C-buss med styrenheten. Enligt I2C specifikation används totalt fyra kablar som ansluts till styrenheten, en för att skicka och ta emot data tillsammans med klocka samt matningsspänning och jord. Räckvidden är kring 3 meter och räcker därför med god marginal.



Figur 13: Limmad sändare/mottagare utan hölje där kablarna har markerats.

Enligt lag måste en säkerhetsanordning finnas, ett dödmansgrepp som utlöser när föraren släpper taget om fordonets styranordning [3]. Detta implementerades i styrenheten som en funktion och bromsar fordonet om signalen med handkontrollen bryts. En bruten signal innefattar i det här fallet antingen att handkontrollen är utanför räckvidd, batterierna är slut eller att annat fel uppstått. Detta observeras i styrenheten genom accelerometervärdena, när dessa förblir konstanta ett visst

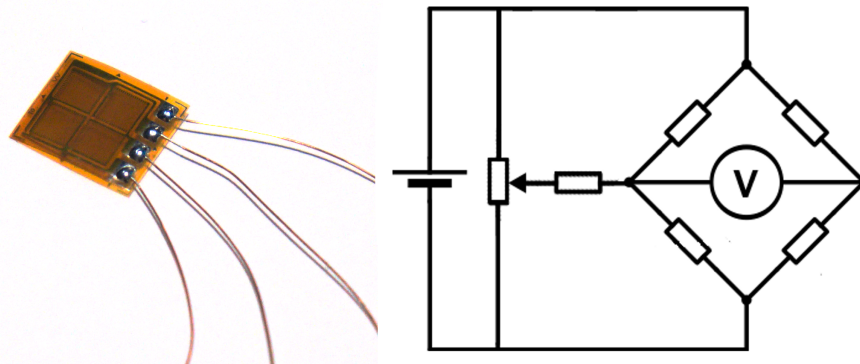
antal klockcykler antas signalen vara bruten och motorn bromsas (se appendix G för kod).

4.5 Viktbaserad styrning

För att frigöra båda händerna utrustades longboarden med ett styrsystem som utnyttjar vart användaren har sin tyngdpunkt. Systemet accelererar samt bromsar genom att användaren lutar sig framåt respektive bakåt. Det implementerades genom att töjningsgivare monterades på truckarna som mäter hur mycket dessa sviktar. Signalerna från givarna förstärktes och behandlas sedan i styrenheten. Att använda töjningsgivare valdes framför alternativet tryckkänsliga resistorer, med motivering att töjningsgivare erhöll större noggrannhet [27]. Töjningsgivarna användes också som dödmansgrepp, ger givarna ingen utsignal belastas inte brädan med någon vikt och styrenheten programmerades då för att retardera fordonet.

4.5.1 Wheatstonebrygga

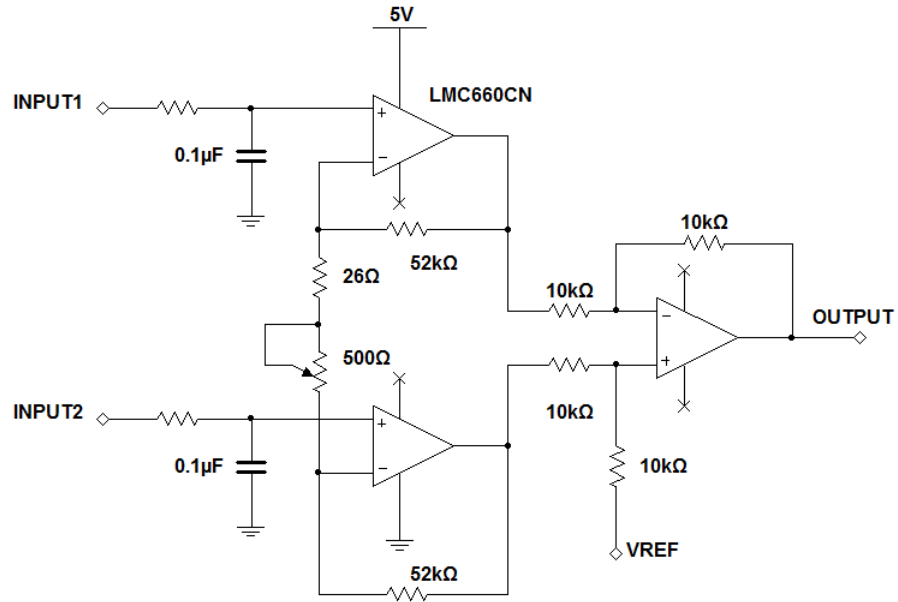
Eftersom att truckarna böjer sig mycket lite blir signalerna från givarna små, och en Wheatstonebrygga användes därför för att få större utslag [28]. Det finns olika konfigurationsmöjligheter för bryggor; kvarts-, halv- och helbryggor. Skillnaden är i hur många givare som ingår i bryggan, de tidigare nämnda har en, två eller fyra givare. För att få en högre utsignal med litet utrymmesbehov användes en helbrygga med alla givare på samma substrat, vilket kan observeras i figur 14. I denna layout komprimeras två av bryggelementen i tvärsled medan de andra förlängs i längsled. På grund av Poissons ratio kommer komprimeringen bli mindre effektiv än förlängningen, vilket innebär att större utslag hade fått om de givare hade komprimerats i längsled. Dock hade detta krävt separata givare på både ovan och undersidan [29]. I samma figur visas det elektriska ekvivalenta schemat för helbryggan, samt den balanseringskrets som används. Den behövs eftersom de olika givarna på substratet inte har exakt samma resistans och skulle således orsaka en nollskild spänningsnivå när longboarden är obelastad.



Figur 14: Krets helbrygga

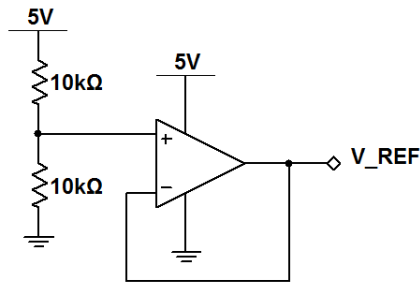
4.5.2 Förstärkarkrets

Förstärkningen av spänningen från töjningsgivarna sker med hjälp av en instrumentförstärkare, en krets som ofta används för att undertrycka störningar och förstärka svaga signaler [30]. Kretsen i figur 4.5.2 är en modifierad variant som använder matningsspänningen +5 [V] istället för standarden ± 15 [V], vilket är fördelaktigt eftersom styrenheten direkt kan leverera +5 [V]. Fram- och baktrucken har olika förstärkning då de har helt olika konstruktion och kalibrerades därefter med hjälp av en potentiometer i kretsen.



Figur 15: Instrumentförstärkaren för en helbrygga där utsignalen är centrerad kring V_{ref} .

Referensspänningen sattes till mitten av spänningsintervallet, 2.5 [V], för att skapa en buffrad virtuell nollpunkt och kopplas enligt figur 16.



Figur 16: Referensspänning genom spänningsdelning och buffring.

4.5.3 Kontrollimplementation

Det finns främst två olika utformningar på hur en framåt respektive bakåtlutning kan påverka hastigheten. I ena fallet agerar föraren gaspedal vid framåtlutning, bibehållen tyngdpunkt i brädans mittpunkt eller bakdel motsvarar neutralläge respektive inbromsningsläge. Nackdelen med denna utformning är att den kräver en kontinuerlig lutning för att bibehålla hastighet vilket kan vara ansträngande vid längre färder. Det andra alternativet är att i neutralläge istället tillämpa farthållare, det vill säga håller föraren sin vikt i mitten av brädan förblir hastigheten konstant. Acceleration och retardation sker på samma sätt, men föraren slipper luta sig oavbrutet. Den senare utformning valdes på grund av detta och extra implementation krävdes därför för reglering.

En applikation skrevs till styrenheterna för att implementera ovanstående valda utformning (se appendix G för kod). Då de två töjningsgivarna på fram- och baktruck är kopplade till varsin ADC-kanal utgår styrningen från deras utslag. Totalt används två exekveringstrådar, en som läser in värdena och en som hanterar styrningen. Värdena som läses in fluktuerar och ett filter baserat på glidande medelvärde används därför för att minska dessa. Detta innebär att en serie av medelvärden skapas genom de inlästa spänningsvärdena. Den andra tråden som körs parallellt beräknar löpande skillnaden mellan de hämtade utslagen från kanalerna, det vill säga truckarna, för att bestämma förarens lutning. En liten skillnad innebär antingen att ingen förare befinner sig på fordonet eller att hen är i neutralläge. För att avgöra om fordonet är förarlöst ansätts en balanseringsspänning som jämförs mot en satt referensspänning. Om villkoret inte är uppfyllt avaktiveras styrningen vid stillstående annars utlöser dödmansgreppet som bromsar fordonet. Detta betyder att problemet med ett fordon som potentiellt börjar köra vid påstigning även undviks. Om en förare istället detekteras används den rådande balanseringsspänningen för att avgöra hur spänningen från givarna ska relatera appliceringen av strömmen till motorn. Denna korrelation är avgörande för att göra styrningen oberoende av vikten hos föraren, samma lutning motsvarar samma acceleration oavsett. Framförandet sker enligt tidigare nämnda utformning, framåtlutning och bakåtlutning motsvarar gas respektive broms. Farthållaren är implementerad i form av en PID-regulator, likt fallet för handkontrollen, och är aktiv i neutralläge.

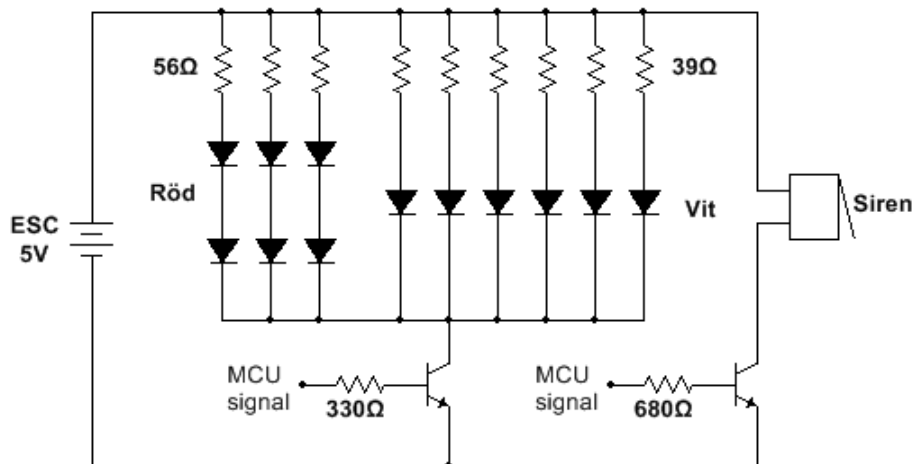
4.6 Belysning och ljudanordning

Att fordonet erhåller belysning som kan upptäckas 300 [m] både fram och bak är ett krav enligt lag [3]. För att säkerställa att fordonet uppfyller dessa krav, undersöktes ljusstyrkan hos en genomsnittlig cykelbelysning. Ljusstyrka uttrycks med SI-enheten *Candela* [cd], och enligt en undersökning utförd av konsumenttidningen Testfakta bör en cykelbelysning erhålla ett värde över 14 [cd] [31].

För att minimera vikt och maximera ljusstyrka per watt användes lysdioder som ljuskälla. På framsidan får endast vitt eller gult ljus brukas, och baktill endast rött. Sex stycken vita samt röda 3 [mm] lysdioder monterades fram respektive bak. Dem vita lysdioderna besitter en individuell ljusstyrka på 16 [cd] och dem röda 7.8 [cd]. Totalt erhåller fordonet 96 [cd] vitt ljus fram, och 46.8 [cd] rött ljus bak, vilket uppfyller belysningskraven.

Vilket tidigare nämnts, erhåller styrenheterna en +5 [V] DC spänningskälla som användes för att driva lysdioderna. Dem vita kräver en matningsspänning på 3.9 [V] och dem röda en matningsspänning på 2.15 [V]. För att uppnå korrekta spänningsnivåer kompletterades alla lysdioder med ett förmotstånd som sänker spänningen över dioderna. Belysningen förbrukade totalt en ström på 240 [mA] och hade vidare ha en effektåtgång på 1.2 [W].

Ljudanordningen som valdes var en enklare typ av mikrosiren som inte krävde någon extern oscillator. Sirenen kan ljuda med en maximal frekvens på 4.5 [KHz] [32] och drivs även av samma +5 [V] DC spänningskälla som belysningen gör. För att kunna slå på och av belysningen samt ljudanordningen individuellt från varandra användes en transistor åt vardera krets. Sirenen aktiveras med hjälp av handkontrollen genom tre rörelser i z-led, och belysningen genom att trycka på knapp Z (se appendix G). I figur 17 nedan presenteras ett komplett kopplingsschema för belysnings- och ljudanordningssystemet.



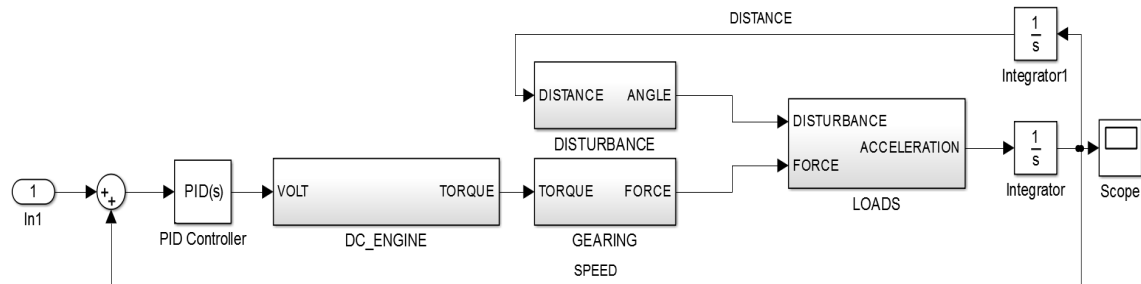
Figur 17: Kopplingsschema för belysnings- och ljudanordningssystemet

5 Simulering

För att verifiera mekaniska beräkningar och ge mer precisa värden på energiåtgång vid körning av teststräckan utfördes en simulering. Att teoretiskt kunna simulera är ett effektivt sätt att verifiera antaganden och modeller utan att producera något fysiskt. Detta anses därför vara fördelaktigt både ekonomiskt och tidsmässigt. Simulering genomfördes enbart i syfte att verifiera dem tidigare valen av komponenter med deras tillhörande dimensioneringar.

5.1 Koncept

Genom att konstruera systemet utefter figur 18 nedan, återkopplades hastigheten till PID-regulatorn som reglerar systemet till önskad hastighet efter bästa förmåga. Accelerationen blir här ingående kraft subtraherat med motverkande kraft. Accelerationen integreras för att få fram både hastighet och körd sträcka, som båda återkopplas till PID-regulatorn tillsammans med störningsfunktionen. Målet med simuleringen var att iterera fram lämpliga PID-parametrar för en jämn och presterade accelerationskurva och väga detta mot energiåtgång för given teststräcka, då ett snabbare systemsvar även medför ökad bandbredd.



Figur 18: Konceptuell skiss för systemets uppbyggnad

5.2 Simulering av motor

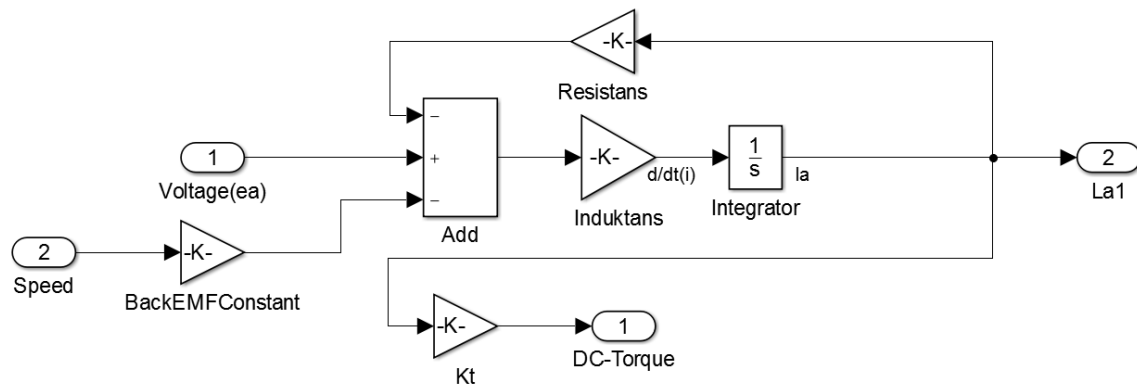
En BLDC-motor modellerades upp med hjälp av två lineariserade ekvationer, (33) och (34), som presenteras nedan.

$$L_a \frac{di_a}{dt} = E_a - R_a * I_a - K_m \phi \omega \quad (33)$$

$$T_{rq} = I_a * K_t \quad (34)$$

I figur 19 så kan motormodellen överskådligt observeras. Den ingående spänningen subtraheras med motspänningen genererad av motorn samt den resistiva lasten. Denna summa multipliceras med induktionen i motorn och integreras för att få fram strömmen genom motorn. Denna multipliceras med K_t för att få fram genererat moment ut. Eftersom båda motorerna är av samma typ är de två motor-blocken i simuleringen identiska.

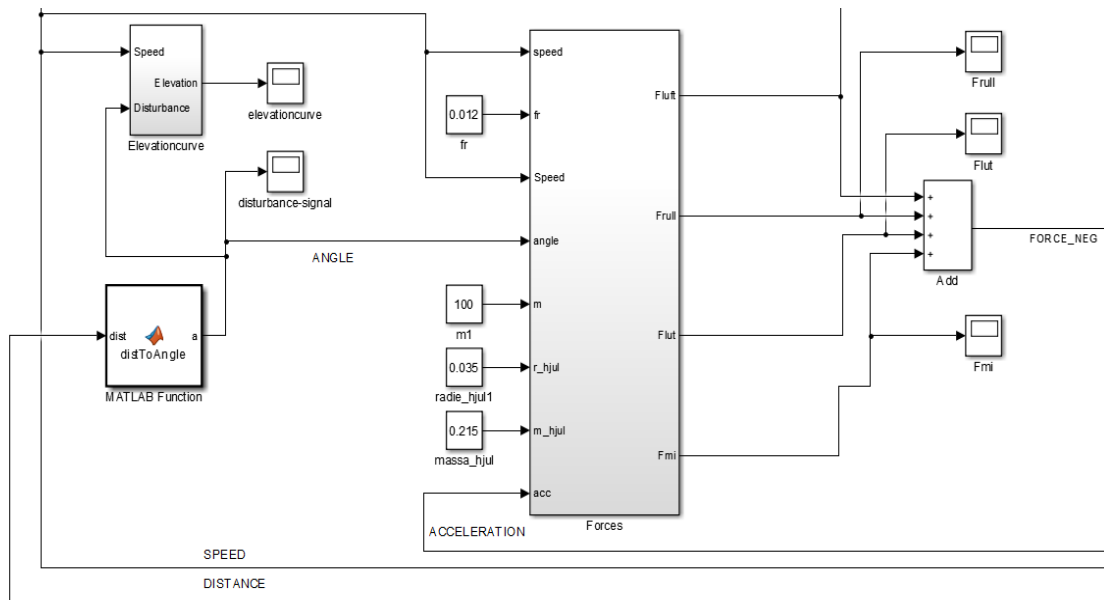
Ur simuleringen framgick det att spänningen ingående i vardera motor förändras med små variationer kring 27.5 [V]. Dessa variationer uppkommer för att kompensera för de störningar som erhålls i systemet. Denna spänningsnivå ansågs vara rimlig då detta motsvarar ungefär 70 [%] av motorernas maxprestanda, där de arbetar som bäst.



