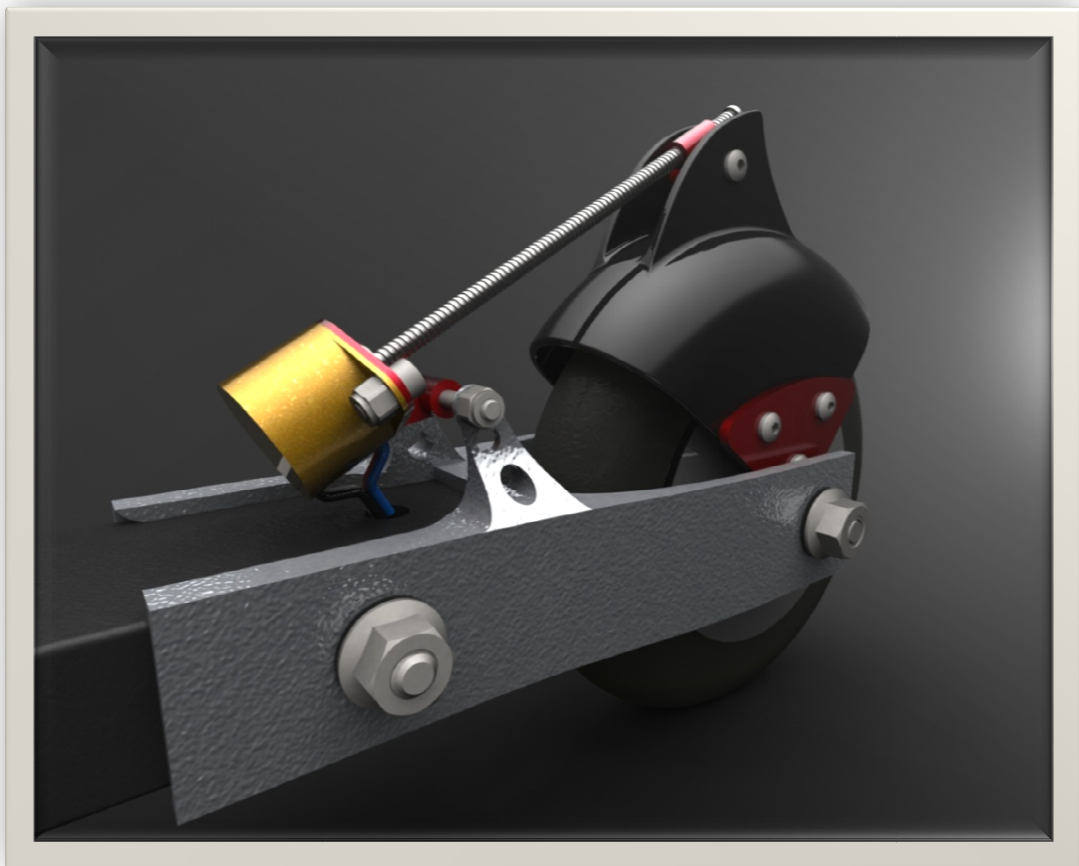


UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP





av
Kristoffer Schie



Masteroppgave
Maskin, prosess og produktutvikling
IMT/UMB, 2010

FORORD

Dette er den siste delen av mitt femårige mastergradsstudie i maskin- og produktutvikling, ved universitet for miljø- og biovitenskap, UMB. En masteroppgave som tar for seg hastighetsproblematikken på rulleski er skrevet i samarbeid med to eksterne bedrifter. Et bremsesystem kalt Rollersafe, som lar seg styre trådløst, er dimensjonert og modellert.

Oppgaven har vært krevende, men likevel spennende og engasjerende. Jeg har i stor grad fått følelsen av at prosjektet har vært realistisk og rettet mot arbeidslivet. Dette har både gitt meg motivasjon og lyst til å jobbe sene kvelder.