Figur 19: Modell av BLDC-motor

5.3 Krafter och störningar

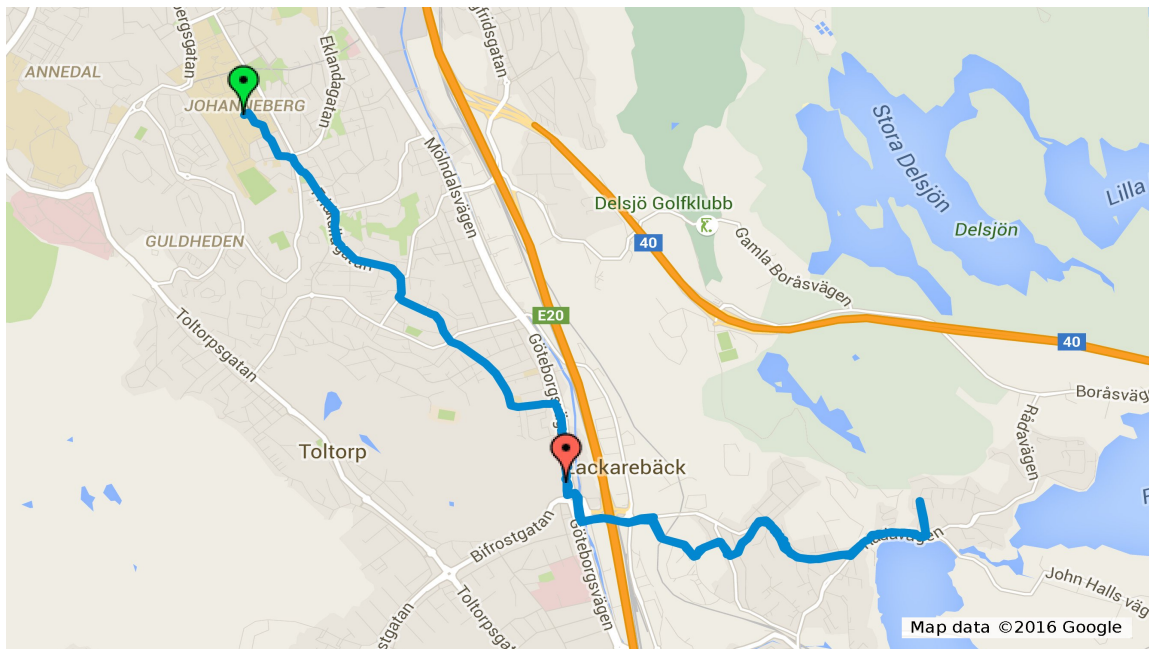
Dem påverkande krafterna utgör beståndsdelar av modellen där en ekvation beskriver relationen mellan storheter såsom hastighet och luftmotstånd. Störningssignalen är mer avancerad och består av lutningen i den punkt longboarden befinner sig i av körsträckan. Denna lutning är en del av vissa ekvationer för krafterna. Krafterna summeras sedan till den totala motverkade kraften på longboarden. För en mer djupgående förklaring till alla påverkande krafter, se kapitel 2.1 samt appendix I



Figur 20: Fysiska krafter verkande på systemet

5.3.1 Körsträcka

Körsträckan som simuleringen är baserad på sträcker sig ifrån Johanneberg till Västra Brovaktaregatan, där en vändning sker för att sedan avslutas vid Mölndal Lackarebäck (se figur 21). Den är en mil lång enligt satt krav och innefattar en total stigning på 146 m samt en maxlutning på cirka 9° . Utöver kravet på längd valdes sträckan utifrån dess varierande elevationsprofil som kan observeras i figur 23 senare i kapitlet.



Figur 21: Den valda körsträckan i Google Maps

5.3.2 Programmering av störsignal

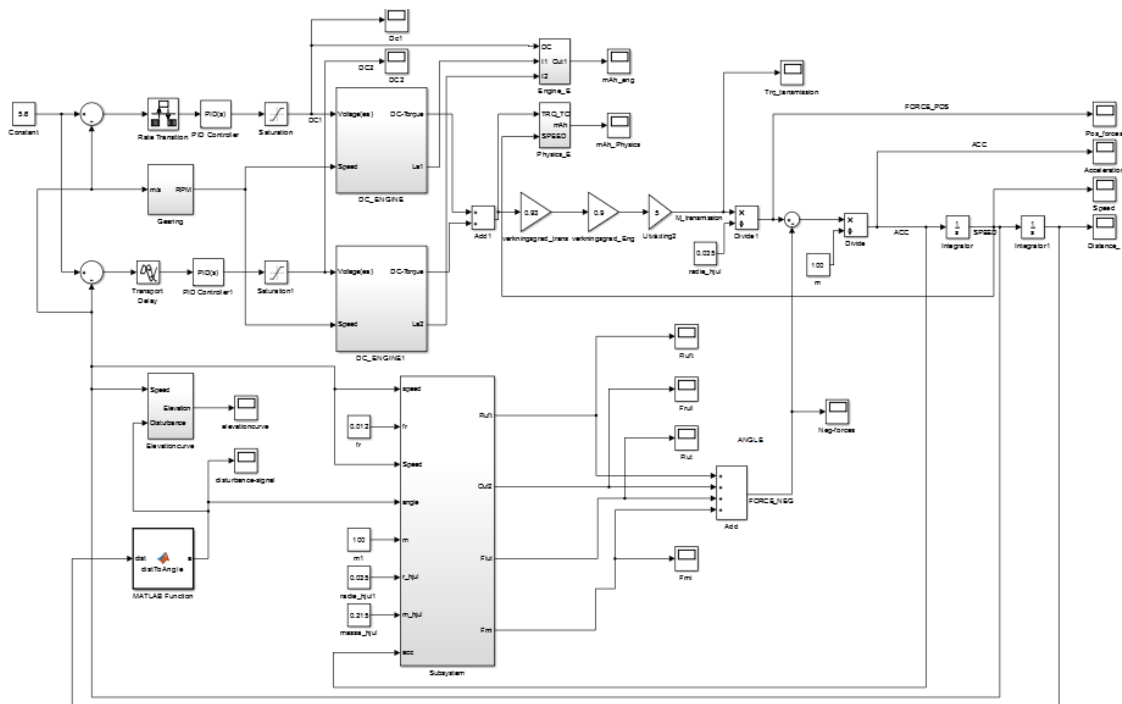
För att genomföra en simulering som gav kvantitativa och relevanta mått på prestanda och förbrukning krävdes att teststräckan, som modellerats som en störsignal för systemet, efterliknade den planerade körsträcka i största möjliga mån.

Körsträckan hämtades från Google Maps i form av GPS-filformatet GPX. Detta formatet lästes in i Matlab och omvandlades sedan till två vektorer innehållande höjd för punkterna och sträckan mellan punkterna, som gjordes om från sfäriska till kartesiska koordinater. (för kod, se appendix G.2). Med hjälp av dessa vektorer bestämdes sedan ytterligare två vektorer, en med avstånd till varje punkt och en med uppskattad lutning för varje punkt. Då longboarden sällan befinner sig exakt på det avstånd där data uppmätts tas vinkeln mellan senast passerad punkt och nästkommande för att uppskatta nuvarande vinkel. För att få fram lutningen för ett visst avstånd behövdes ytterligare en funktion (se återigen appendix G.2 för kod). Den tidigare skapade vektorn för avstånd är av självklara skäl diskret därmed bestäms i denna funktion först index för närmast avstånd. Därefter kunde vinkeln trivalt hämtas genom motsvarande index i vektorn med vinklar.

5.4 Slutgiltig modell

Modellen i figur 22 är uppbyggd utefter den princip av systemkonstruktion som påvisades i figur 18. En referenssignal på 5.6 [m/s] förs in och sedan subtraheras med nuvarande hastighet. Detta resulterar i avvikelsen från mål-hastigheten. Dessa två förs senare in i PID-regulatorerna med modifieringar. Då systemet innehåller två stycken styrenheter där endast en kopplad till handkontrollern kommer ingående signal samplas med 1000 Hz, vilket är styrenhetens samplingsfrekvens från den trådlösa handkontrollern. En av styrenheterna kommer även få signalen med en fördröjning på 1 [ms], då denna kommer få signalen vidarebefordrad som slavenhet från styrenheten uppkopplad till handkontrollern. Avvikelsen bearbetas utav båda PID-regulatorerna och skickas sedan in i varsin BLDC-motor.

Signalen motsvarar här en spänning in i motorn och begränsas där till batteriets kapacitet, det vill säga ± 37 [V]. Motorernas utsignal är vridmomentet, som multiplicerat med utväxlingen summeras till den framåtdrivande kraften. För acceleration tas de krafter som verkar i positiv färdriktning subtraherat med de som verkar i negativ färdriktning dividerat med massan efter multiplikation med verkningsgrader. Acceleration integreras ett flertal gånger för att få fram både hastighet och sträcka körd. Dessa två återkopplas både till systemets motverkande krafter samt till referenssignalen, där referenssignal subtraherat med nuvarande hastighet är felet.



Figur 22: Slutgiltig modell av simulerat system

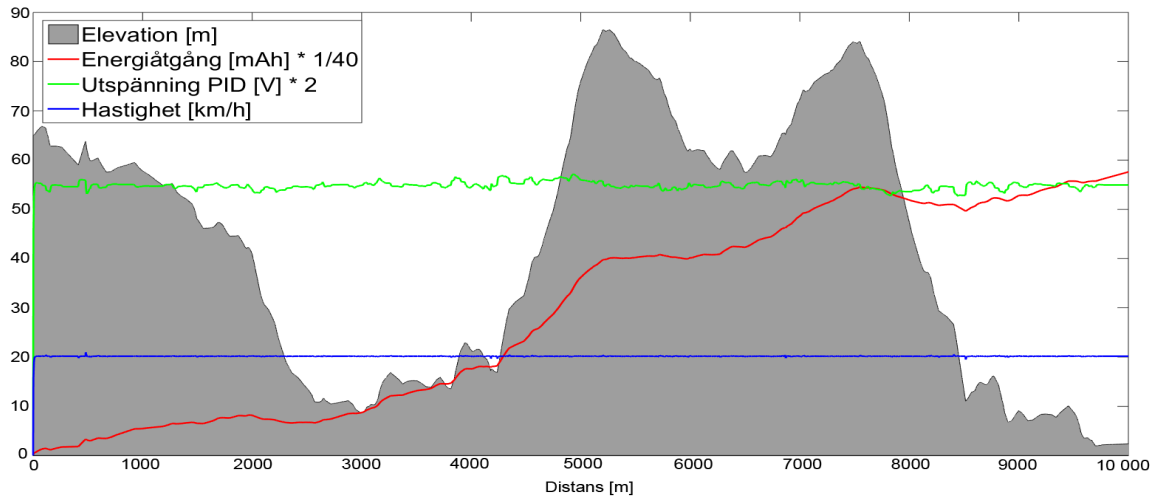
5.5 Simuleringsresultat

Simuleringen gav data relevant för dimensionering av komponenter till longboarden samt lämpliga reglerparametrar. De tre reglerparametrarna består av den proportionella förstärkningen $P = 0.3$, integrerande del $I = 6$ och den deriverande del som är 0. Med dessa parametrar erhöles resultat som presenteras i tabell 5.

Mätobjekt	Värde
Körtid	1800 [s]
Körsträcka	10000 [m]
Energi förbrukad	2320 [mAh]
Statiskt fel	0 [m/s]
Maxavvikelse	0.22 [m/s]

Tabell 5: Simuleringsresultat

Följande simuleringsdata visade att dem valda komponenterna presterade tillfredsställande. Det valda batteriet kommer även kunna leverera tillräckligt med energi för att föra fordonet med maxfart genom hela teststräckan med en acceptabel prestanda. Data på förbrukad energi stämde även bra överens med mekaniska beräkningar, vilket påvisade en enhetlig uppfattning av problemet. Parametrarna togs fram så att systemet blev responsivt och bra på att hantera störningar. Vad som här är en bra eller bättre konfiguration är dock subjektivt för brukaren av fordonet. Stabilitetsmarginaler såg även bra ut då inga oscillationer uppstod i simuleringen och inga värden avvek abrupt. Simuleringsdatan uppskattades vara rimliga för en totalvikt på 100 [kg]. Hur dessa parametrar påverkar systemet eller hur systemet beter sig vid en lägre totalvikt har inte undersökts. Relevant data visualiseras i figur 23 nedan.



Figur 23: Simuleringsresultat

6 Resultat

Efter att den fysiska konstruktionen var färdig, skulle det utredas ifall att fordonet i helhet fungerade som väntat och var korrekt konfigurerad. Vid detta utvärderingsfälle läste sig manöverdonet eller styrenheterna och gav kontinuerlig full kraft till motorerna. Detta resulterade i att båda styrenheter överbelastades och således upphörde att fungera.

Då en funktionell prototyp inte längre tillhandahölls, kunde ej några teoretiska resultat jämföras med verklig driftdata. Detta medförde att kravspecifikationen istället sammanställdes relativt de teoretiska resultat som erhöles från beräkningar och simuleringen. I figur 24 så presenteras den färdiga CAD-modellen av den elektriskt drivna longboarden.



Figur 24: Slutgiltig CAD-modell av den elektriskt drivna longboarden

Fordonets slutgiltiga dimensioner blev 1012 mm x 270 mm x 119 mm, och dess vikt 7.1 kg. Drivlinan skall enligt beräkning klara av att överföra dimensionerande effekt. Motorfästet har både vid preliminär FEM analys och vid tester av tillverkade komponenter visat sig styvt nog att överföra dimensionerande effekt, däremot har det ej kunnat verifieras om den kuggrem som valts har förmågan att överföra dimensionerande effekt. En underhållsfri drivlina har garanterats genom bruket av kuggremstransmission och dimensioneringen av dessa garanterar att dimensionerande effekt kan överföras. Utöver drivlina, har dem andra elektriska och mekaniska komponenterna valts för att vara underhållsfria för att öka fordonets livslängd.

Drivsystemets två motorer erhöles en diameter på 48 mm, och en längd på 59.5mm. Dem klarar av att generera upp till 1510 W styck, och kan därmed antagas generera tillfredsställande mycket effekt för att uppfylla effektkravet på 1400W då två av dessa brukas. Motorerna klarar även enligt simulering att bibehålla maximal prestanda under alla specificerade väglutningar.

Det installerade batteriet består av 10 celler som individuellt levererar 3.7 V. Den är specificerad för 25C, vilket medför en maximal ström på 125 A och således en maximal effekt på 4625 W. Kommunikation mellan styrenheterna och handkontrollen fungerar enligt plan, men mjukstart och mjukstopp vid drift kunde ej verifieras.

Uppmät utslagsspänning vid 5 [V] matningsspänning på töjningsgivarna med en vikt på cirka 80 [kg] på vardera truck individuellt, medgav spänning enligt kolumn två i tabell 6. Med injusterad

förstärkning och balansering samt samma vikt blev de relativa spänningsutslagen enligt kolumn tre. Med annorlunda placering av töjningsgivaren på framtrucken hade spänningen direkt från trucken troligtvis blivit likvärdig eller större än baktruckens.

	Spänning [mV]	Förstärkt spänning [V]
Framtruck	1.8	1.6
Baktruck	2.1	1.5

Tabell 6: Spänningsutslag direkt från töjningsgivarna samt vid förstärkning

Samtliga lagkrav som ställs i [3] är uppfyllda, där de anmärkningsvärda är de gällande topphastighet och acceleration. Topphastigheten begränsas elektroniskt genom styrenheten, där den slutar driva när motorn nått ett motsvarande varvtal. Accelerationen är teoretiskt verifierad genom bruket av elektronik och drivlina som klarar av att applicera en tillräckligt hög effekt. Fordonet uppfyller dock inte [33], där utöver tidigare prestandabegränsningar en begränsning på max 250 W märkeffekt implementerats. Denna lag strider dock mot EU regulationer vilka potentiellt skriver över Sveriges lag, och en process pågår för tillfället på Näringsdepartementet vilken utreder detta.

6.1 Kravspecifikationsuppfyllnad

Kriterie		Målvärde	Enhet	Krav/Önskemål	Vikt	Kravställare	Uppfyllt
Kategori	Funktion						
Acceleration							
	Retardation på plan mark	3	m/s ²	K		Lagkrav	Ja
	Acceleration i 8° motlut	3	m/s ²	Ö	2	Kandidatgrupp	Ja
Miljö & Livslängd							
	Livslängd	2016/06/01	Datum	K		Institution	Vet Ej
	Livslängd	300	Laddcykler	Ö	4	Kandidatgrupp	Vet Ej
	Miljöpåverkan	Ingen		K		Kandidatgrupp	Vet Ej
Underhåll							
	Underhåll av elektronik	Inget		Ö	5	Kandidatgrupp	Ja
	Underhåll av mekanik	Inget		Ö	3	Kandidatgrupp	Ja
	Laddning av batteri	<4	Timmar	Ö	4	Kandidatgrupp	Ja
Vikt & Dimensioner							
	Vikt	<10	kg	K		Kandidatgrupp	Ja
	Vikt	<8	kg	Ö	4	Kandidatgrupp	Ja
	Maxprestanda vid 100kg	Ja		K		Kandidatgrupp	Ja
	Bredd	<300	mm	Ö	3	Kandidatgrupp	Ja
	Längd	<1300	mm	Ö	4	Kandidatgrupp	Ja
	Höjd	<120	mm	Ö	2	Kandidatgrupp	Ja
Motor & Drivlina							
	Generera effekt	1400	W	K		Kandidatgrupp	Ja
	Överföra effekt	1400	W	K		Kandidatgrupp	Ja
	Verkningsgrad motor	>80	%	K		Kandidatgrupp	Vet ej
	Verkningsgrad transmission	>92	%	K		Kandidatgrupp	Ja
	Längd motor	<60	mm	K		Kandidatgrupp	Ja
	Diameter motor	<50	mm	K		Kandidatgrupp	Ja
	Diameter transmission	<60	mm	K		Kandidatgrupp	Ja
Batteri							
	Kapacitet	150	Wh	K		Kandidatgrupp	Ja
	Spänning	>20	V	Ö	5	Kandidatgrupp	Ja
	Konstant effekt	800	W	K		Kandidatgrupp	Ja
	Maximal effekt	2000	W	K		Kandidatgrupp	Ja
Motorstyrning							
	Mjuk acceleration	Ja		K		Lagkrav	Ja
	Mjuk retardation	Ja		K		Lagkrav	Ja
	Varvtalsreglering	Ja		Ö	4	Kandidatgrupp	Ja
Lagar							
	Uppfylla 2010:144	Ja		K		Institution	Ja
	Uppfylla 2015:793	Ja		Ö	4	Kandidatgrupp	Nej
Övrigt							
	Budget	<5000	SEK	K		Institution	Nej

Tabell 7: Kravspecifikationsuppfyllnad för SSYX02-16-19

7 Diskussion

Den här sektionen ämnas åt att utveckla kring vissa delmoment av arbetet

7.1 Motor

Motortypen som valdes för longboarden ansågs optimal för det lågt underhåll och den effekt som vi strävade efter. Om budgeten hade varit större så hade en motor med intern rotor istället för extern föredragits, med anledning att den hade blivit mer tålig mot vatten och smuts. Monteringsmässigt hade ett bättre alternativ kunnat vara att använda motorer monterade inuti hjulen. Detta kräver dock lågvarviga motorer som inte fanns att tillgå i bra prisklass.

7.2 Design av drivlina

Då samtliga komponenter i det drivande paketet interagerar med varandra på ett trångt utrymme gör detta designprocessen synnerligen tidskrävande. Detta då samtliga delar behöver uppdateras då en ändring görs på en komponent. Dessa följande ändringar kräver potentiellt i sin tur att de övriga komponenterna uppdateras åter igen vilket gör processen iterativ. Det är därmed viktigt att ha bra överblick över hela systemet vid designen av det.

En ytterligare potentiell felkälla vid design av det mekaniska systemet är bruket av inköpta komponenter. Dessa inköpta komponenter behöver modelleras i ett CAD-program för att skapa motsvarande digitala bild som sedan kan brukas för passning av komponenter. Görs detta felaktigt och hänsyn till potentiella fel ej tas vid design av kringliggande komponenter riskeras interferens mellan komponenter vid montering.

Till sist behöver tillverkningsbarheten beaktas vid design av komponenter. Innan designen kan påbörjas behöver grundläggande krav på komponenten beaktas, och därefter material och tillverknings sätt. När detta analyserats kan komponenterna designas på ett sådant sätt att de går bra att tillverka med lämpliga tekniker. Tas projektet ett steg längre och fokuserar på eventuell tillverkning och försäljning så är en väldigt viktig faktor att ta hänsyn till kostnaden för respektive tillverknings sätt, och inte bara prestanda och tillverkningsbarhet.

FEM analys är ett bra verktyg för att verifiera sin design när den är klar, men bara om det används på korrekt sätt. Innan analysen körs så är det viktigt att ha undersökt samtliga randvilkor så att de är satta korrekt, då felaktiga randvilkor ger upphov till ett felaktigt resultat. Detta felaktiga resultat kan i värsta fall leda till att den slutgiltiga komponenten efter tillverkning visar sig vara betydligt svagare än vad ändamålet kräver, vilket i sin tur leder till att den måste designas och sedan tillverkas på nytt.

7.3 Truck & Motorfäste

Trucken anses relativt optimerad med avseende på prestanda och vikt, med endast liten förbättringspotential. Bruket av olika material i olika delar av trucken baserat på dess arbetsuppgifter tillåter en lätt och styv konstruktion som inte är känslig för utmattning. Förbättringspotentialen

baserat på kommersiell tillverkning och tillverkningskostnad är dock hög. Den är designad med avseende på tillverkning i NC fräs och tillverkas i många moment, vilket tar lång tid och kräver dyra maskiner. Även valda material är onödigt dyra och starka för ändamålet och skulle kunna ersättas med betydligt billigare material.

Motorfästena är huvudsakligen optimerade med avseende på prestanda och därmed inte viktoptimerade på samma sätt som trucken. Då väldigt stor vikt läggs på faktum att motorfästena ej får böja sig, samt att de utgör en relativt liten del av massan, tillåts en högre vikt på komponenten.

Monteringen av motorfästena på trucken lämnar dock plats för förbättring, då skruvarna som håller dessa i trucken sitter bakom hjulen. Detta leder till att motorfästet måste justeras innan montering vilket är svårt, samt försvårar monteringen av hjulen. En faktisk spännanordning som tillåter att motorfästena justeras och spänner remmen hade därmed varit önskvärd då den underlättat montering samt tillåtit kontrollerad spänning av remmarna.

7.4 Batteri

En av nackdelarna med batteriet på longboarden är att det tar upp mycket plats, samt att det bidrar med mycket vikt. Detta är en avvägning som görs för att få den körsträcka som tänkts. Därför är batteriet en av de stora förbättringspotentialerna, då det fortfarande är en lång väg kvar tills energidensiteten är uppe i samma som den är för fossila bränslen. Det forskas mycket kring Litium-Luft och Litium-Svavel batterier som båda har stor potentiell energidensitet och kan i framtiden vara ett bättre alternativ till Li-Ion/Li-Po för att kunna göra en lättare longboard och/eller klara av att köra längre sträckor [34].

En nackdel med användning av batteriet som last vid regenerativ bromsning, är att om batteriet är fulladdat och bromsning aktiveras, så finns risken att batteriet överladdas. Det är något som bör undvikas, men det kan argumenteras att det inte är något problem eftersom longboarden vanligtvis accelereras och körs innan en inbromsning krävs. Således är det främst vid fullt batteri samtidigt med start i nedförsbacke som blir problem.

7.5 Styrenheter

Vid valet av styrenhet stod det mellan att utveckla en egen eller köpa en befintlig. Att utveckla en egen ansågs vara för svårt och tidsödande. Få styrenheter på marknaden uppnår de krav som ställs på att driva en eldriven longboard. Valet reducerades därmed snabbt till B.Vedders styrenhet VESC. Ett något dyrare alternativ, men rymdes inom budget då en redan fanns tillgänglig från föregående år.

Fördelarna med VESC är många, den är funktionsrik, programmerbar och väl beprövad. Till sammans med god dokumentation och mjukvaruverktyg kan den enkelt konfigureras efter sin fulla potential. Detta har gjort att en avancerad styrning har kunnat ställas in för en bättre körupplevelse. Programmerbarheten låg till grund för att överhuvudtaget kunna implementera viktbaserad styrning och extra funktioner som ljus, ljud och dödmansgrepp. Om en annan styrenhet valts hade den troligtvis behövt kompletteras med ett mikrokontrollerkort för att uppnå samma funktionalitet, vilket är mindre platseffektivt.

En fördel med den inbyggda mikroprocessorn i VESC är möjligheten till den avancerade styrningsmetoden field-oriented control. Genom matematiska transformationer ger denna metoden en optimalare styrning av motorn. Detta märktes inte minst i praktiken med en betydligt lägre ljudnivå vid tester. Troligtvis fås även en effektivare energiförbrukning, men då det inte utreddes kan det inte bekräftas. Nära kopplat är den strömbaserade styrningen, som också är något som särskiljer VESC. Istället för den mer vanligt förekommande hastighetsstyrningen regleras vridmomentet. Detta leder till att föraren agerar hastighetsregulator med sina sinnen istället för styrenheten vilket ger en naturligare åkning.

Ett moment som valdes bort vid beställning av den sekundära styrenheten var tillverkningen av ett eget kretskort som är möjligt till följd av att VESC är baserad på öppen hårdvara. Rent ekonomiskt utgör det ingen större skillnad, men det hade troligtvis varit ett lärorikt moment och givit djupare förståelse för hur den fungerar. Riskerna det innebär gällande lödningen är däremot alldeles för stora för att kunna motiveras. Tiden kunde istället bättre läggas på att konfigurera de båda styrenheterna optimalt.

Då två styrenheter används togs beslutet att upprätta en kommunikation emellan. Alternativet hade varit att köra de båda enskilt med identisk konfiguration vilket hade krävt en gemensam mottagare eller två separata. Ett av projekten som genomfördes år 2014 gjorde på detta sättet och tvingades isolera signaljorden för att undvika störningar i styrsignalen [6]. Att upprätta en kommunikation över CAN-buss är närmast trivial med valda styrenheter och kräver bara en extra kabel. Därmed fanns det ingen anledning att göra på något annat sätt. Detta gav också chansen att ge fordonet ett extra attribut i form av antispinn.

Ett annat beslut som togs tidigt var huruvida sensorer eller mätning av spänning ska användas för avgöra rotnors position. Fördelen med så kallade hall-sensorer är att positionen entydligt kan bestämmas oavsett varvtal. Det samma gäller inte för den elektromotoriska spänningen som endast är mätbar över ett visst varvtal. Plötsliga ändringar i lasten kan också ge toppar i spänningen som leder till osäker styrning. Samtidigt som sensorer ger mer tillförlitlighet gällande styrningen, är risken för andra fel större med fler komponenter och anslutningar. Då styrenheten visade sig kunna hantera låga varvtal även i sensorlöst läge, kan beslutet att utesluta externa sensorer ses som rimligt.

7.6 Simulering

Simuleringen är i detta projekt minst sagt en förenkling av verkligheten. En av de större förenklingarna är styrenheten, som här representeras av en PID-regulator med begränsningar i utgående spänning och uppdateringsfrekvens. Medan PID-regulatorn i simuleringen bara består av några få rader kod innefattar styrenheten en komplex styrmekanism. Dessutom har ingen hänsyn tagits till signalbrus från läsningar på motor, vilket ofta kan vara en källa för problematik inom reglersammanhang.

Referenssignal är satt godtyckligt till maxhastigheten $5.56[m/s]$, vilket kanske inte alls är fallet vid en normal drift. Detta påverkar accelerationskaraktäristiken och därmed vilka reglerparametrar som sätts för att uppnå en önskad form på accelerationskurvan. Krafter ingående i systemet är ej

exakta då vissa konstanter som exempelvis arean eller massan av föraren är uppskattade värden vilket kan ge en missvisande simulation. Modellen av elmotorn kan även den ge upphov till mindre exakta värden då specifikationer inte fanns tillgängliga på alla parametrar. Dessa har mätts upp och är därmed utsatta för mätosäkerhet. En mätning som dessutom förbisågs var trögheten i motorn som ansågs vara alldeles för omständig att mäta.

Ett problem med simulering är att det dessutom inte finns något facit. Att arbeta mot givna värden kan vara missvisande eftersom modellen lätt anpassas utefter antagandena som ska verifieras. Felsökning och verifiering modellen kan därför vara omfattande och fordra mycket samarbete inom gruppen för att undersöka om värden verkar rimliga.

7.7 Styrordning

En fördel med implementera styrning med handkontroll upp till viktstyrningen var att en reservlösning fanns tillgänglig om försöken med den senare inte lyckades. Om tester utförts hade dessutom handkontrollen kunnat användas som ett hjälpmedel genom att ta över vid eventuella fel. Hade viktstyrningen misslyckats kunde de potentiellt åtminstone ha använts för att förstärka det implementerade dödmansgreppet med handkontrollen.

Rent subjektivt är viktstyrningen fascinerande då det finns få upplevelser som kan jämföras med att förlytta sig genom att bara luta sig. Denna typ av styrning kan dock upplevas väsentligt mycket svårare än styrning via handkontroll, vid mer tid hade det varit intressant att undersöka detta. Ett annat uppenbart problem med viktstyrning är att det gör kontroll av ytterligare funktionalitet svår att implementera, exempelvis ljud och ljus. Det hade eventuellt kunnat lösas genom avancerad kod som detekterar speciella rörelser. En kombinerad styrning, det vill säga tillsammans med handkontroll hade också löst detta.

Då inga praktiska tester genomfördes fungerar troligtvis inte implementationen av viktstyrningen optimalt. Risk finns för att den initiala accelerationen är för stark som gör att föraren ofrivilligt lutar bakåt och aktiverar bromsen. Detta hade kunnat åtgärdas genom en rampfunktion samt bättre detektering av de olika specialfallen. Testerna som kunde genomföras visade bara på att utslagen hos givarna var tillräckligt bra för att kunna appliceras på styrningen. Ett annat problem som kan uppstå är vid svängar, då det sker en acceleration som även den skiftar viktfordelningen ofrivilligt. Om detta visat sig vara fallet hade en potentiell lösning varit att ha totalt fyra bryggor, två fram och bak som detekterar skillnader på belastningen i sidled. Inga åtgärder har heller vidtagit för att hantera fel hos ADC-kanalerna som kan vålla oväntade situationer. Detta hade till viss del kunnat åtgärdas i kod, men kan vara svårt att detektera, föraren kan också rådas till att hoppa av för att på så sätt utlösa dödmansgreppet.

Implementationen med handkontroll gjordes simpel genom att behålla föregående års handkontroll. Detta eftersom fokus låg på att få viktstyrningen att fungera. Om tid funnits hade istället en egen kunnat tillverkas eller kommunikation upprättats med en smartphone som potentiellt lett till en mer anpassad handkontroll. Nyko Kama har visserligen möjlighet till en del funktionalitet och är ergonomisk, men är i övrigt svår att utöka. Hastighetsmätare hade till exempel varit önskvärt för att ge föraren en bättre uppfattning om rådande hastighet, även en indikator över batterinivå för att undvika oväntade situationer vid urladdning.

Den trådlösa kommunikationen med styrenheten innehar en del osäkerheter eftersom inga åtgärder har vidtagits för att försäkra sig om att signalen är säker. Risk finns för att den kan störas eller tas över av utomstående. Den kan också tappas vilket i detta fall utlöser dödmansgreppet som kan få en oförberedd förare att ramla av. Ovanstående risker är däremot till synes små sett till den bekvämlighet en trådlös handkontroll för med sig.

7.8 Montering

Den främsta bekymren med att montera alla elektriska komponenter var utrymme och vikt. 3D-modelleringen var en iterativ process, då förändringar uppstod kontinuerligt under projektets genomförande. Efter ett halvt dussin versioner av samtliga monterings- och inkapslingsätt blev den slutgiltiga produkten enormt kompakt utan några egentliga marginaler. Detta medförde att kabeldragning och placering av kretskort inuti skalet blev problematiskt. När komponenthållaren och skalet skulle 3D-skrivas så erhöles en $\pm 2\%$ felmarginal på måtten på grund av osäkerheter hos skrivaren. Resultatet i att skruvhål hamnade fel och försvårade monteringen ytterligare. För framtida projekt så bör större marginaler för fel och utrymme finnas för att odiskutabelt förenkla arbetsprocessen.

7.9 Haveri av styrenheter

VESC är inte en kommersiell produkt som officiellt har släppts på marknaden och är fullständigt färdig. Den är baserad på öppen mjukvara och hårdvara vilket gör att ansvaret i större utsträckning vilar hos brukaren.

Olyckligtvis befann sig Benjamin Vedder, skaparen, i Seattle vid tillfället som annars hade kunnat stå till hjälp. En diskussion påbörjades därför med hans samarbetspartner Alexander Gustavsson som förtydligade att styrenheterna inte har något inbyggt skyddssystem för att begränsa motorströmmar och därmed kan överbelastning ske. Exakt vad som orsakade felet är inte klart, det kan ha berott på fel antingen i mjukvaran eller hårdvaran. Samma konfiguration användes som vid tidigare små tester fungerat både med och utan belastning vilket antyder att det var ett hårdvarufel. Ett potentiellt ursprung kan vara några av de kortslutningar som skedde under konstruktionen av det elektriska systemet. På grund av felkoppling tillsammans med att styrenheterna skyddade sig själva via att leda strömmen genom en kraftdiod kortslöt kretsen.

Samtliga medlemmar i gruppen är övertygade om att ifall en större tidsmarginal för felsökning erhållits skulle problemet lösts. Trots att interna deadlines till stor del i början har möttes, har komplikationer uppstått under processen som inte förutspåtts vilket försköt arbetet. Delmomentet som innefattar provkörning är beroende av att alla andra moment och tvingades därför också förskjutas. Lärdomen kring detta är att i framtida projekt planera med större tidsmarginaler för att kompensera för oförutsedda företeelser, samt att använda ett mer metodiskt sätt vid hanteringen av elektriska komponenter.

8 Slutsats

Det huvudsakliga syftet med projektet var att på ett ingenjörsmässigt vis utreda, förbättra och implementera ett elektriskt drivsystem på en longboard. Krav som ställdes var att drivsystemet skulle uppfylla rådande trafiklagar och samtidigt främja både funktionalitet och framkomlighet.

En stor utredning har genomförts som ligger till grund för implementationen av drivsystemet. Detta innefattade en fysikalisk modell, simulering och omfattande beräkningar som gav underlag för både design- och komponentval. Utredningen har, förutom att vara ett instrument i dimensioneringen och verifikationen, även hjälpt till att påvisa möjliga förbättringar. Detta har gjort att utmärkande insatser kunnat göras inom alla delar av projektet. Utredningen har även inrymt tillämpning av verktyg som därmed ytterligare säkerställt den ingenjörsmässiga nivån.

En av de utmärkande insatserna i projektet är konstruktionen och monteringen som på ett genomtänkt sätt utgör grunden i implementationen. Drivlinan designades med både prestanda och bekvämlighet i åtanke med mål att skapa ett så kompakt drivpaket som möjligt. Prestanda under alla realistiska förhållanden och minimalt underhåll var båda centrala faktorer under processens gång. Design av montering samt inkapsling var en iterativ process som ämnade att bibehålla modularitet hos fordonet. Slutresultatet blev ett lättviktigt, kompakt komponenthus som 3D-printades. Komponenthuset, tillsammans med lamphus monterades i en plåt fram- och baktill på brädan som skurits ur aluminium. Inga nya hål behövde borrar i brädan, utan alla fästen skedde i dem redan befintliga standardhåltagningar för truckarna.

Den elektriska delen av systemet blev väl sammansatt, både gällande kompatibilitet med komponenter och med konstruktionen. En viktig aspekt var att utreda den regenerativa bromsningen för att säkerställa att ingen överbelastning inträffar. Styrenheten som valdes hade redan denna funktionalitet inbyggd i sig och vidare implementation krävdes därför inte. En del som krävde ett desto större arbete var styrningen baserad på viktfordelning. Denna behövde realiseras både i mjukvara och hårdvara vilket gjorde att arbetet utvidgades markant. Detta höjde svårighetsgraden, men tog samtidigt projektet till en helt ny nivå.

Att ingen komplett slutprodukt har kunnat framföras innebär att det teoretiska konceptet inte kunnat verifieras fullständigt. Detta betyder också att det ursprungliga syftet inte är helt uppfyllt, då avsikten var att skapa ett fungerande drivsystem. Trots det ska resultatet som finns inte förminskas, ett utomordentligt koncept har fortfarande tagits fram som ändå i stor utsträckning implementerats. Att en slutgiltig verifikation uteblir förefaller sig givetvis beklagansvärt, men mycket av arbetet kan fortfarande verifieras genom den omfattande utredningen.

Avslutningsvis har projektet inte bara mynnat ut i en nästan fungerande prototyp av en eldriven longboard. En kandidatgrupp med varierande bakgrund har genom en planerad arbetsprocess breddat sin kunskap kring skapandet av en kravspecifik produkt.

Referenser

- [1] H. Shaftel, red. (u.d.). Global climate change: Vital signs of the planet: Carbon dioxide. [Online], NASA's Jet Propulsion Laboratory och California Institute of Technology, URL: <http://climate.nasa.gov/vital-signs/carbon-dioxide/> (hämtad 2016-02-05).
- [2] M. Chan. (2015). Who director-general addresses event on climate change and health. [Online], World Health Organization, URL: <http://www.who.int/dg/speeches/2015/climate-change-paris/en/> (hämtad 2016-02-05).
- [3] Transportstyrelsen, *Transportstyrelsens författningssamling: Transportstyrelsens föreskrifter om ändring i föreskrifterna (tsfs 2009:31) om cyklar, hästfordon och sparkstöttingar*, 2010. URL: https://www.transportstyrelsen.se/tsfs/TSFS%5C%202010_144.pdf (hämtad 2016-02-05).
- [4] B. Jacobsson, *Vehicle Dynamics: Compendium for Course MMF062*. Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för Tillämpad Mekanik, 2014.
- [5] E. Gulliksson et.al., "Longboard som elektriskt transportmedel: Utveckling och tillverkning av nytt transportsätt", Examensarbete för kandidatexamen, Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för signaler och system, 2014. URL: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/200496/200496.pdf> (hämtad 2016-01-26).
- [6] A. Bergqvist et.al., "Longboard som elektriskt transportmedel 2", Examensarbete för kandidatexamen, Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för signaler och system, 2014. URL: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/200495/200495.pdf> (hämtad 2016-01-26).
- [7] C. Alm et.al., "Longboard som elektriskt transportmedel", Examensarbete för kandidatexamen, Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för signaler och system, 2015. URL: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/219274/219274.pdf> (hämtad 2016-01-26).
- [8] D. Lippert och J. Spektor. (u.d.). Rolling resistance and industrial wheels. [Online], Hamilton, URL: <http://www.mhi.org/media/members/14220/130101690137732025.pdf> (hämtad 2016-05-16).
- [9] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 7. uppl. McGraw-Hill Higher Education, 2011, s. 896.
- [10] M. Magi, *Lärobok i maskinelement*. Göteborg: Cremona Chalmers bokhandel, 2012.
- [11] ASM Aerospace Specification Metals Inc. (u.d.). Aluminum 7075-t6; 7075-t651. [Online], URL: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA7075T6> (hämtad 2016-05-16).
- [12] *Loctite 641*, Henkel, maj 2004. URL: <http://tds.henkel.com/tds5/docs/641-EN.PDF> (hämtad 2016-05-16).
- [13] *Elteknik*. Göteborg: Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för Energi och Miljö, 2015.
- [14] A. Hughes och B. Drury, *Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types, and Applications*, 4. uppl. Oxford: Newnes, 2013, [E-bok]. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/book/9780080983325>.
- [15] Turnigy. (u.d.). Turnigy aerodrive sk3. [Online], Hobby King, URL: http://www.hobbyking.com/hobbyking/store/18175-Turnigy_Aerodrive_SK3_5055_280kv_Brushless_Outrunner_Motor.html (hämtad 2016-03-04).

- [16] OEM Motor. (u.d.). Kuggrem HTD 3M. [Online], URL: http://www.oemmotor.se/Produkter/Remtransmission/Kuggremmar_helgjutna/HTD_3M_5M_8M_14M/Kuggrem_HTD_3M/501867-500489.html (hämtad 2016-05-16).
- [17] OEM Motor. (u.d.). Remtransmission. [Online], URL: <http://www.oemmotor.se/Berakningskalkyler/Remtransmission/2243699.html> (hämtad 2016-05-15).
- [18] B. Vedder. (2016). Vesc - open source esc. [Online], vedder, URL: <http://vedder.se/2015/01/vesc-open-source-esc/> (hämtad 2016-04-01).
- [19] J. Keljik, "Electronic speed control", i *Electric Motors and Motor Controls*, P. Konczeski, red, Albanien: Delmar Publishers, 1995, s. 173–176.
- [20] B. Vedder. (2014). Startup torque on sensorless bldc motors. [Online], vedder, URL: <http://vedder.se/2014/08/startup-torque-on-sensorless-bldc-motors/> (hämtad 2016-04-02).
- [21] B. Akin och M. Bhardwaj, "Sensorless field oriented control of 3-phase permanent magnet synchronous motors", Texas Instruments, Texas, USA, Application Report, 2013. URL: <http://www.ti.com/lit/an/sprabq3/sprabq3.pdf> (hämtad 2016-04-03).
- [22] C. D. Rahn och C. Wang, *Battery Systems Engineering*. New York: John Wiley & Sons Inc, 2013, s. 18–22.
- [23] M. Root, *The TAB battery book: An In-depth Guide to Construction, Design and Use*. New York: McGraw-Hill, 2011.
- [24] Z. Zhang och S. S. Zhang, "Challenges of key materials for rechargeable batteries", i *Rechargeable batteries: Materials, Technologies and New Trends*, Z. Zhang och S. S. Zhang, red, [E-bok], New York: Springer International Publishing, 2015, s. 1–24. URL: <http://link.springer.com/book/10.1007%5C%2F978-3-319-15458-9>.
- [25] *Zippy compact 5000mah 8s 25c lipo*, Hobby King, u.d. URL: http://www.hobbyking.com/hobbyking/store/__35118__ZIPPY_Compact_5000mAh_8S_25C_Lipo_Pack_AU_Warehouse_.html (hämtad 2016-04-01).
- [26] J. Motavalli, "Technology: A solid future", *Nature*, vol. 526, nr 7575, s. 96–97, 28 okt. 2015. DOI: 10.1038/526S96a. (hämtad 2016-04-03).
- [27] G. C. Burdea, *Force and Touch Feedback for Virtual Reality*. New York: John Wiley & Sons, 1996.
- [28] G. Elgered, *Mätteknik*. Göteborg: Chalmers Tekniska Högskola, 2014.
- [29] National Instruments. (2006). Strain gauge configuration types. [Online], URL: <http://www.ni.com/white-paper/4172/en> (hämtad 2016-03-10).
- [30] A. S. Sedra och K. C. Smith, *Microelectronic circuits*, 6. uppl. New York: Oxford University Press, 2011.
- [31] M. Hansson. (2013). Bästa lampan till cykelfärden. [Online], Testfakta, URL: <http://www.testfakta.se/tester/sport-och-fritid/b%5C%C3%5C%A4sta-lampan-till-cykelf%5C%C3%5C%A4rden> (hämtad 2016-04-13).
- [32] *Microsiren 110 db*, Kjell & Company, u.d. URL: <http://www.kjell.com/se/sortiment/hus-halsa-fritid/larm-sakerhet-overvakning/larm/sirener/microsiren-110-db-p50592> (hämtad 2016-05-15).