Etter endt semester sitter jeg igjen med følelsen av å ha lært mye om bremsesystemer, og har fått et godt innblikk i problematikken med for stor hastighet på rulleski.

Alt i alt er jeg godt fornøyd med oppgaven og er fortrolig med at konseptet virker.

En stor takk til;

Soondesign	Produktidé	Mekanisk verksted, UMB	Veiledere ved UMB
•Atle stubberud	•Atle Silgjerd •Per-Morten Enersen Brun	•Bjørn Brenna	•Geir Terjesen, førsteamanuensis •Jan Kåre Bøe, førsteamanuensis

Til slutt vil jeg benytte anledningen til å rette en stor takk overingeniør Tom Ringstad for tålmodig og god hjelp med testing av børsteløs generator.

Ås, den 4. mai 2011

Kristoffer Schie

SAMMENDRAG

Dette prosjektet bygger på en idé om å gjøre ferdsel på rulleski tryggere. Det er per dags dato kun et fåtall bremsesystemer på markedet, og alle baseres på bakkebrems- prinsippet. Bakkebremsen er enkel og består av en arm med påmontert bremsekloss som vipper om et punkt, slik at bremseklossen går treffer hjulet. Denne bremsen er både stor og tung, og blir derfor nedprioritert ved kjøp av rulleski.

Et nytt konsept, Rollersafe er derfor konstruert og beregnet. Rollersafe fungerer slik at to lameller blir presset mot felgens side, ved hjelp av en skruehylse og en aktiviseringsarm. En lineæraktuator sørger for at aktiviseringsarmen roterer.

Rollersafe har blitt endret flere ganger gjennom prosjektperioden. Dette skyldes hovedsakelig at forarbeidet gikk ut på å undersøke ut om det var teknisk mulig å integrere bremsen i hjulet eller ikke. Da det ble konstatert at dette ble vanskelig å gjennomføre, falt beslutningen om å benytte en utenpåliggende brems. En rekke nye måter å angripe problemstillingen på ble derfor åpnet.

Rollersafe er dimensjonert for å tåle de belastningene en rulleski blir utsatt for, og alle resultater er verifisert med FEM- analyser.

Bremsen er i stand til å retardere skien med rett i underkant av 4 m/s^2 , dette tilsvarer normal oppbremsing med bil.

Belastningsutsatte deler som hjuloppheng og hjulaksel, er dimensjonert med en forventet levetid på 10 år ved bruk på aktivt mosjonist nivå.

Renderte bilder av Rollersafe er framstilt for å gi et bedre design inntrykk. Her er det foretatt en liten konstruksjonsendring for å gjøre produktet mer presentabelt. Endringen vil faktisk gjøre konstruksjonen sterkere. Bildene viser Rollersafe både i sin helhet og av viktige detaljer med innvirkning på bremsesystemet.

For å komme i mål med prosjektet er det kommet med forslag til forbedringer og videre arbeid. Det er også gitt et forslag til et helt nytt konsept, som mest sannsynlig vil være lettere å kommersialisere. Det er også her kommet med forslag til hva som må gjøres før en eventuell prototyp kan produseres.

Av hensyn til produksjon, er modellen å finne elektronisk bakerst i rapporten (CD-rom).

ABSTRACT

This project builds on an idea to make exercising on rollerskis more secure. It is currently only a handful of brake systems on the market, all based on the clasp-brake principle. The clasp-brake is a simple construction and consists of an arm with a mounted brake pad that tilts about a point, so that the brake block touches the wheel. This brake is both large and heavy, and therefore given low priority when buying rollerskis.

A new concept, Rollersafe, is designed and calculated. Two discs are pressed against the rim side, using a screw and an activation arm. A linear actuator ensures the activation arm to rotate.

Rollersafe has been changed several times during the project period. This is mainly because the preliminary study was to investigate whether it was technically possible to integrate the brake inside the wheel or not. When it was ascertained that this was difficult, I took the decision to mount the brake on the outside of the rim. This opened several new ways to solve the problem.