- [33] Transportstyrelsen, *Transportstyrelsens författningssamling: Transportstyrelsens föreskrifter om ändring i föreskrifterna (tsfs 2015:793) om cyklar, hästfordon och sparkstöttingar*, 2015. URL: <https://www.notisum.se/rnp/sls/sfs/20150793.pdf> (hämtad 2016-02-05).
- [34] M. Bini et.al., “Rechargeable lithium batteries: Key scientific and technological challenges”, i *Rechargeable Lithium Batteries: From Fundamentals to Applications*, ser. Woodhead Publishing Series in Energy 81, A. A. Franco, red, [E-bok], Cambridge, UK: Woodhead Publishing, 2015, s. 1–17. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781782420903000018>.
- [35] G. Block. (1 maj 2008). Nyko kama wireless wii nunchuck review. [Online], IGN. News Corporation, URL: <http://www.ign.com/articles/2008/05/02/nyko-kama-wireless-wii-nunchuck-review> (hämtad 2016-04-02).

A Kravspecifikation

Kriterie							
Kategori	Funktion	Målvärde	Enhet	Krav/Önskemål	Vikt	Kravställare	Verifiering
Acceleration	Retardation på plan mark	3	m/s ²	K		Lagkrav	Beräkning / Test
	Acceleration i 8° motlut	3	m/s ²	O	2	Kandidatgrupp	Beräkning / Test
Miljö & Livslängd	Livslängd	2016/06/01	Datum	K		Institution	Test
	Livslängd	300	Laddcykler	O	4	Kandidatgrupp	Ej verifierbart
	Miljöpåverkan	Ingen		K		Kandidatgrupp	Mätningar
Underhåll	Underhåll av elektronik	Inget		O	5	Kandidatgrupp	Val av elektronik / Test
	Underhåll av mekanik	Inget		O	3	Kandidatgrupp	Val av transmission / Test
	Laddning av batteri	<4	Timmar	O	4	Kandidatgrupp	Val av laddare & batteri / Test
Vikt & Dimensioner	Vikt	<10	kg	K		Kandidatgrupp	Mätning
	Vikt	<8	kg	O	4	Kandidatgrupp	Mätning
	Maxprestanda vid 100kg	Ja		K		Kandidatgrupp	Beräkning / Test
	Bredd	<300	mm	O	3	Kandidatgrupp	Mätning
	Längd	<1300	mm	O	4	Kandidatgrupp	Mätning
	Höjd	<120	mm	O	2	Kandidatgrupp	Mätning
	Motor & Drivlina	Generera effekt	1400	W	K		Kandidatgrupp
Överföra effekt		1400	W	K		Kandidatgrupp	Beräkning / Test
Verkningsgrad motor		>80	%	K		Kandidatgrupp	Val av motor / Test
Verkningsgrad transmission		>92	%	K		Kandidatgrupp	Val av transmission / Test
Längd motor		<60	mm	K		Kandidatgrupp	Val av motor / Mätning
Diameter motor		<50	mm	K		Kandidatgrupp	Val av motor / Mätning
Diameter transmission		<60	mm	K		Kandidatgrupp	Val av transmission / Test
Batteri	Kapacitet	150	Wh	K		Kandidatgrupp	Val av batteri / Test
	Spänning	>20	V	O	5	Kandidatgrupp	Val av batteri
	Konstant effekt	800	W	K		Kandidatgrupp	Test
	Maximal effekt	2000	W	K		Kandidatgrupp	Test
Motorstyrning	Mjuk acceleration	Ja		K		Lagkrav	Test
	Mjuk retardation	Ja		K		Lagkrav	Test
	Varvtalsreglering	Ja		O	4	Kandidatgrupp	Val av motorstyrning
Lagar	Uppfylla 2010:144	Ja		K		Institution	Test
	Uppfylla 2015:793	Ja		O	4	Kandidatgrupp	Test
Övrigt	Budget	<5000	SEK	K		Institution	Budget

Tabell 8: Kravspecifikation för SSYX02-16-19

B Drivlina

Antal drivhjul var relevant för dimensionering och design av samtliga övriga komponenter, och var därmed viktig att analysera grundligt. Antalet drivhjul påverkar hur mycket moment varje hjul måste ha förmågan att överföra till marken, och kunde därför begränsa den dimensionerande retardation som enligt lag måste uppfyllas.

På varje hjul verkar en normalkraft, som i sin tur ger upphov till en maximal friktionskraft som i sin tur kan driva fordonet framåt. Den statiska friktionskoefficienten mellan polyuretanhjul och asfalt uppskattades till 0.6, baserat på att friktionen mellan asfalt och bildäck är 1.0 [4]. Friktionen underskattades för att skapa säkerhetsmarginaler. På varje hjul verkar en normalkraft som är en fjärdedel av hela fordonets normalkraft. Nedan i ekvation 35 redovisas den statiska friktionen F_f mellan ett hjul och asfalt.

$$F_f = \mu \cdot \frac{mg}{4} = 0.6 \cdot \frac{100 \cdot 9.82}{4} = 138[N] \quad (35)$$

Varje hjul har därmed förmågan att applicera en kraft på $138[N]$ på fordonet. Baserat på den fysikaliska modellen (*Kapitel 2*) krävs en kraft på $275.35[N]$ för att retardera fordonet i $-3[\frac{m}{s^2}]$, vilket är specificerat i lagkraven för elcykel. För att uppfylla retardationskravet var därmed två drivande hjul önskvärt, vilket ger en teoretiskt högst tillförbara kraft på fordonet på $276[N]$.

Normalkraften på bakhjulen antogs under inbromsning vara högre än halva totala normalkraften till följd av att man vid inbromsning placerar sin tyngdpunkt längre bak. På så sätt fås en högre maximal friktionskraft än beräknat. Dessa beräkningar stämmer bra överens med tidigare års projekt, där de med tvåhjulsdrift inte hade problem med att överföra effekten från hjulen till marken, medan de enhjulsdrivna projektet hade stora problem med detta.

Fördelningen av kraft på de två drivhjulen kan ske på tre olika sätt, genom en stel axel, en axel med differential, eller med två motorer och två transmissioner. Följande kriterier analyserades inför val av drivlina:

- Grepp, och förmågan att överföra kraft, är av högsta vikt, då lagkrav ej uppfylls om denna förmåga inte är hög nog. Om hjulen släpper vid inbromsning uppfylls ej lagkrav, och skaderisken vid bruk blir oacceptabelt hög.
- En simplare konstruktion är enklare att tillverka, och enklare att få att prestera optimalt. Den är även med hög sannolikhet billigare att införskaffa och tillverka än en mer avancerad konstruktion.
- Då brukaren av longboarden ej förväntas utföra dagligt underhåll på fordonet, även om explicita instruktioner om dess vikt ges, är en konstruktion som minimerar behovet av detta önskvärt.
- Då projektet har en begränsad budget är införskaffningskostnad en potentiell begränsning. En allt för dyr konstruktion kan komma att begränsa övriga komponenter.
- En konstruktion som är enklare att montera tillåter enklare och smidigare justering av transmission vid projektets testfas. Detta är önskvärt, men av relativt låg vikt.

- För att optimera körupplevelsen, och för att göra fordonet mer attraktivt både för förare och mottrafikanter, är en låg ljudnivå att föredra. Detta är mer relevant vid val av transmissionstyp än val av drivlina, men beaktas då differentialsen väntas vara betydligt mer högljudd än sina motståndare.
- Svängförmågan bör beaktas då ett motverkande moment kommer uppstå vid sväng om hjulen är direkt ihopkopplade. Väljs bruk av ett koncept som åstadkommer detta moment behöver beräkningar på dess storlek göras.

Differentialen var ett specialfall, då denna driver på två hjul, men vid eventuell greppförlust på ett hjul beter sig som ett enhjulsdrivet fordon. Till följd av detta blir differentialen i vissa situationer sämre än enhjulsdriften, då denna helt förlorar sin driv- och bromsförmåga då något av drivhjulen tappar greppet, medans enhjulsdriften endast tappar driv- och bromsförmågan då den tappar greppet på det drivande hjulet. Detta problem kan i teorin lösas med ett differentiallys som aktiveras när hjulen snurrar i olika hastighet, men detta skulle medföra komplexitet och kostnader över vad som rymdes inom projektets ramar.

Vid bruk av antingen en stel axel eller enhjulsdrift uppstår problem med ojämn momentfördelning, och därmed även ojämn kraftfördelning. Om en stel axel brukas ger detta vid sväng upphov till ett motverkande moment till följd av att det yttre hjulet försöker tvinga det inre hjulet att rotera snabbare än vad underlaget rör sig relativt det inre hjulet. Alternativt tvingar det inre hjulet det yttre att röra sig långsammare än vad underlaget rör sig relativt det yttre hjulet. Detta moment lägger stora krafter på hjul, axel och fästelement, och riskerar därmed att slita ut komponenter i förtid eller förstöra dem helt. Brukas enhjulsdrift skulle det ojämna moment och kraftfördelningen relativt centrum på longboarden konstant ge upphov till ett svängande moment med undantaget för när dem från motorn tillförda effekten är 0 [W]. Detta svängande moment leder till sämre köregenskaper och vid kraftig acceleration inbromsning markant ökad risk för skada till följd av oförutsett svängande.

Egenskap	Vikt	1-hjul	2-hjul		
		1-hjul	Stel axel	Differential	Två motorer
Grepp	4	Ref.	+	0	+
Simplicitet	1	Ref.	0	-	0
Underhåll	2	Ref.	0	-	0
Införskaffningskostnad	2	Ref.	0	-	-
Montering	1	Ref.	0	-	0
Bullernivå	1	Ref.	0	-	0
Svängförmåga	3	Ref.	-	0	0
Oviktad summa +		0	1	0	1
Oviktad summa -		0	1	5	1
Viktad summa +		0	4	0	4
Viktad summa -		0	3	7	2
Viktat Resultat		0	1	-7	2

Figur 25: Pughmatris för val av drivlina.

Därmed fanns bevis, både empiriskt i figur 25 och analytiskt, på att det prestandamässigt bästa alternativet är bruk av två motorer, en som driver ett respektive drivhjul på respektive sida. På sätt undviks problem med bristande grepp och motverkande moment vid sväng samt konstant svängande moment vid pålagd effekt, med nackdelen att drivlinan blir dyrare att köpa in. En ytterligare fördel med att bruka två motorer, och därmed två styrenheter, är faktum att de kan samarbeta med varandra, och skapa ett primitivt anti-sladd som ökar väghållningen markant genom att lägga på mer moment på hjulet med grepp och mindre på det utan grepp.

C Transmission

C.1 Val av transmissionstyp

För att överföra moment från motor till hjul krävdes en transmission. Denna transmission kan vara antingen formbetingad eller friktionsbetingad. En formbetingad transmission överför kraften genom makro-interaktioner i form av kuggar som påverkar varandra, till denna typ tillhör kuggghjul, kuggrem och kedjedrift. Friktionsbetingade transmissioner överför kraften genom mikro-interaktioner i form av friktion, och kan bestå av antingen flatrem, kilrem eller friktionshjul. Noter att friktionshjul redan från början bortsågs från då dessa endast är en simplare variant av kuggghjulen som samtidigt är ineffektivare och sämre på att överföra moment.

Kriterier för denna växellåda analyserades och ställdes sedan mot varandra för att opartiskt kunna jämföra alternativen [10].

- Då fordonet ej är konstruerat för färd i regn men trots detta troligtvis kommer att framföras på vått underlag, är det viktigt att eventuell väta i transmissionen ej sänker dess prestanda. Då en vätskefilm sänker friktionen mellan de drivande elementen i en friktionsbetingad transmissions var en formbetingad transmission att föredra.
- För att undvika effektförluster och i sin tur onödig värmebildning i transmissionen var en transmission med hög verkningsgrad att föredra. Även här har de formbetingade transmissionerna fördel över de friktionsbetingade då den friktion som de friktionsbetingade transmissionerna bygger på i sig bidrar till ökad värmebildning.
- För att förbättra upplevelsen vid bruk av fordonet var lägsta möjliga bullernivå att föredra. En ökad bullernivå stör potentiellt både förare och medtrafikanter.
- Då brukaren av fordonet ej förväntades sköta dagligt underhåll på fordonet, även om tydliga instruktioner om detta ges, var minsta möjliga nödvändiga underhåll på samtliga komponenter önskvärt. Därmed var en transmissionstyp som inte kräver smörjning att föredra.
- Till följd av att motor och hjul har en ytterdiameter i samma storleksordning så krävdes av transmissionen att den kan överföra kraft en distans som är medel till lång. Därmed var antingen en typ av rem eller en kedja en bättre kandidat än friktionshjul eller kuggghjul.
- För att underlätta montering och minska kraven på toleranser var en transmission som inte kräver att motor och bakhjul ligger i samma plan att föredra.
- Pris var en faktor för samtliga komponenter till följd av projektets strama budget. Då transmissionen, så länge den uppfyller sina krav, inte medför mervärde om en bättre och dyrare sådan används, är att spara så mycket pengar som möjligt på denna önskvärd.

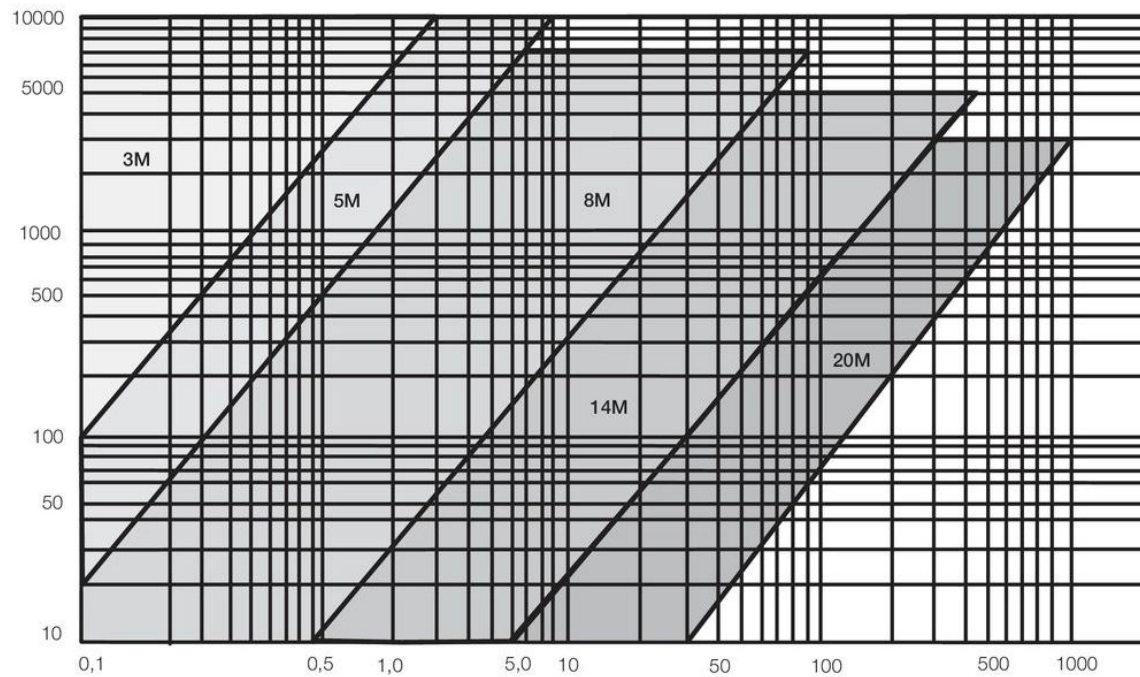
Resterande faktorer som listas i [10] bortsågs från vid val av transmission då samtliga transmissionstyper uppfyllde dessa krav. Därmed är dessa faktorer ej relevanta att jämföra.

Egenskap	Kugghjul	Kedja	Kilrem	Flatrem	Kuggrem
Formbetingad	<i>Ref.</i>	0	-	-	0
Verkningsgrad	<i>Ref.</i>	0	-	-	0
Bullernivå	<i>Ref.</i>	0	+	+	+
Underhåll	<i>Ref.</i>	0	+	+	+
Räckvidd	<i>Ref.</i>	+	+	+	+
Montering	<i>Ref.</i>	0	+	+	0
Pris	<i>Ref.</i>	0	0	0	-
Summa +	0	1	4	4	3
Summa -	0	0	3	3	0
Resultat	0	1	1	1	3

Figur 26: Pughmatris för val av transmissionstyp.

Den empiriska undersökningen i 26 pekade entydigt på att kuggrem var den bättre transmissionstypen för ändamålet, vilket stämde bra överens med analysen av tidigare erfarenheter, både personligen och baserat på tidigare års projekt [5] [6] [7]. Därmed valdes att bruka kuggrem med tillhörande kuggremskivor som transmission.

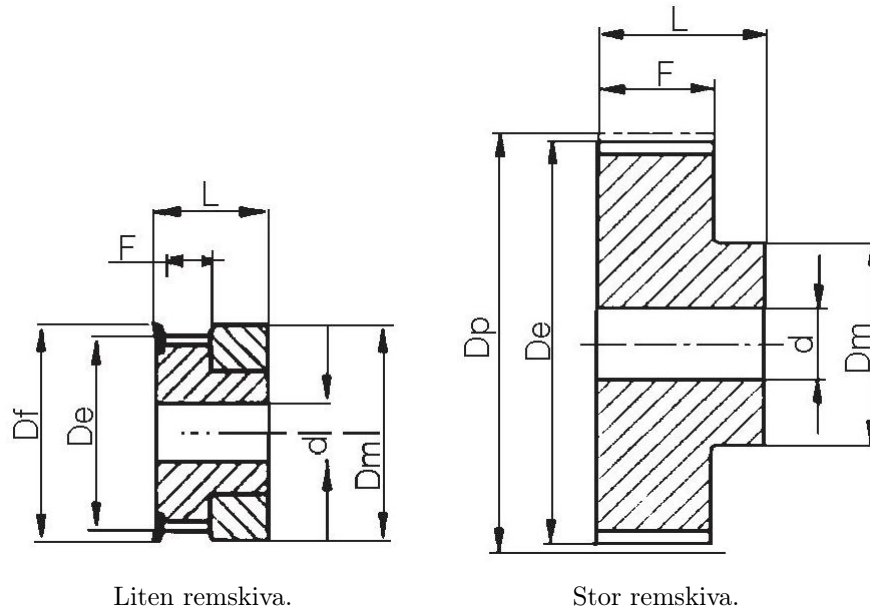
C.2 Tabell över stigning och effekt



Figur 27: Tabell över stigning och effekt.

Figur 27 visar på att en stigning på 3mm räcker för att överföra den dimensionerande effekten $P_k = 1237.88[W]$ vid $n_{motor} = 7578.81[RPM]$. Detta är ett kriterium för att en kuggremstransmission skall gå att bruka, då de större transmissionerna är för stora för att få plats.

C.3 Dimensioner på remskivor



Figur 28: Dimensioner på remskivor.

Variabelbeteckning som brukats vid dimensionering av remskivor. Notera även att den mindre remskivan har styrande flänsar och den större saknar dessa. Då remmen är att anse kort behövs endast styrning i ena änden.

C.4 Tabell över kompensationsfaktorer

Tilläggsfaktorer för beräkning av erforderlig kalkyl effekt Faktor - basvärde K1									
	Exempel på drivaggregat (motor)								
	Elmotor med lågt moment (1,5 norm. starm.). Likström- och 2-fasmotorer Förbränningsmotor med 8 eller fler cylindrar. Vatten- och ång turbiner			Växel-och likstr.motorer med norm. startmoment 1,5-2,5 x normalt startmoment. kortsl.-likström med kompond. Förbränningsmotorer med 4-6 cylindrar			Växel-och likstr.motorer med högt startmoment. över 2,5 x normalt startmoment. 1-fas- och synkronmotorer med höga vridmoment. Växelströms bromsmotorer Förbränningsmotorer upp till 4 cylindrar. Hydraulikmotorer		
	Arbetstimmar/dag,tim								
Exempel på driven maskin	till 5	5-16	över 16	till 5	5-16	över16	till 5	5-16	över 16
Kontorsmaskiner, filmkamror, hushållsmaskiner tachometrar och räkneverk	1,0	1,2	1,4	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8
Träbearbetningsmaskiner: svarvar, hyvelmaskiner cirkel- och bandsågar Tryckerimaskiner Lättare cellulos- och pappersmaskiner Fläktar upp till 10kW	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0
Verktygsmaskiner: borrar-, svarv-, slip-, lättare fräs- och hyvelmaskiner Textilmaskiner: spoll-, spinn-, tvinn- och vävmaskiner, tvättmaskiner Stans-, press-, och klippmaskiner	1,3	1,5	1,7	1,5	1,7	1,9	1,7	1,9	2,1
Tyngre cellulos- och pappersmaskiner: omrörare, hollandare	1,4	1,6	1,8	1,6	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2

Faktor spännrulle K2		Faktor uppväxling K3		Kugggreppsfaktor Km	
Spännrullens placering	K2	Utväxling	K3	Antal kuggar i ingrepp	Km
Invändig mot icke dragande rempart	0,0	1,00-1,24	0,0	6 och över	1,0
Utvändig mot icke dragande rempart	0,1	1,24-1,74	0,1	5	0,8
Invändig mot dragande rempart	0,1	1,74-2,49	0,2	4	0,6
Utvändig mot dragande rempart	0,2	2,49-3,49	0,3	3	0,4
		Över 3,49	0,4	2	0,2

Kalkyleffekt Pk

$$P_k = P_m(K_1+K_2+K_3)/k_m$$

Figur 29: Tabell över kompensationsfaktorer

Figur 29 sammanställer kompensationsfaktorer baserade på omständigheterna i vilken kuggremstransmissionen brukas.

C.5 Tabell över överförbar effekt

Effekt tabell HTD 3M Tabellen anger Watt / 6 mm rembredd										
Antal Kuggar lilla skivan	10	12	14	16	18	20	24	28	32	40
Delnings diameter	9,55	11,46	13,37	15,28	17,19	19,10	22,92	26,74	30,56	45,84
20	1	1	1	1	2	2	2	3	3	4
40	2	2	2	3	3	3	4	5	6	9
60	2	3	3	4	5	5	7	8	10	13
100	4	5	6	7	8	9	11	13	16	21
200	8	10	11	13	15	17	22	27	32	43
300	11	13	16	18	21	24	30	36	43	58
400	13	16	19	23	26	30	37	45	53	71
500	16	19	23	27	31	35	44	53	62	83
600	18	22	27	31	35	40	50	60	71	95
700	20	25	30	35	40	45	56	68	80	106
Lilla skivans.	800	23	28	33	39	44	50	62	75	117
varvtal / min	900	25	30	36	42	48	55	68	82	127
1000	27	33	39	46	52	59	73	88	104	137
1200	31	38	45	52	60	68	84	101	119	156
1400	35	43	51	59	68	76	94	113	133	175
1600	39	47	56	65	75	84	104	125	147	192
1800	42	52	62	72	82	92	114	136	160	209
2000	46	56	67	77	89	100	123	148	173	226
2400	53	65	77	89	102	115	141	169	197	257
2800	60	73	86	100	114	129	158	189	221	287
3200	66	81	96	111	126	142	175	209	243	315
3600	73	88	105	121	138	155	191	227	265	342
4000	79	96	113	131	150	168	206	245	285	368
5000	94	114	134	155	177	198	243	288	334	427
6000	108	131	154	178	202	227	247	327	378	481
7000	121	147	173	200	227	254	309	364	419	528
8000	134	163	191	221	250	279	339	398	456	569
10000	159	192	226	259	293	326	393	457	519	631
12000	182	220	257	295	332	368	438	505	566	666
14000	204	245	286	327	366	404	476	541	596	670

Figur 30: Tabell över överförbar effekt.

Figur 30 visar hur den överförbara effekten relaterar till varvtal och dimension på den lilla remskivan. Det i rött inringade värdet är det värde som brukas baserat på beräknat varvtal och valda remskivor.

C.6 Tabell över remsbreddskompensationsfaktor

Remsbredds faktor			
Remsbredd	6	9	15
Faktor	1,00	1,66	2,97

Figur 31: Tabell över remsbreddskompensationsfaktor.

D Styrenheter

Valet av styrenhet utgick först och främst från motortyp, men också från följande specifika krav och önskemål.

- Motorn ställer krav på både strömmen och spänningen som enheten ska kunna hantera (se avsnitt 7.1).
- Regenerativ bromsning önskas och därav måste motsvarande egenskap finnas i styrenheten.
- Då två motorer används behövs varsin styrenhet. Funktionalitet för kommunikation med annan styrenhet är därför önskvärt eftersom det ger fler möjligheter än att köra dem separat.
- För att styra den borstlösa motorn behöver styrenheten veta positionen hos rotorn för att tillföra korrekt spänning. Positionen kan ges på två olika sätt där ett är genom sensorer det andra är sensorlöst läge som innebär att den elektromotoriska spänningen mäts. Motorerna har inga inbyggda sensorer och externa sensorer vill helst undvikas. Därav bör styrenheten ha ett sensorlöst läge.
- En longboard med förare är förhållandevis tung och ett högt moment behöver kunna levereras vid låga varvtal.
- För att implementera kommunikation med styranordning, begränsning av hastighet och andra relevanta funktioner behöver någon form av programmerbar mikroprocessor ingå.

För att uppfylla ovanstående krav skulle en egen styrenhet kunna tas fram, men det var något som ansågs alldeles för tidsödande och kunskapen fanns inte inom projektgruppen. Därav mynnade det ut i att välja bland de styrenheter som fanns tillgängliga på marknaden. Problemet var att många av dessa var endast ämnade för radiostyrda leksaker som krävde ett litet startmoment. De består ofta bara av motorkontroller utan mikroprocessor och kräver därmed komplettering som kan ta onödig plats.

Från föregående års fordon fanns en styrenhet vid namnet Vedders Electronic Speed Controller (*VEESC*) tillgänglig. Denna är skapad av Benjamin Vedder, tidigare student på Chalmers Tekniska Högskola, och är baserad på öppen hårdvara och mjukvara. Till skillnad från andra styrenheter är den väl beprövad för ändamålet att driva en eldriven longboard och uppfyllde mer funktioner än bara dem ovanställda kraven [18]. Detta gjorde att valet föll sig naturligt på den, och den sekundära *VEESC:n* beställdes färdigkomponerad från en av B. Vedders rekommenderade leverantörer.

E Broms

Själva utförandet av färdbronsen kan antingen vara mekanisk eller elektronisk. För att jämföra dessa ställdes några olika friktionsbromsar upp mot den regenerativa bromsningen i en Pughmatris som visas i figur 32. Friktionsbromsarna har inbördes för- och nackdelar, men i det stora hela har de gemensamt att de kräver en extern konstruktion. En pedal eller spak måste användas vilket troligtvis skulle ge ett mindre manövrerbart fordon. Den elektroniska bromsen kräver däremot ingen ytterligare konstruktion och kan dessutom kontrolleras med samma enhet som för gas. Detta tillsammans med en drygare batteriåtgång gör att denna typ av bromsning vägs upp i matrisen.

Egenskap	Vikt	Mekanisk			Elektronisk
		Skivbroms	Trumbroms	Bandbroms	Regenerativ broms
Elektronisk styrning	4	<i>Ref.</i>	0	0	+
Vikt	2	<i>Ref.</i>	-	+	+
Jämnhet	2	<i>Ref.</i>	-	-	+
Toning (fade)	2	<i>Ref.</i>	-	-	+
Pris	1	<i>Ref.</i>	+	+	+
Hållbarhet	2	<i>Ref.</i>	-	-	+
Ljudnivå	2	<i>Ref.</i>	+	+	+
Batterislitage	2	<i>Ref.</i>	0	0	-
Manövrerbarhet	4	<i>Ref.</i>	0	-	+
Tålighet	2	<i>Ref.</i>	-	-	+
Oviktad summa +		0	2	3	9
Oviktad summa -		0	5	5	1
Viktad summa +		0	3	5	21
Viktad summa -		0	10	12	2
Viktat Resultat		0	-7	-7	19

Figur 32: Pughmatris för val av broms.

F Styrordning

Styrordningen kan antingen vara baserad på händerna via handkontroll eller med fötterna via töjningsgivare. Skillnaderna mellan dessa visas i figur 33. Där handkontroll vinner när implementationen väger tungt. Trots detta implementerades fortfarande viktstyrning för en mer ingenjörsmässig utmaning.

Egenskap	Vikt	Handkontroll	Fotkontroll
Implementation	5	<i>Ref.</i>	-
Ergonomi	2	<i>Ref.</i>	+
Säkerhet	2	<i>Ref.</i>	0
Reglerbarhet	2	<i>Ref.</i>	-
Dödmansgrepp	2	<i>Ref.</i>	+
Funktionalitet	2	<i>Ref.</i>	-
Riktning	1	<i>Ref.</i>	+
Farthållare	1	<i>Ref.</i>	-
Pris	1	<i>Ref.</i>	0
Oviktad summa +		0	3
Oviktad summa -		0	4
Viktad summa +		0	5
Viktad summa -		0	10
Viktat Resultat		0	-5

Figur 33: Pughmatris som visar skillnader mellan hand- och fotkontroll.

F.1 Handkontroll

För att bestämma typ av handkontroll togs beslut först om trådlös eller trådbunden kommunikation. En Pughmatris ställdes upp som visas i figur 34. Det trådlösa alternativet vägde över trots risken med att signalen kan tappas eller störas. Själva handkontrollen kan vara en smartphone, egentillverkad eller tredjepartstillverkad (se figur 35). Då de två första alternativen sågs som allt för tidsödande valdes en tredjepartstillverkad handkontroll av märke Nyko Kama. Denna är ursprungligen tillverkad av Nyko för att vara ett alternativ till den ordinära handkontrollen Nunchuck som används till spelkonsolen Wii [35]. Det är även denna handkontroll som fanns att tillgå från föregående års projekt.

Egenskap	Vikt	Trådbunden	Trådlös
Ergonomi	3	<i>Ref.</i>	+
Estetik	3	<i>Ref.</i>	+
Säkerhet	3	<i>Ref.</i>	-
Implementation	2	<i>Ref.</i>	0
Underhåll	1	<i>Ref.</i>	-
Pris	1	<i>Ref.</i>	0
Oviktad summa +		0	2
Oviktad summa -		0	2
Viktad summa +		0	6
Viktad summa -		0	4
Viktat Resultat		0	2

Figur 34: Pughmatris för val av kommunikation.

Egenskap	Vikt	Tredjepart	Egendesignad	Smartphone
Implementation	5	<i>Ref.</i>	-	-
Farthållare	1	<i>Ref.</i>	0	0
Display	1	<i>Ref.</i>	+	+
Funktionalitet	2	<i>Ref.</i>	0	+
Ergonomi	3	<i>Ref.</i>	0	-
Formbarhet	2	<i>Ref.</i>	+	0
Ersättningsbarhet	2	<i>Ref.</i>	-	0
Pris	1	<i>Ref.</i>	-	0
Oviktad summa +		0	2	2
Oviktad summa -		0	3	2
Viktad summa +		0	3	3
Viktad summa -		0	8	8
Viktat Resultat		0	-5	-5

Figur 35: Pughmatris för val av handkontroll.

G Kod

G.1 Programkod för fysikalisk modell

```
1 function [effekt,rpm,moment]=mek(v,a,alpha,n)
2 %-----
3 %Matlab fil som baserat på fysikalisk modell beräknar den effekt, det
4 %varvantal och det moment som krävs att motorn levererar ut.
5 %Troligtvis landar utväxlingen på cirkus 1:3.
6 %
7 %[effekt,rpm,moment]=mek(v,a,alpha,n)
8 %
9 %effekt = effekt som krävs ut från motorn vid aktuell färd [W]
10 %rpm = rpm som krävs ut från motorn vid aktuell färd [RPM]
11 %moment = moment som krävs ut från motorn vid aktuell färd [Nm]
12 %
13 %v = Hastighet som beaktas [m/s]
14 %a = Acceleration som beaktas i [m/s^2]
15 %alpha = Lutning som beaktas [grader] (>0 => upp, <0 => ner)
16 %n = transmissionsförhållande (n>1 => motor snurrar fortare)
17 %
18 %Martin Ekelund, 2016-02-10
19 %-----
20
21 %% Parametrar.
22 m=100; %Massa hos ekipaget
23 m_hjul=0.215; %Massa hjul (fuluppskattning..)
24 g=9.82; %Gravitationskonstant
25 f_r=0.012; %Rullmotstånd
26 C_DA=0.84; %Luftmotståndskonstant för människa, stående
27 r=0.035; %Hjulradie
28 n_lada=0.93; %Verkningsgrad transmission
29 roh_luft=1.09; %Densitet luft
30
31 %% Fysikalisk modell
32 F_rull=-m*g*f_r*cosd(alpha);
33 F_luft=-1/2*C_DA*v^2*roh_luft;
34 F_lutn=-m*g*sind(alpha);
35 F_acc=-m*a;
36 F_trog=-m_hjul*a/2;
37 F_rull+F_luft+F_lutn+F_acc+4*F_trog;
38
39 %% Moment
40 M=(F_rull+F_luft+F_lutn+F_acc+4*F_trog)*r;
41 M_forl=abs(M/n_lada-M);
42 M_mot=M_forl-M;
43
44 %% Övrigt
45 effekt=M_mot*v/r;
46 moment=M_mot/n;
47 rpm=v/r/pi()*30*n;
48 end
```

Listing 1: Beräknar effektåtgång vid given acceleration, hastighet och lutning.

G.2 Programkod för störningssignal

```
1 function [distVec, angleVec] = calcDistsAndAngles()
2     P = gpxread('route', 'FeatureType', 'track'); % Get GPS data from GPX-file.
3
4     e = wgs84Ellipsoid;
5     lat = P.Latitude;
6     lon = P.Longitude;
7     ele = P.Elevation;
8     d = distance(lat(1:end-1), lon(1:end-1), lat(2:end), lon(2:end), e); % Convert to cartesian.
9
10    [r, c] = size(d);
11
12    % Calculate distance vector.
13    g = 0;
14    distances = zeros(1, c+1); % preallocate
15    for i=1:c
16        distances(1,i) = g;
17        g=g+d(1,i);
18    end
19    distances(1,c+1) = g;
20
21    % Calculate angle vector.
22    firstAngle = atan((ele(2)-ele(1))/d(1));
23    angles = firstAngle;
24    for i=2:c
25        prevEle = ele(i-1);
26        currEle = ele(i);
27        nextEle = ele(i+1);
28        distPrevToCurr = d(i-1);
29        distCurrToNext = d(i);
30
31        anglePrevToCurr = atan((currEle-prevEle)/distPrevToCurr);
32        angleCurrToNext = atan((nextEle-currEle)/distCurrToNext);
33        angles(i) = (anglePrevToCurr + angleCurrToNext)/2;
34    end
35    lastAngle = atan((ele(c)-ele(c-1))/d(c));
36    angles = [angles lastAngle];
37
38    distVec = distances;
39    angleVec = angles;
40 end
```

Listing 2: Funktion för att skapa två vektorer som mappar sträcka med vinkel.

```
1 function a = distToAngle(dist, angleVec, distVec)
2     diffVec = abs(distVec-dist);
3     [i, i] = min(diffVec);
4     a = angleVec(i);
5 end
```

Listing 3: Funktion som returnerar vinkel för motsvarande sträcka.

G.3 Programkod för styrenhet

G.3.1 Viktstyrning

```
0 // Settings
1 #define MINIMUM_DIFF_TRUCK_VOLTAGE 0.1 // Based on practical measurments
2 #define REQ_BALANCED_VOLTAGE_COUNT 1000
3 #define STABLE_VEHICLE_VOLTAGE 0.2 // Voltage when no driver
4 #define WEIGHT_PERCENTAGE 0.7 // Percentage of weight needed to apply max torque.
5
6 // Threads
7 static THD_FUNCTION(output_thread, arg);
8 static THD_WORKING_AREA(output_thread_wa, 1024);
9
10 // Private variables
11 static float stable_driver_voltage = STABLE_VEHICLE_VOLTAGE;
12 static bool stable = false;
13
14 static THD_FUNCTION(output_thread, arg) {
15     (void)arg;
16
17     chRegSetThreadName("ADC_OUTPUT");
18
19     for(;;) {
20         chThdSleepMilliseconds(OUTPUT_ITERATION_TIME_MS);
21
22         // Get voltages
23         float forward_voltage = adc1_filtered_converted();
24         float backward_voltage = adc2_filtered_converted();
25
26         // Calculate voltage difference
27         static float voltage_diff = 0;
28         voltage_diff = fabsf(forward_voltage - backward_voltage);
29
30         static int stable_voltage_count = 0;
31         if (voltage_diff < MINIMUM_DIFF_TRUCK_VOLTAGE) {
32             stable_voltage_count++;
33         } else {
34             stable_voltage_count = 0;
35         }
36
37         // Set balanced voltage if balanced long enough
38         if (stable_voltage_count > REQ_BALANCED_VOLTAGE_COUNT) {
39             stable = true;
40             stable_driver_voltage = (forward_voltage + backward_voltage) / 2;
41         }
42     }
43 }
```



```

42 // Require balanced driver, if no driver on vehicle act as dead man's switch
43 if (stable_driver_voltage < (STABLE_VEHICLE_VOLTAGE * 1.5)) {
44     mc_interface_set_brake_current(app_get_configuration()->timeout_brake_current);
45     send_brake_can(app_get_configuration()->timeout_brake_current);
46     continue;
47 }
48
49 // Calculate voltage range for specific driver
50 static float voltage_min = stable_driver_voltage;
51 static float voltage_max = (2*stable_driver_voltage-STABLE_VEHICLE_VOLTAGE)
52     *WEIGHT_PERCENTAGE;
53
54 // Map and truncate
55 float pwr = utils_map(forward_voltage, voltage_min, voltage_max , 0.0, 1.0);
56 utils_truncate_number(&pwr, 0.0, 1.0);
57
58 // Map and truncate
59 float brake = utils_map(backward_voltage, voltage_min, voltage_max, 0.0, 1.0);
60 utils_truncate_number(&brake, 0.0, 1.0);
61
62 static bool was_pid_adc = false;
63
64 // Apply PID if driver is balanced
65 if (balanced) {
66     static float pid_rpm_adc = 0.0;
67
68     if (!was_pid_adc) {
69         was_pid_adc = true;
70         pid_rpm_adc = get_filtered_rpm();
71     }
72
73     mc_interface_set_pid_speed(pid_rpm_adc);
74
75     // Send the same duty cycle to the other controllers
76     send_duty_cycle_can();
77 } else { // Else apply power or brake
78     was_pid_adc = false;
79
80     if( brake > 0.01 ) {
81         pwr = -brake;
82     }
83
84     // Apply deadband
85     utils_deadband(&pwr, config.hyst, 1.0);
86
87     float current = 0.0;
88     bool current_mode_brake = false;
89
90     const volatile mc_configuration *mccnf = mc_interface_get_configuration();

```

```

91     if (pwr >= 0.0) {
92         current = pwr * mcconf->l_current_max;
93     } else {
94         current = fabsf(pwr * mcconf->l_current_min);
95         current_mode_brake = true;
96     }
97
98     // Find lowest RPM (for traction control)
99     float rpm_local = mc_interface_get_rpm();
100    float rpm_lowest = get_lowest_rpm();
101
102    if (current_mode_brake) {
103        mc_interface_set_brake_current(current);
104
105        // Send brake command to slave
106        send_brake_can(current);
107    } else {
108        // Apply soft RPM limit
109        float current_out = soft_rpm_limit(current);
110
111        float rpm_tmp = msg->rpm;
112
113        // Traction control
114        float diff = rpm_tmp - rpm_lowest;
115        current_out = utils_map(diff, 0.0, config.tc_max_diff, current, 0.0);
116        if (current_out < mcconf->cc_min_current) {
117            current_out = 0.0;
118        }
119
120        comm_can_set_current(current_out);
121
122        float diff = rpm_local - rpm_lowest;
123        current_out = utils_map(diff, 0.0, config.tc_max_diff, current, 0.0);
124        if (current_out < mcconf->cc_min_current) {
125            current_out = 0.0;
126        }
127
128        mc_interface_set_current(current_out);
129    }
130 }
131 }
132 }

```

Listing 4: Programkod för viktstyrningen.

G.3.2 Dödmansgrepp för handkontroll

```
222     static float prev_z_acc = 0;
223     static float prev_y_acc = 0;
224     static float prev_x_acc = 0;
225     static int count_identical = 0;
226     float x_acc = get_decoded_x_acc();
227     float y_acc = get_decoded_y_acc();
228     float z_acc = get_decoded_z_acc();
229
230     if (x_acc == prev_x_acc && y_acc == prev_y_acc && z_acc == prev_z_acc)
231         count_identical++;
232     else
233         count_identical = 0;
234
235     if (count_identical > 300) {
236         while (prev_x_acc == get_decoded_x_acc()
237             && prev_y_acc == get_decoded_y_acc()
238             && prev_z_acc == get_decoded_z_acc())
239             {
240                 mc_interface_set_brake_current(app_get_configuration()->timeout_brake_current);
241                 send_brake_can(app_get_configuration()->timeout_brake_current);
242             }
243         count_identical = 0;
244     }
245
246     prev_z_acc = z_acc;
247     prev_y_acc = y_acc;
248     prev_x_acc = x_acc;
```

Listing 5: Programkod för att utlösa dödmansgrepp vid tappad signal med handkontroll.