Rollersafe is designed to withstand the strain a rollerski is exposed to, and all results are verified with FEM analysis.

The brake is able to decelerate the ski with almost 4 m/s^2 , which corresponds to normal braking with a car. Specially strain exposed parts, such as wheel suspension and wheel axle, is designed with a life expectancy of 10 years by the use of an active exerciser.

Rendered photos of Rollersafe are manufactured to provide a better design idea. There has been a slight design change to make the product more presentable. The change will actually make the structure stronger. The pictures show Rollersafe in its entirety and of important details with impact on the brake system.

To bring the project to an end, there has been made suggestions for improvements and future work. It is also given a proposal for an entirely new concept, which most likely will be easier to commercialize. With regard to future work and prototyping of the new concept, suggestions have been made on things that need to be done.

For reasons of production, the model is to find in the back of the report electronically (CD).

INNHALDSFORTEGNELSE

	Side:
1	INNLEDNING 9
1.1	Bakgrunn..... 9
1.1.1	Bedriften..... 9
1.1.2	Prosjektet 10
1.2	Problemstillinger..... 10
1.3	Målsettinger og begrensninger 11
1.3.1	Hovedmål 11
1.3.2	Delmål, flytskjema 12
1.3.3	Begrensninger 15
1.4	Markedsbehov og potensial 16
1.5	Terminologi..... 17
1.5.1	Symboler..... 17
1.5.2	Formler 19
2	BESKRIVELSER 23
2.1	Arbeidsplan..... 23
2.2	Kravspesifikasjoner 23
2.2.1	Metriske grensespesifikasjoner, variasjonsbredde..... 23
2.2.2	Egenskaper 25
2.3	Eksisterende produkter 37
2.3.1	Bremser 37
2.3.2	Rulleskibremser 42
3	KONSEPTDRØFTING..... 45
3.1	Prinsippforslag 45
3.1.1	Beregningseksempel på eksisterende rulleskibremse 46
3.1.2	Børsteløs generator..... 47
3.1.3	Lamellbrems/ differentialbrems 50
3.1.4	Duplexbrems 52
3.1.5	Skivebrems 54
3.2	Konseptvalg 55

3.2.1	Seleksjon av bremsemetode	55
3.2.2	Konseptskisser	57
3.3	Konseptscreening	60
4	GRUNNLAGSBEREGNINGER.....	62
4.1	Statiske krefter, spenninger og sikkerhet mot flyt.....	62
4.1.1	Beregningsgrunnlag og forutsetninger	62
4.1.2	Kritiske spenninger og valg av dimensjoner.....	68
4.2	Dynamiske påkjenninger og sikkerhet mot utmatting.....	76
4.2.1	Beregningsgrunnlag for utmatting.....	76
4.2.2	Sikkerhet mot utmatting	78
5	PRODUKTARKITEKTUR OG DESIGN	82
5.1	Bremsekonseptet.....	82
5.1.1	Felg	82
5.1.2	Hjuloppheng	83
5.1.3	Bremsemekanismen.....	84
5.1.4	Skjerm.....	85
5.1.5	Skistamme	86
5.1.6	lineæraktuator.....	86
5.1.7	Sammenstilling	87
6	FEM – analyse.....	91
6.1	Felg.....	91
6.2	Bremselamell	93
6.3	Hjuloppheng foran.....	95
6.4	Hjuloppheng bak (brems)	97
6.5	Kontroll av skistammen	99
7	STRUKTUROPTIMERING	102
7.1	Hjuloppheng bak.....	102
7.2	Skistamme	103
8	METODER OG KOSTNADER	106
8.1	Fremstillingsmetoder.....	106
8.2	Kostnadsoverslag, prototyp.....	107