G.3.3 Ljudanordning

```
250     static int move = 0;
251     static int tries = 0;
252     static int horn_active = 0;
253
254     // Activate horn on the third move.
255     if (move < 3) {
256         if (z_acc > 6.8 || z_acc < -0.9) { // Register movement in z-axis.
257             if (tries < 550) {
258                 move++;
259                 tries = 600;
260                 if (move == 3) {
261                     horn_active = 500;
262                     palSetPad(HW_HALL_ENC_GPIO1, HW_HALL_ENC_PIN1); // turn horn on
263                 }
264             }
265         } else {
266             if (tries > 0)
267                 tries--;
268             else {
269                 move = 0;
270             }
271         }
272     } else {
273         if (horn_active > 0) {
274             horn_active--;
275         } else {
276             move = 0;
277             palSetPad(HW_HALL_ENC_GPIO1, HW_HALL_ENC_PIN1); // turn horn off
278         }
279     }
```

Listing 6: Programkod för att aktivera ljudanordningen.

G.3.4 Belysning

```
283     static bool was_z = false;
284     static bool lights_on = false;
285
286     if (chuck_d.bt_z && !was_z) {
287         if (lights_on) {
288             lights_on = false;
289             palClearPad(HW_HALL_ENC_GPIO2, HW_HALL_ENC_PIN2); // turn lights off
290         } else {
291             lights_on = true;
292             palSetPad(HW_HALL_ENC_GPIO2, HW_HALL_ENC_PIN2); // turn lights on
293         }
294     }
295
296     was_z = chuck_d.bt_z;
```

Listing 7: Programkod för att starta och stänga av belysningen.

H Konfiguration BLDC-tool

Det finns många inställningar i BLDC-tool och endast de som ställs in explicit redovisas nedan, resten lämnas till sina standardvärden.

H.1 Ström- och spänningsbegränsningar

Inställning	Värde	Beskrivning
Motor max current	60 A	Största tillåtna ström i motorn sätts utifrån motorspecifikation.
Motor min current	-60 A	Minsta tillåtna ström i motorn vid regenerativ bromsning sätts utifrån motorspecifikation.
Battery max current	60 A	Största tillåtna ström i batterierna sätts utifrån batterispecifikation.
Battery min current	-20 A	Minsta tillåtna ström i batterierna sätts utifrån batterispecifikation.
Absolute max current	100 A	Den absoluta maxgränsen för strömmen, nås denna stängs motorn av helt. Ska helst endast ske vid extrema fel sätts därför något högre än motor max.
Show absolute max	True	Anger att strömmen ska filtreras innan det avgörs om den ligger över maxgränsen. Detta för att undvika störningar som kan få signalen att se större ut än vad den egentligen är.
Minimum input voltage	10 V	Minsta spänning till motorn sätts utifrån batteri och motor.
Maximum input voltage	40 V	Största spänning till motorn sätts utifrån batteri och motor.
Battery cutoff start	33 V	Övre gränsspänning där batteriet anses totalt urladdat, här börjar styrenheten bromsa motorn.
Battery cutoff end	32 V	Undre gränsspänningen där batteriet anses totalt urladdat, här stängs motorn av helt för att skydda batteriet.

H.2 Motor och kontroll

Inställning	Värde	Beskrivning
Control Mode	Current	Strömreglerad styrning utan backning.
Sensor Mode	Sensorless	Sensorlöst läge, elektromotorisk spänningen används för att avgöra roterns position.
Motor Mode	FOC	Styrningsmetod, FOC valdes över BLDC (trapetsformad kommutering), motiveras i avsnitt 4.1.
Deadband	0.15	Ställs in för att undvika en dödzon när styrspaken regleras som uppkommer på grund av att motorn kräver en viss ström innan den överkommer den statiska friktionen.
ERPM limit start	50000	Vid vilken ERPM som styrenheten ska börja begränsa vridmomentet. Något lägre än maximal för en mjukare begränsning.
ERPM limit end	53095	Maximal ERPM, strömmen till motorn stoppas helt. Värde som motsvarar maximal hastighet (20 km/h), se avsnitt 4.1.
Positive ramping constant	0.50	Anger hur snabbt styrenheten ska reagera på framåtrörelse med styrspaken. Sätts utifrån verkliga tester.
Negative ramping constant	0.20	Samma som ovan fast för bakåtrörelse. Sätts utifrån verkliga tester.

H.3 Konfiguration CAN-buss

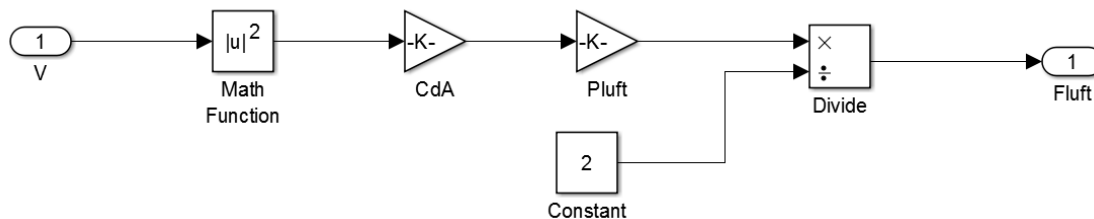
H.3.1 Masterenhet

Inställning	Värde	Beskrivning
Controller id	1	Ett id-nummer för att identifiera enheten vid kommunikation.
CAN forward	True	Anger att status ska hämtas från slavenhet.
CAN forward id	0	Slavenhetens id.
Traction Control	True	Aktiverar antispinn
Traction Control ERPM diff	3000	Anger vid vilken ERPM differens som antispinn tillämpas.

H.3.2 Slavenhet

Inställning	Värde	Beskrivning
Controller id	0	Ett id-nummer för att identifiera enheten vid kommunikation.
Send status over CAN	True	Anger att det är slavenheten och att status ska skickas via CAN-buss.

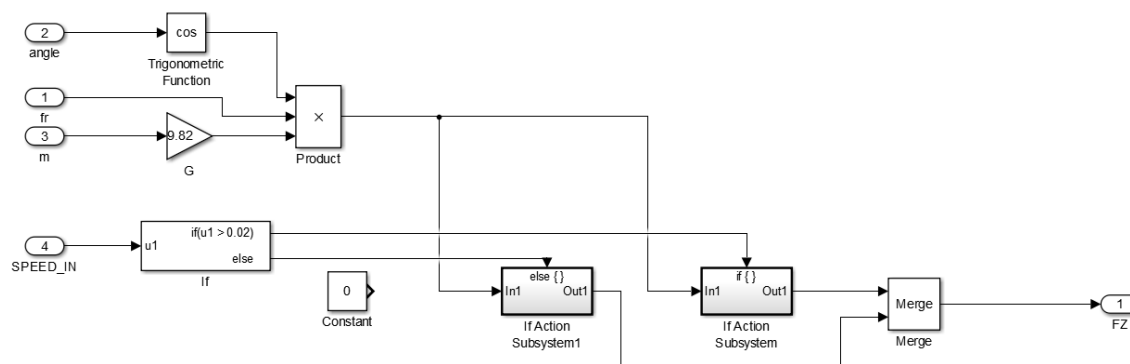
I Simulering



Figur 36: Modell av luftmotstånd

Luftmotståndet modellerades utefter ekvation 3 i kapitel 2.

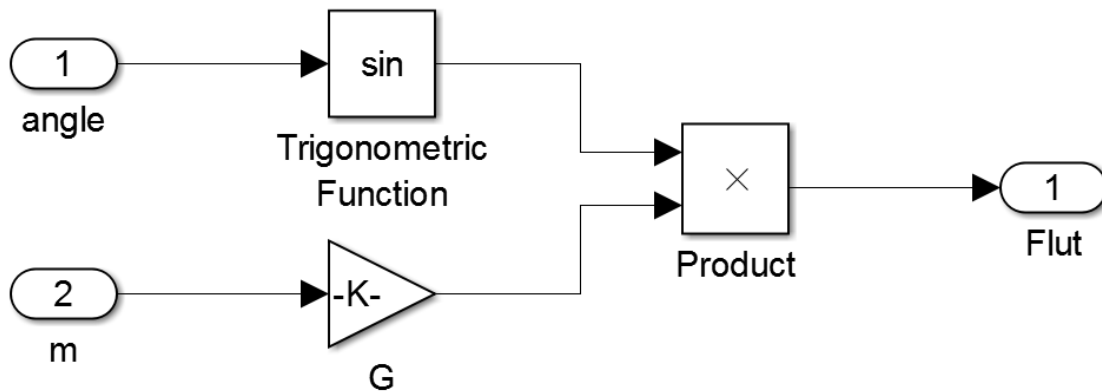
Luftmotståndet är en del av de krafter som uppkommer vid rörelse och behöver därför tas i beaktning vid simulering av systemet. Luftmotståndet låg konstant runt $14.5 [N]$ vid färd i topphastighet.



Figur 37: Modell av friktion

Friktionen modellerades utefter ekvation 2 i kapitel 2.

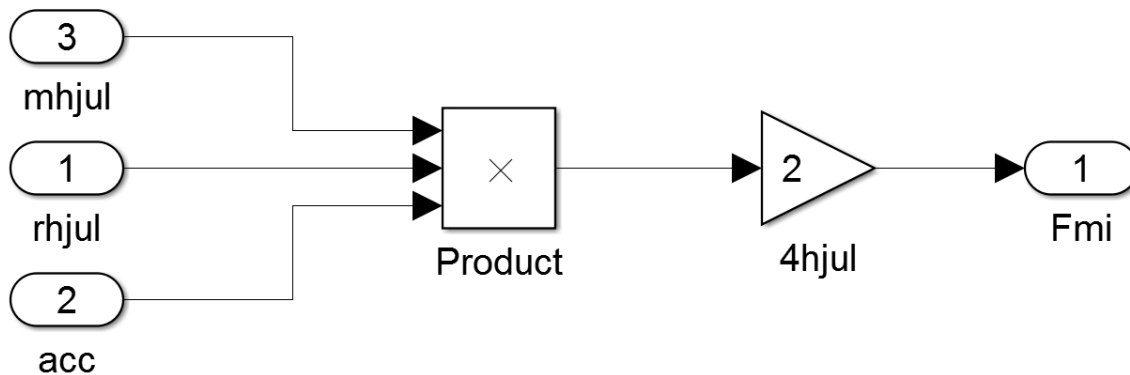
Friktionen mot underlaget bestämmer vilken kraft som kan levereras till marken via hjulen och ger även upphov till en retarderande kraft, viken var närmre konstant $11.78 [N]$. Genom att implementera en if-sats i modellen begränsades friktionen till att bara påverka vid rörelse, då den inte ska ge upphov till ett accelererande moment vid stillastående.



Figur 38: Modell av lutningens inverkan

Lutningens inverkan modellerades utefter ekvation 4 i kapitel 2.

Lutningen på backen spelar stor roll för vilka krafter longboarden utsätts för och är den primära anledningen till att störsignal har implementerats. Krafter verkande på longboarden vid lutning varierar utefter störsignalens mönster med en variation på 150 [N], vilket motsvarade en variation i lutning på 9° [N].

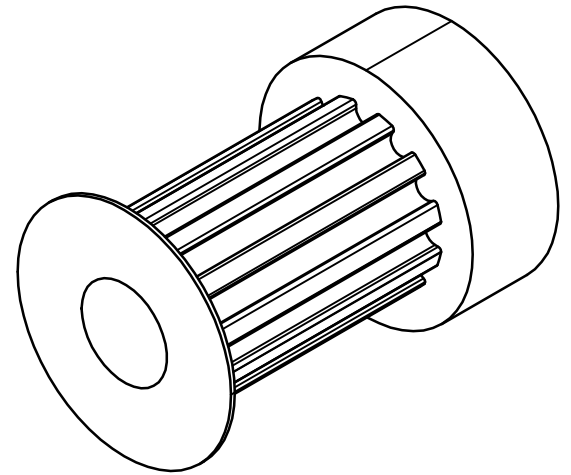
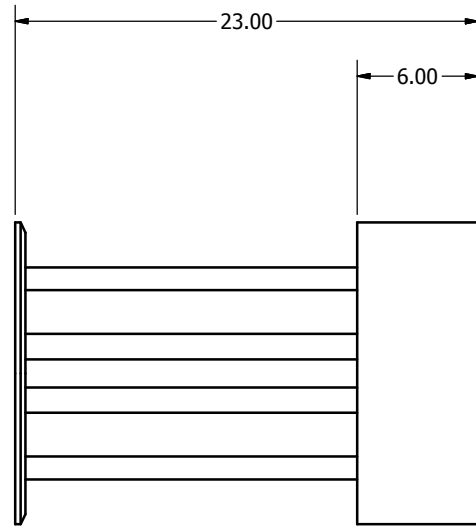
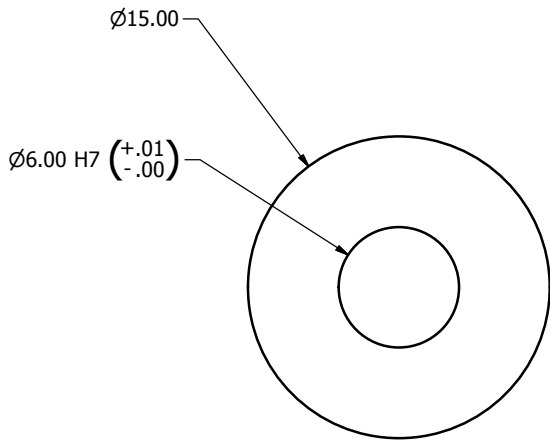


Figur 39: Modell av tröghetsmoment genererat av hjulen

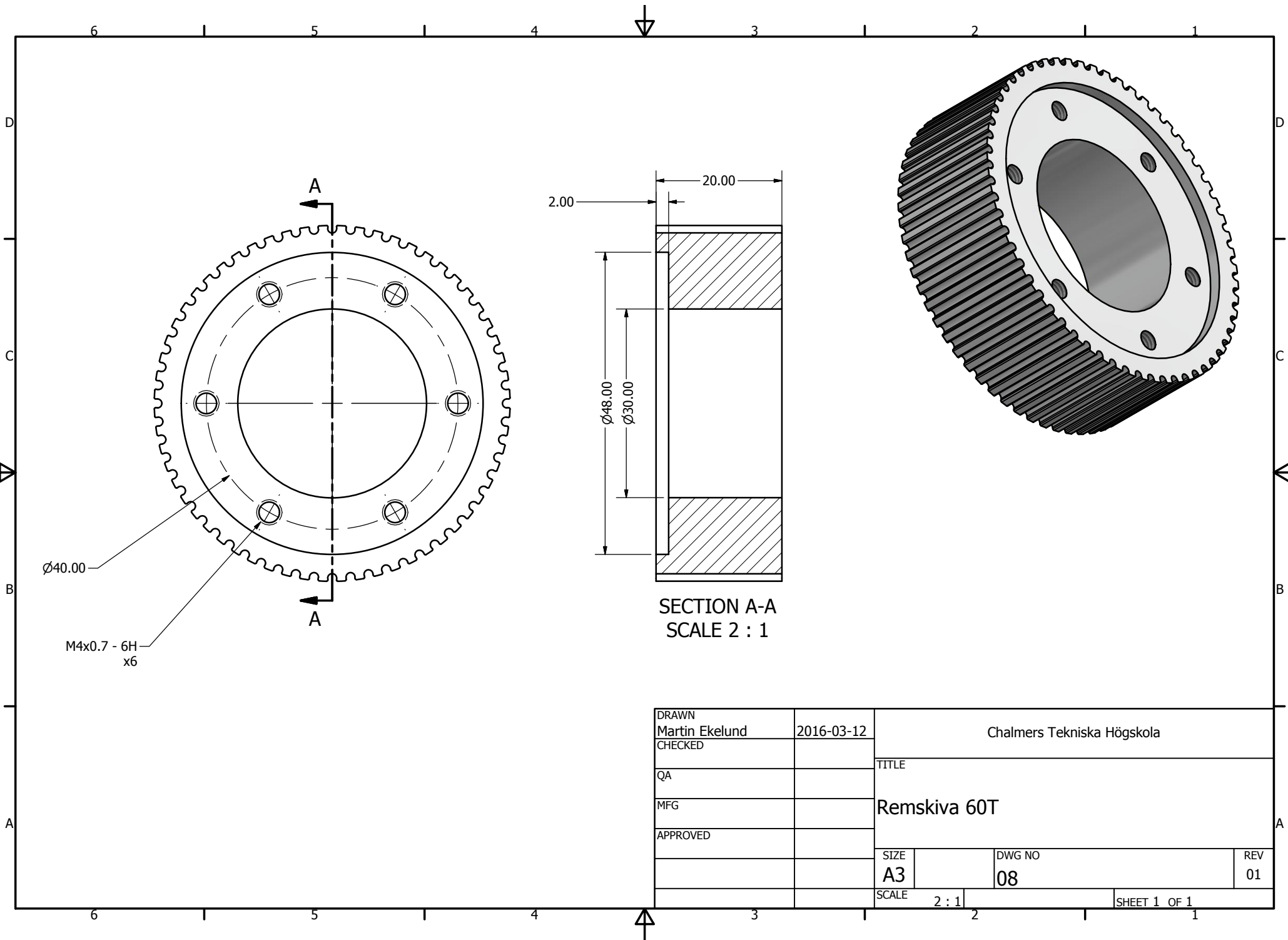
Tröghetsmomentet genererat av de fyra hjulen modellerades utefter ekvation 5 i kapitel 2.

Trots att värdena på denna kraft var mycket små, var kraften intressant att ha med ur analysynpunkt, för att undersöka hur motorn betedde sig och för ytterligare verifikation av modellen.

J Ritningar



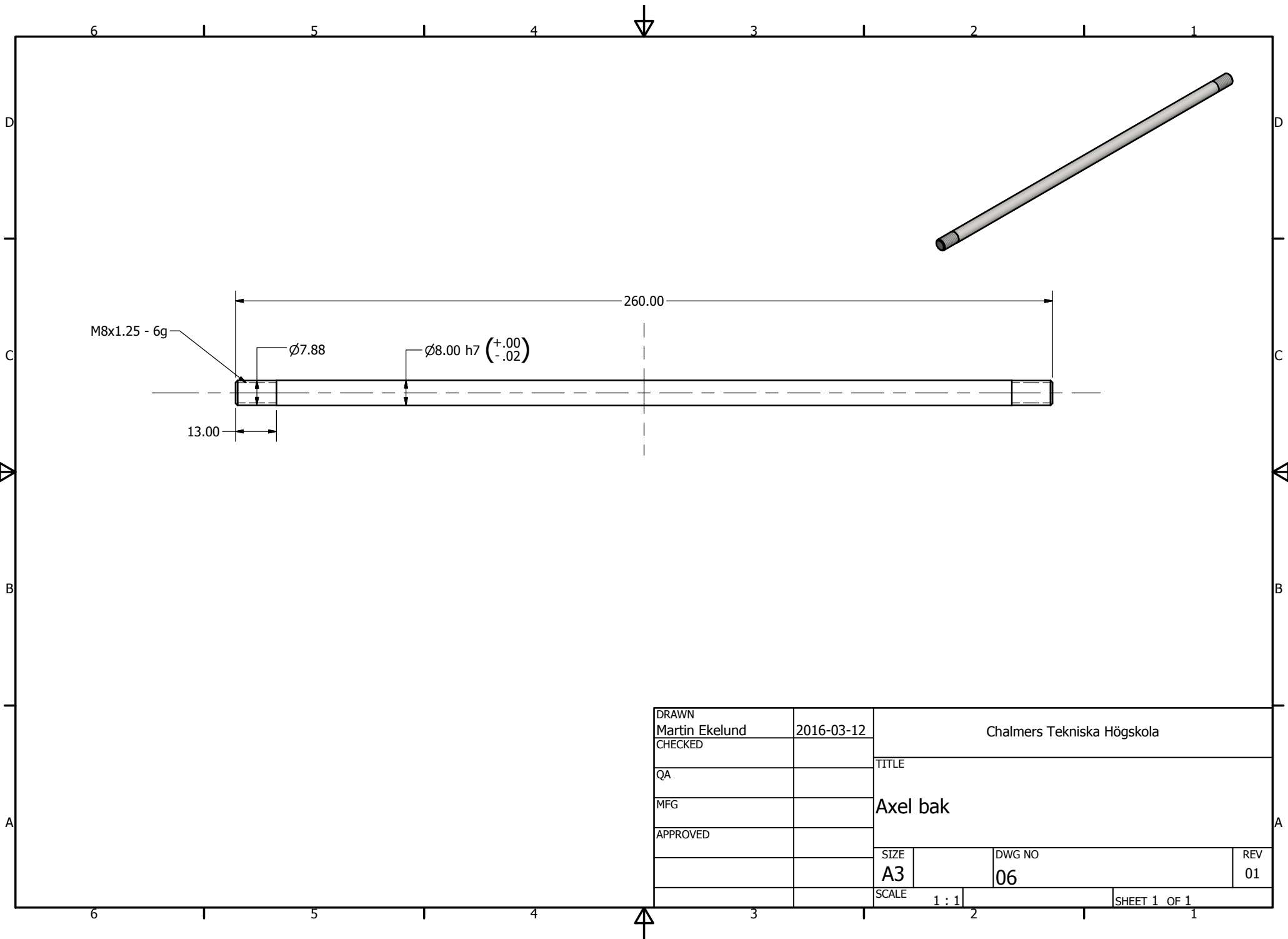
DRAWN Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED		TITLE		
QA		Remskiva 12T		
MFG				
APPROVED				
		SIZE A3	DWG NO 09	REV 01
		SCALE 4 : 1	SHEET 1 OF 1	



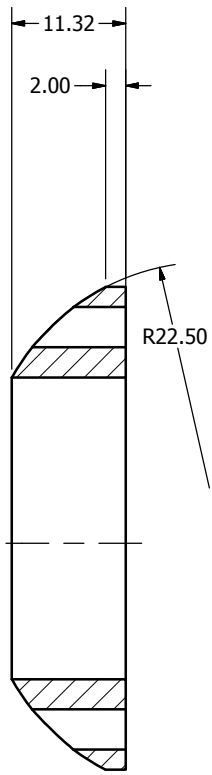
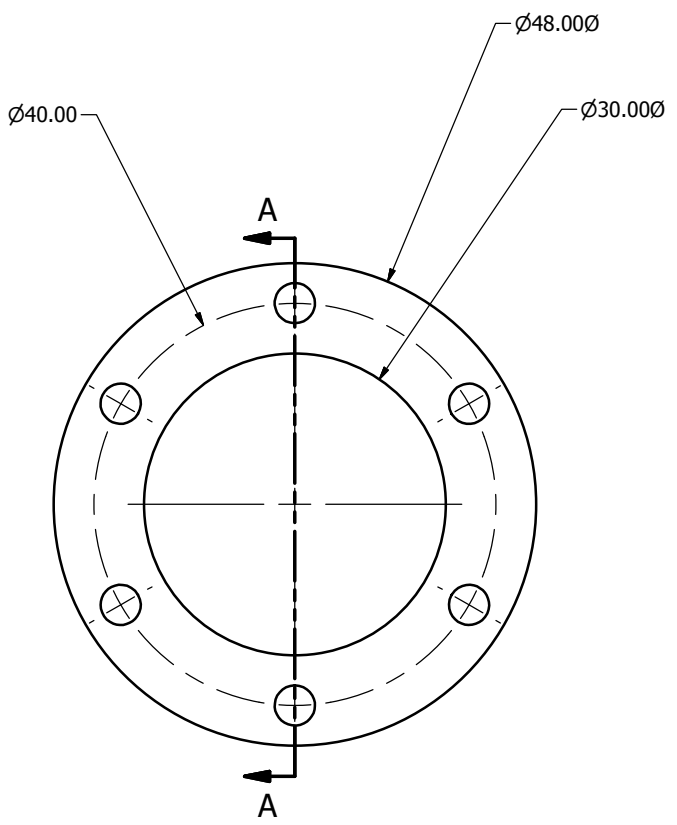
$\varnothing 40.00$
 M4x0.7 - 6H
 x6

SECTION A-A
SCALE 2 : 1

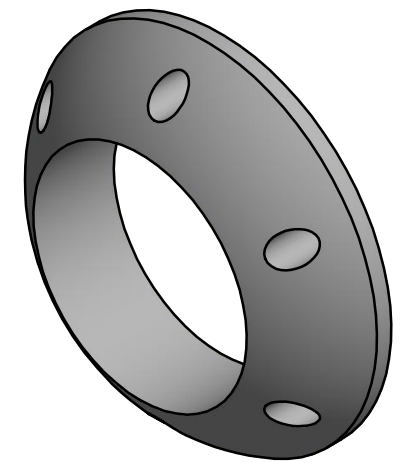
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Remskiva 60T		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	08	01
			SCALE	SHEET 1 OF 1	
			2 : 1		



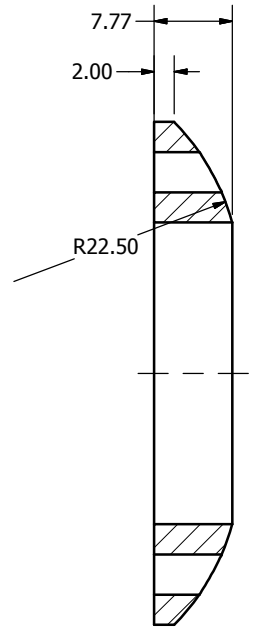
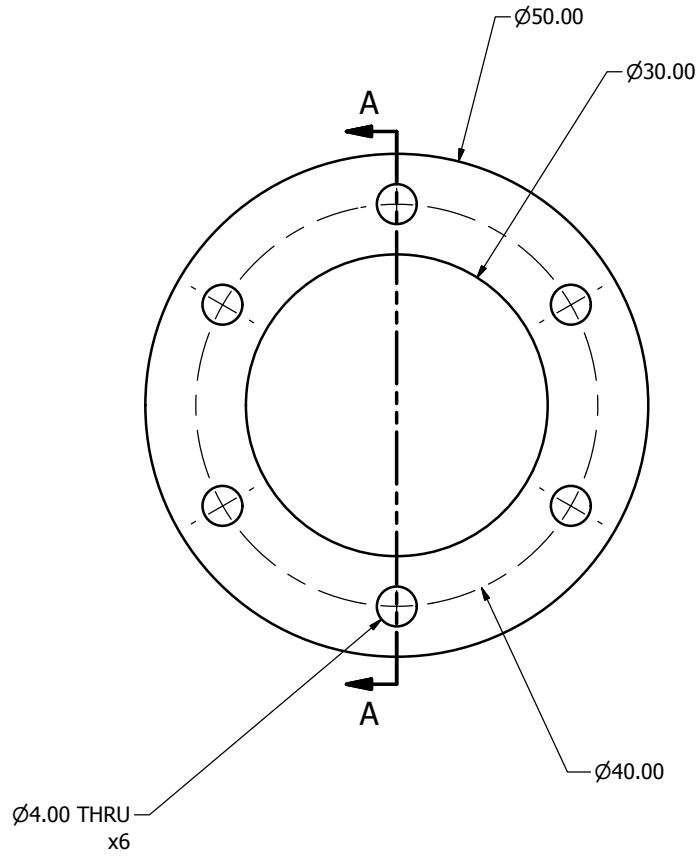
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola	
CHECKED			TITLE	
QA			Axel bak	
MFG				
APPROVED				
			SIZE	DWG NO
			A3	06
			SCALE	REV
			1 : 1	01
			SHEET 1 OF 1	



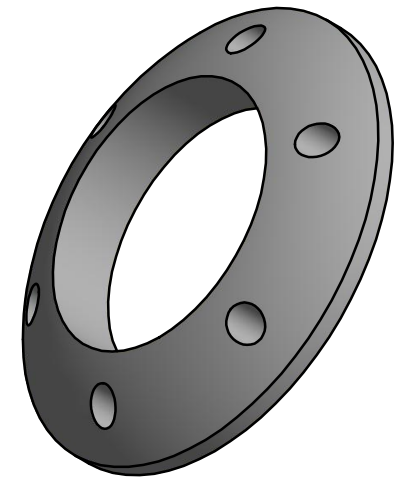
SECTION A-A
SCALE 2 : 1



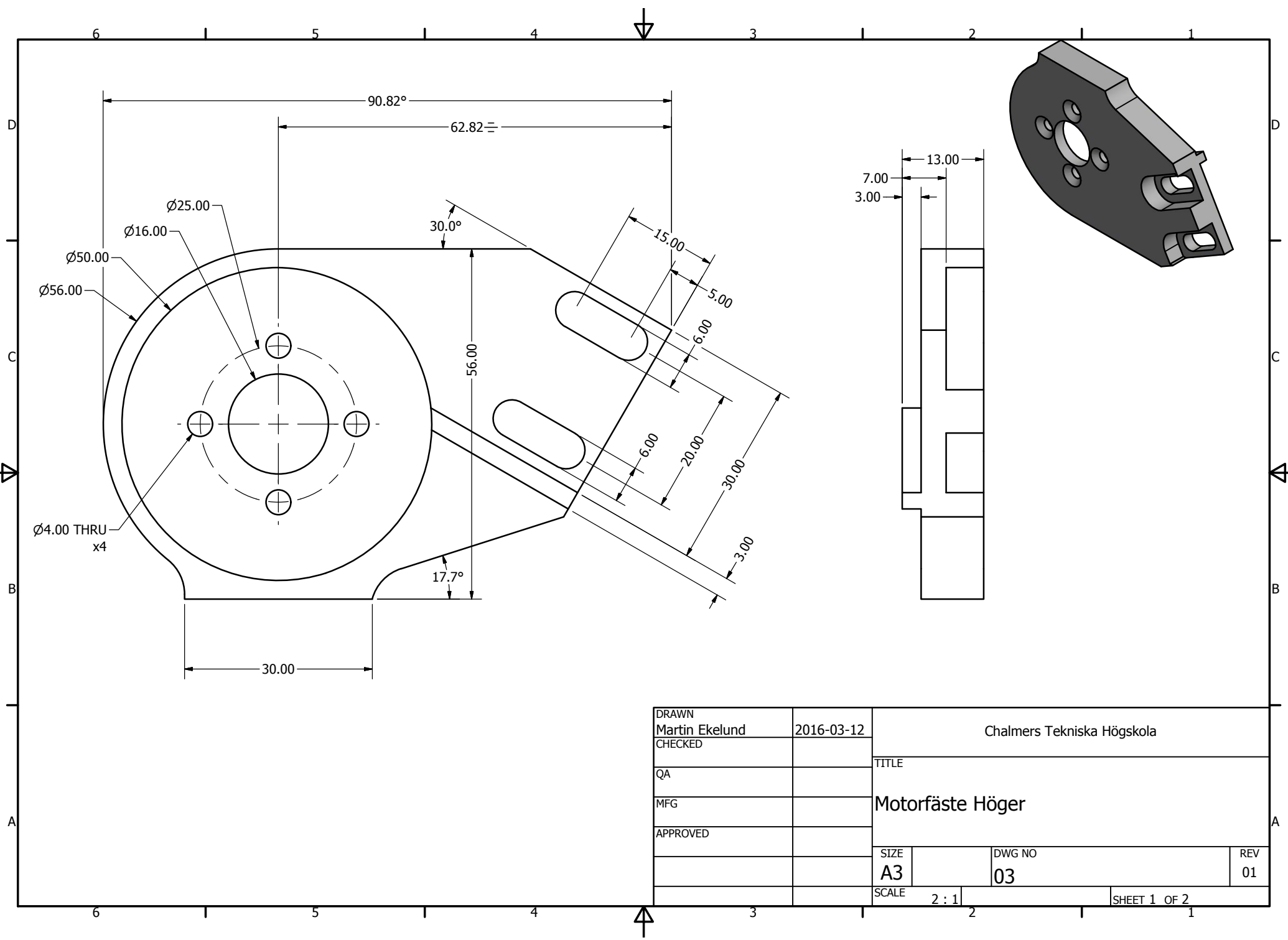
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Inre Distans		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	04	01
			SCALE	SHEET 1 OF 1	
			2 : 1		



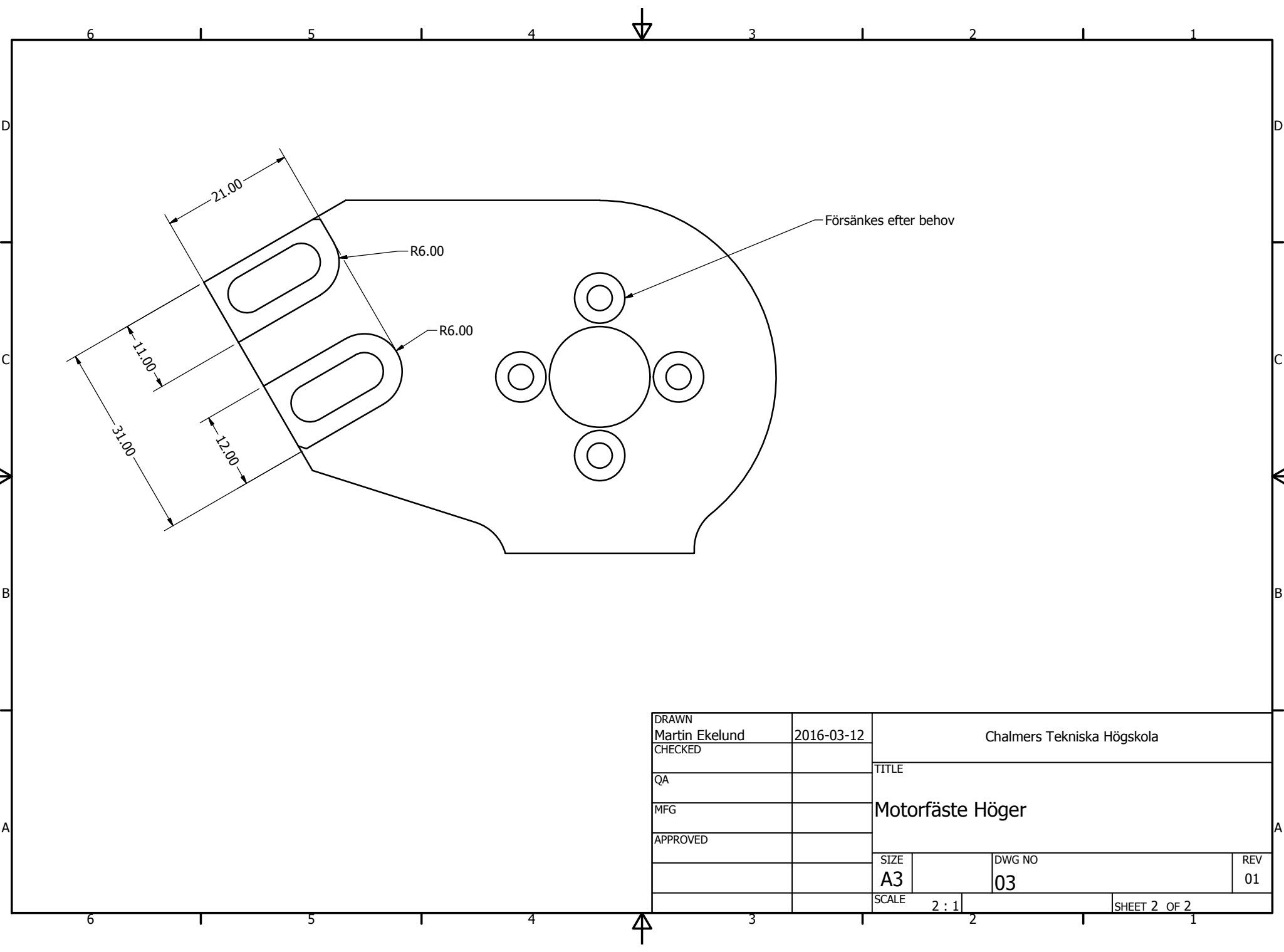
SECTION A-A
SCALE 2 : 1



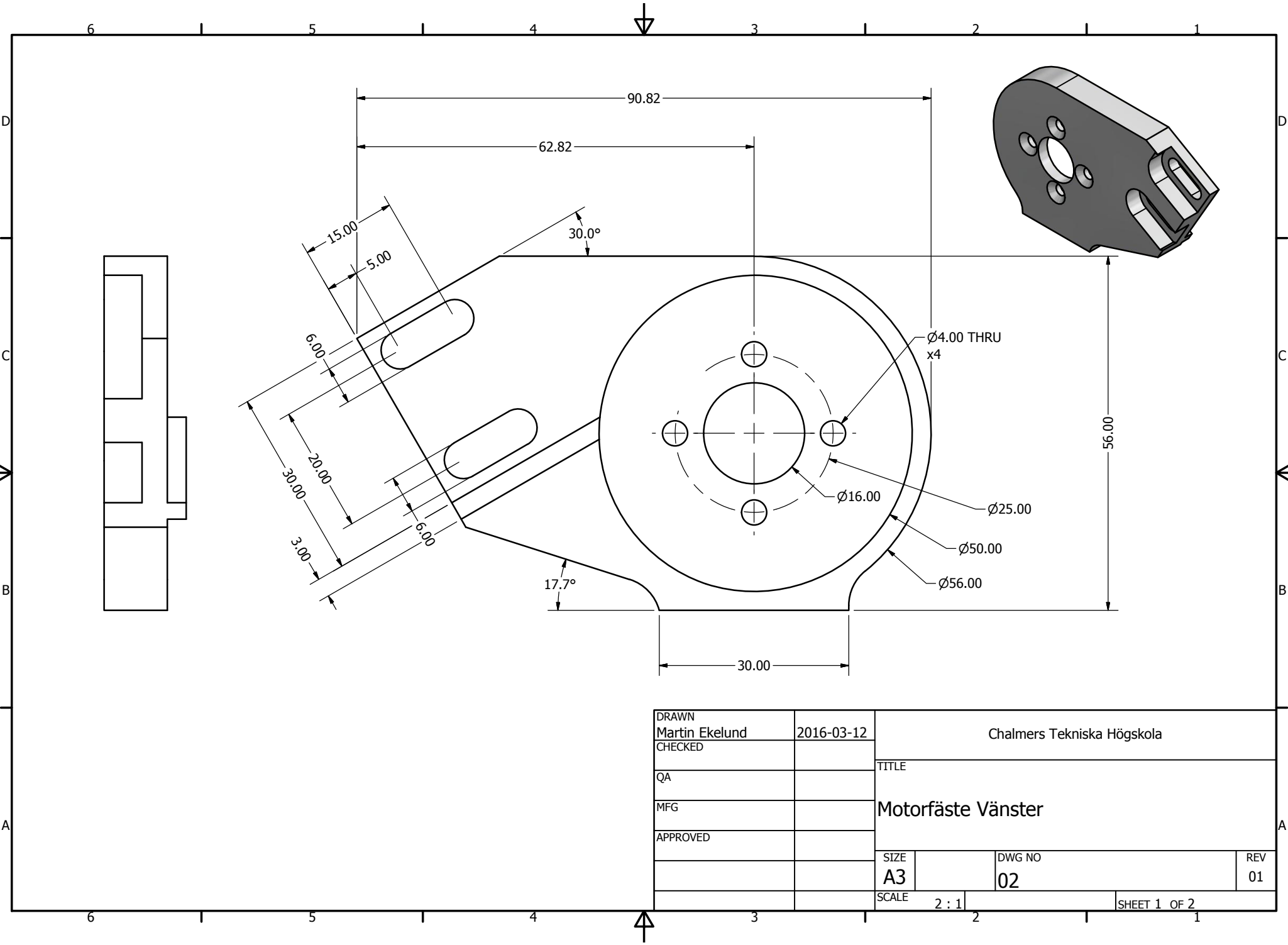
DRAWN Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED		TITLE		
QA		Distans Yttre		
MFG				
APPROVED				
		SIZE A3	DWG NO 05	REV 01
		SCALE 2 : 1	SHEET 1 OF 1	



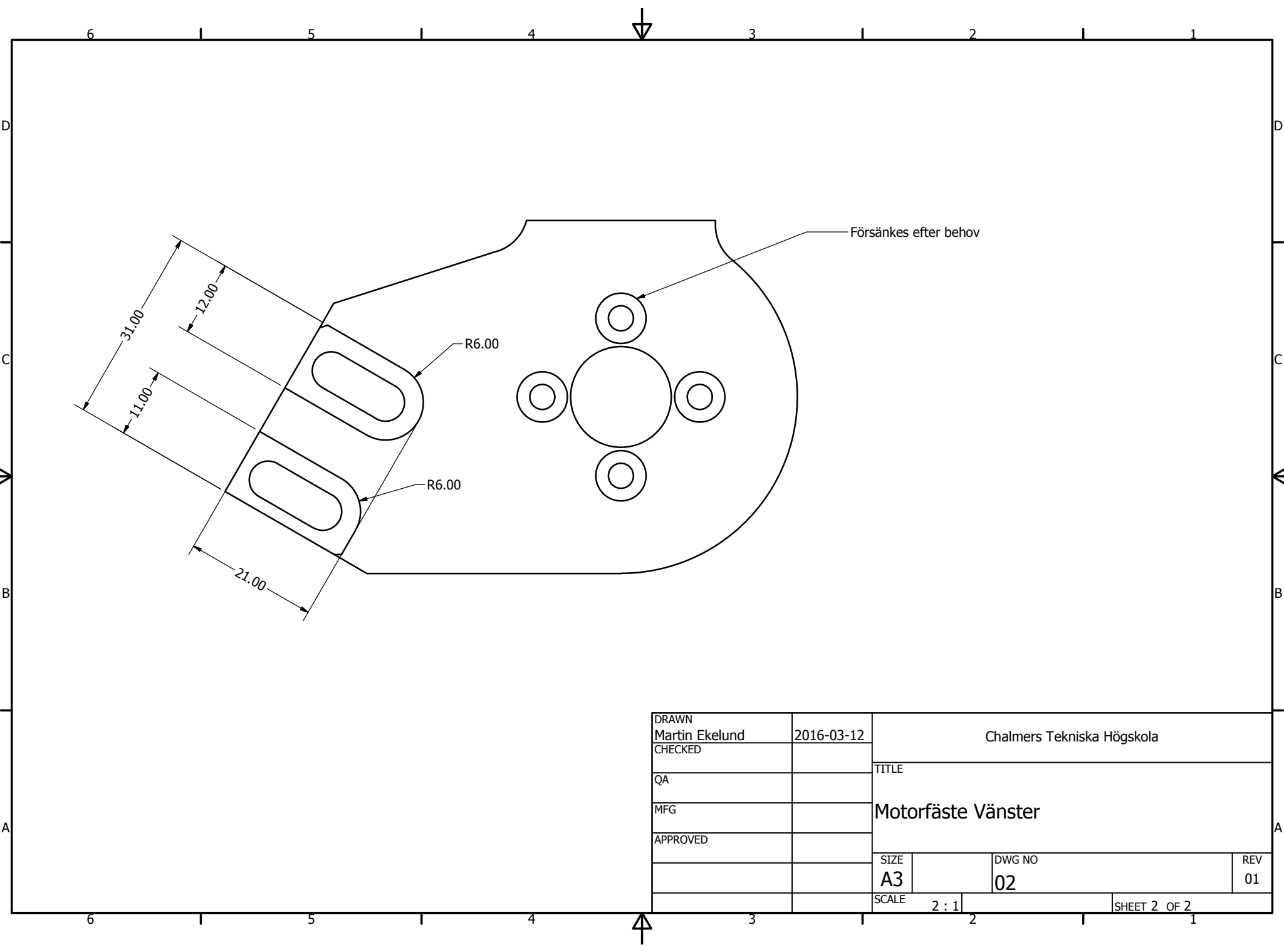
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Motorfäste Höger		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	03	01
			SCALE	SHEET 1 OF 2	
			2 : 1		



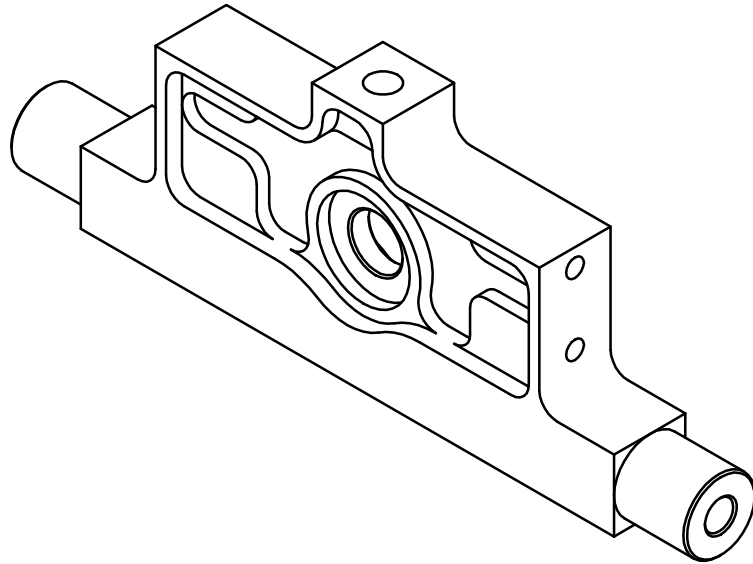
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Motorfäste Höger		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	03	01
			SCALE	2 : 1	SHEET 2 OF 2



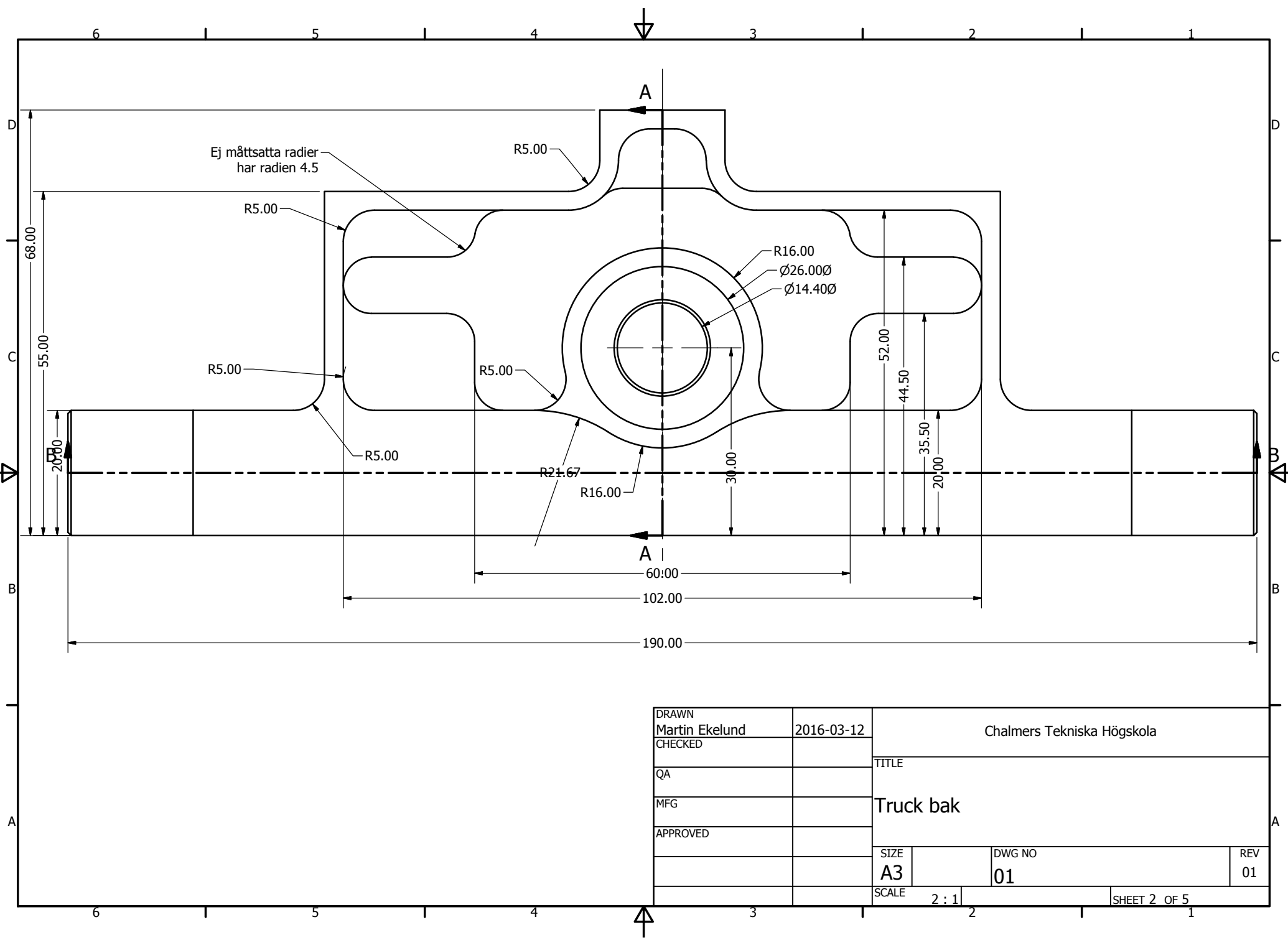
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Motorfäste Vänster		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	02	01
			SCALE	SHEET 1 OF 2	
			2 : 1		



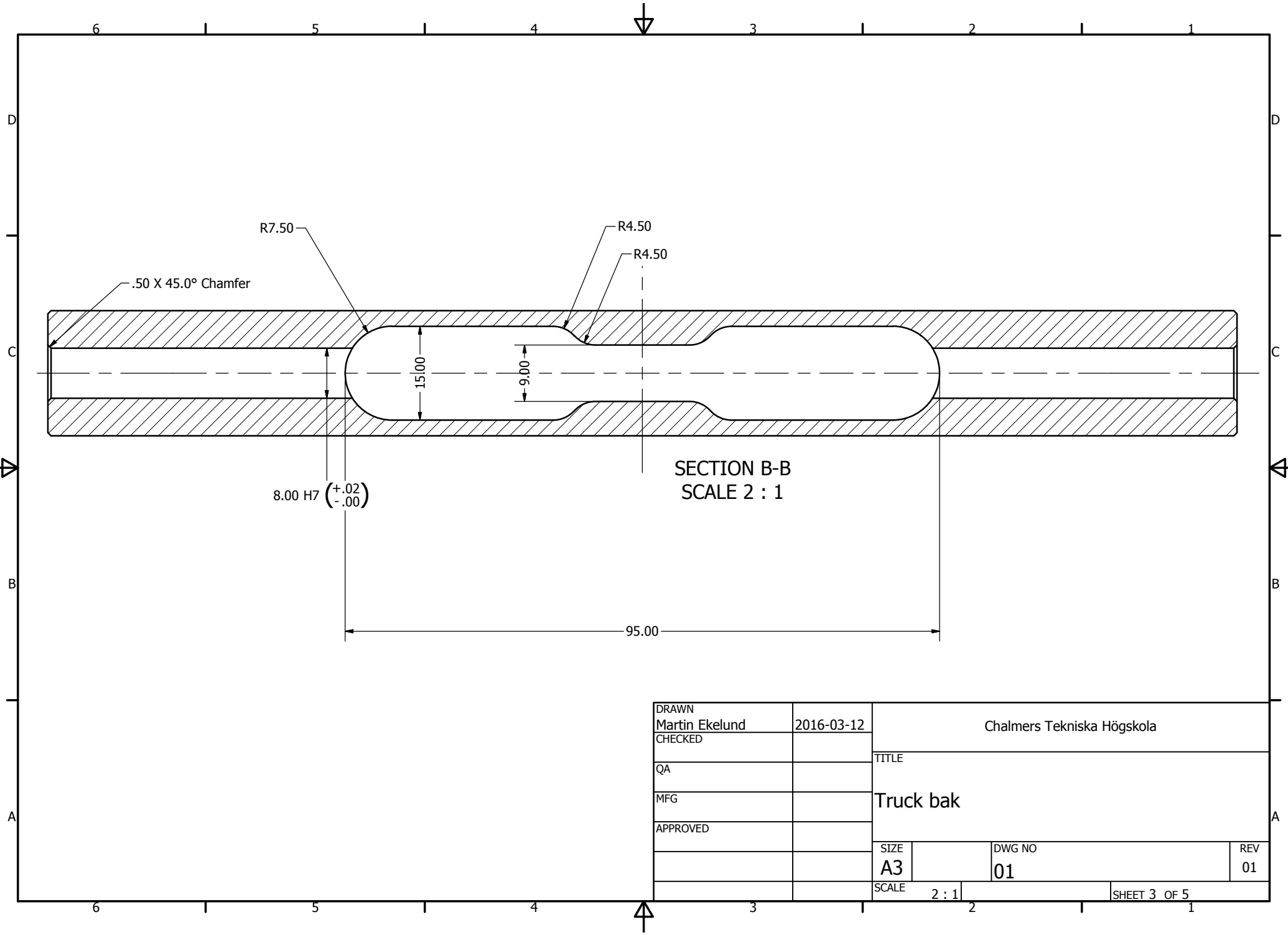
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Motorfäste Vänster		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	02	01
			SCALE	SHEET 2 OF 2	
			2 : 1		



DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Truck bak		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	01	01
			SCALE	1 : 1	SHEET 1 OF 5



DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Truck bak		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	01	01
			SCALE	SHEET 2 OF 5	
			2 : 1		



R7.50

.50 X 45.0° Chamfer

R4.50

R4.50

15.00

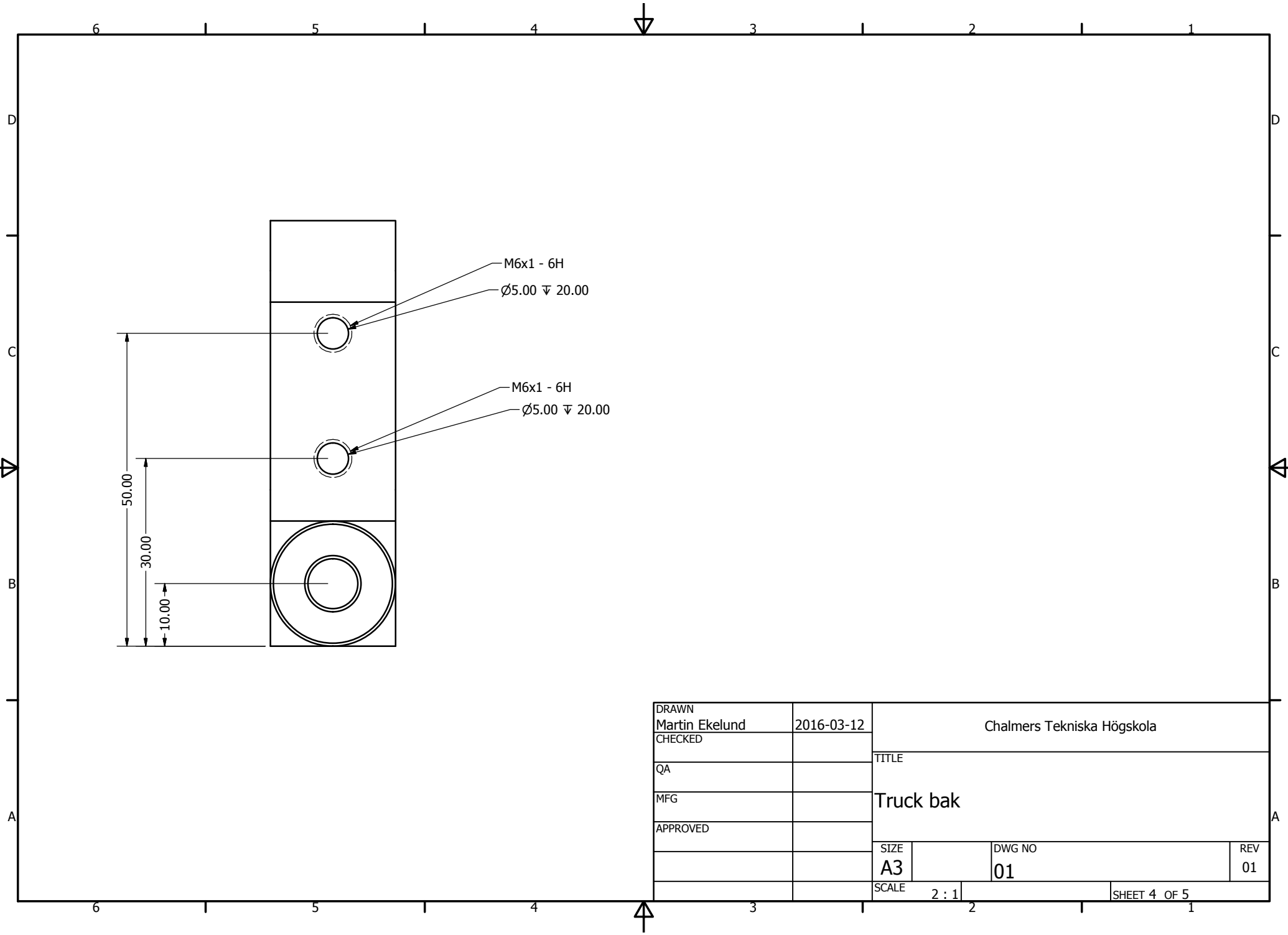
9.00

8.00 H7 (+.02 / -.00)

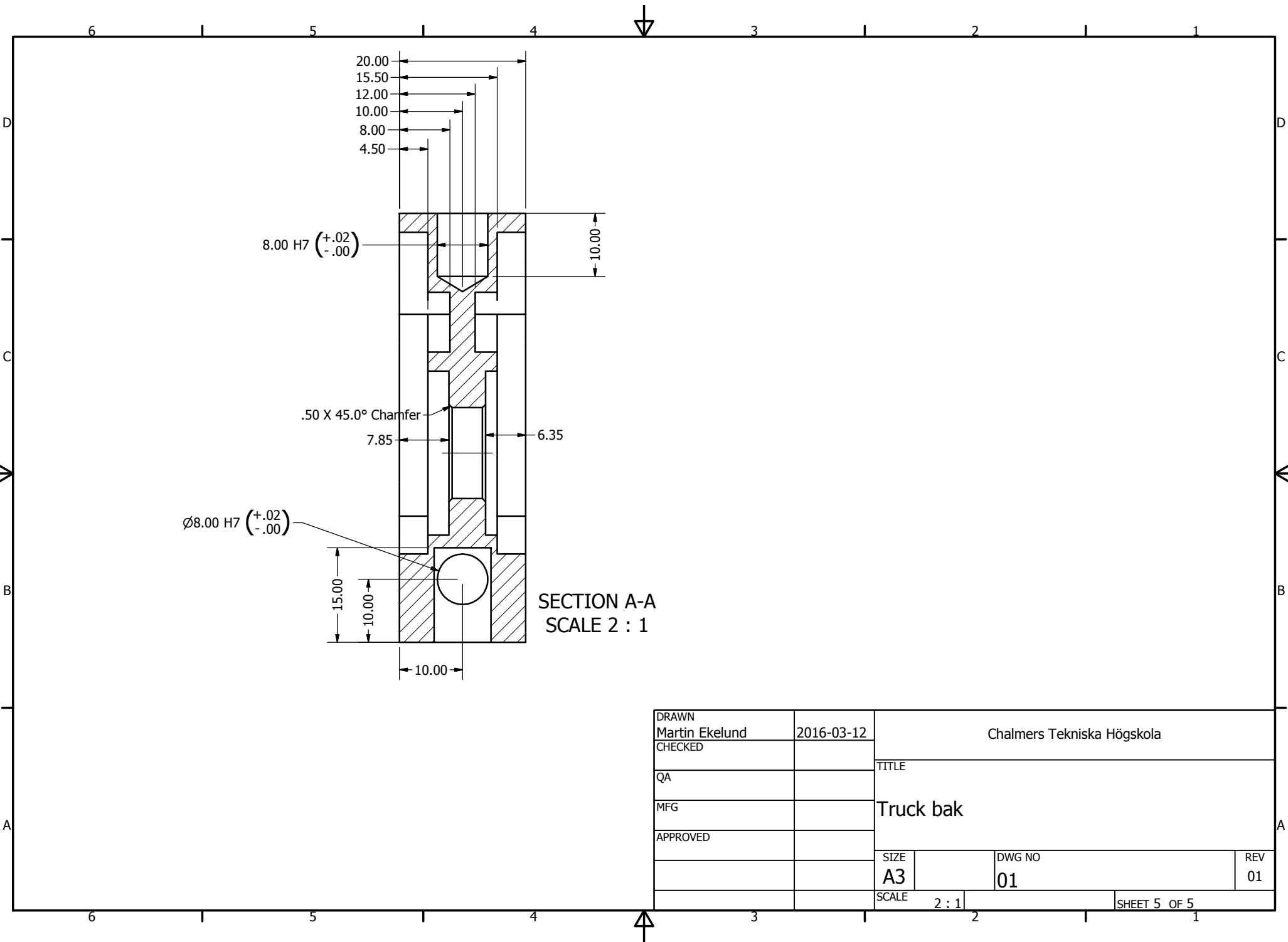
SECTION B-B
SCALE 2 : 1

95.00

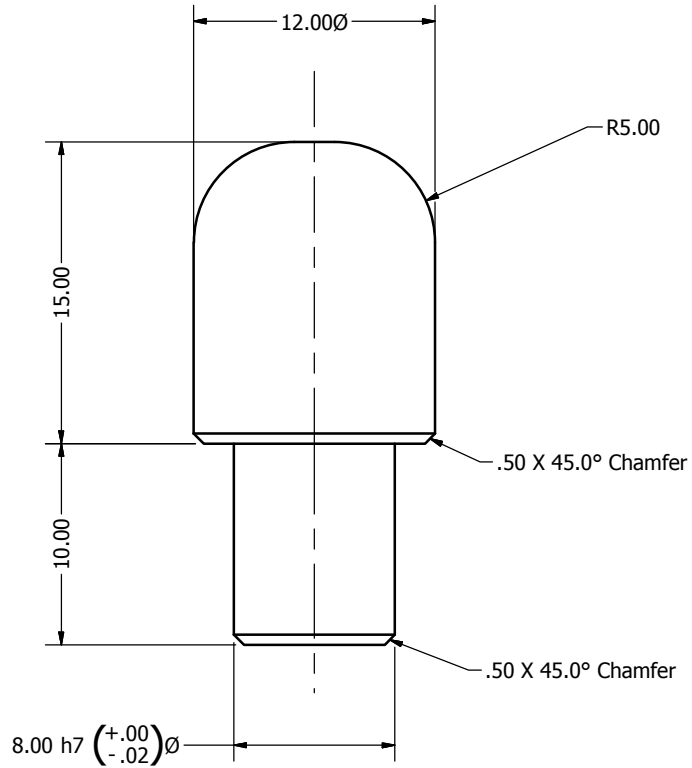
DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Truck bak		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	01	01
			SCALE	SHEET 3 OF 5	
			2 : 1		



DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Truck bak		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	01	01
			SCALE	2 : 1	SHEET 4 OF 5



DRAWN Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED		TITLE		
QA		Truck bak		
MFG				
APPROVED				
		SIZE A3	DWG NO 01	REV 01
		SCALE 2 : 1	SHEET 5 OF 5	



DRAWN	Martin Ekelund	2016-03-12	Chalmers Tekniska Högskola		
CHECKED			TITLE		
QA			Truck knapp		
MFG					
APPROVED					
			SIZE	DWG NO	REV
			A3	07	01
			SCALE	SHEET 1 OF 1	
			4 : 1		