9	MARKEDSPRESENTASJON	108
10	PROSESS- OG KONSEPTEVALUERING	112
11	KONKLUSJON	114
11.1	Anbefalinger	114
11.2	Videre arbeid	115
11.2.1	Prototyp	115
11.2.2	Konsept Rollersafe - X	116
12	REFERANSELISTE	118
13	VEDLEGG	119

1 INNLEDNING

1.1 Bakgrunn

1.1.1 Bedriften

Ideen til denne oppgaven kommer ved rene tilfeldigheter fra en transportdesigner ved navn, Atle Stubberud. Atle driver et enkeltmannsforetak han har kalt "SoonDesign". Dette foretaket er foreløpig bare en bi geskjeft med et stort potensial innen transport- og industridesign. Til daglig jobber Atle i Jensen Møbler som er en av Skandinavias ledende madrassprodusenter. Gjennom SoonDesign har han laget flere merkbare design som kan observeres i dagliglivet.



Figur 1: CoastKey [3].

Coastkey er en trådløs dødmannsknapp med tilleggsfunksjoner som startsperr, start og stopp funksjon, motor- tilt, signallys og lås. Coastkey aktiveres dersom fører av båten detter i vannet. Men det innebærer at fører bærer Coastkey på seg.



Figur 2: Adax ST3D [3].

Adax (Neo) ST3D er en skotørker i Adax Neo serien. Den har digitalvisning av ønsket tid for tørking. Den har inntil 3 timer tørketid med 30 minutter trinn. ST3D har et unikt design i forhold til andre tilsvarende produkter, noe som gjør den til et slags møblelement.

1.1.2 Prosjektet

Tabell 1: Oppgavebeskrivelse.

Masteroppgave, UMB	
Oppgavetekst	Design og dimensjonering av brems-/ motstandssystem for rulleskihjul.
Dagens situasjon	Per i dag finnes det kun et fåtall bremsesystemer, og alle baseres på friksjonskraft mot gummi på hjulet.

Rulleski er et treningsprodukt som er på vei opp og frem blant mosjonister og idrettsutøvere. Per i dag finnes det kun et fåtall bremsesystemer, og alle baseres på friksjonskraft mot gummi på hjulet. Denne metoden medfører stor slitasje på hjulet og er i tillegg stor og klumpete. I samarbeid med SoonDesign og Produktidé AS vil masteroppgaven gå ut på å lage et komplett brems-/motstandssystem, integrert i selve hjulet på rulleskien. Systemet skal være med på å øke sikkerheten samt om ønskelig gi større treningsmotstand. Motstanden skal kunne reguleres trinnløst fra en mekanisme på for eksempel staven. Kortfattet inngår følgende punkter:

- Betrakte løsninger for å integrere og standardisere et brems-/motstandssystem i rulleskihjul.
- Bremsesystemet er tiltenkt å reguleres trådløst, RF (radio frequency) fra en reguleringsbryter på skistaven.
- Bremsen skal i tillegg til å være en brems, også være en ren motstand for bedre treningsutbytte.

1.2 Problemstillinger

Det er naturlig å anta at et integrert brems-/motstandssystem i mindre hjul er vurdert eller eksperimentert med tidligere. Ergo, det må være en del momenter ved en slik løsning som må undersøkes og tas stilling til.

- Pris
- Konstruksjon
- Varmegang
- Bremsseffekt
- Design
- Produserbarhet
- Kvalitet
- Sikkerhet

1.3 Målsettinger og begrensninger

1.3.1 Hovedmål

Rollersafe skal være en komplett løsning for hastighetsproblematikken på rulleski. Rollersafe skal gi rulleskiløpere en sikrere treningstur, og skal åpne opp for treningsturer i områder med mye bakker.

1.3.1.1 Produktmål

- Bremskonsept integrert i det bakerste hjulet på rulleskien
- Trådløs radiooverføring fra hjulet til en mottaker på staven
- Trinnløs hastighetsregulering på staven
- Produktet skal bidra til økt sikkerhet
- Generering av strøm til andre formål som lys, lader til Iphone, etc.

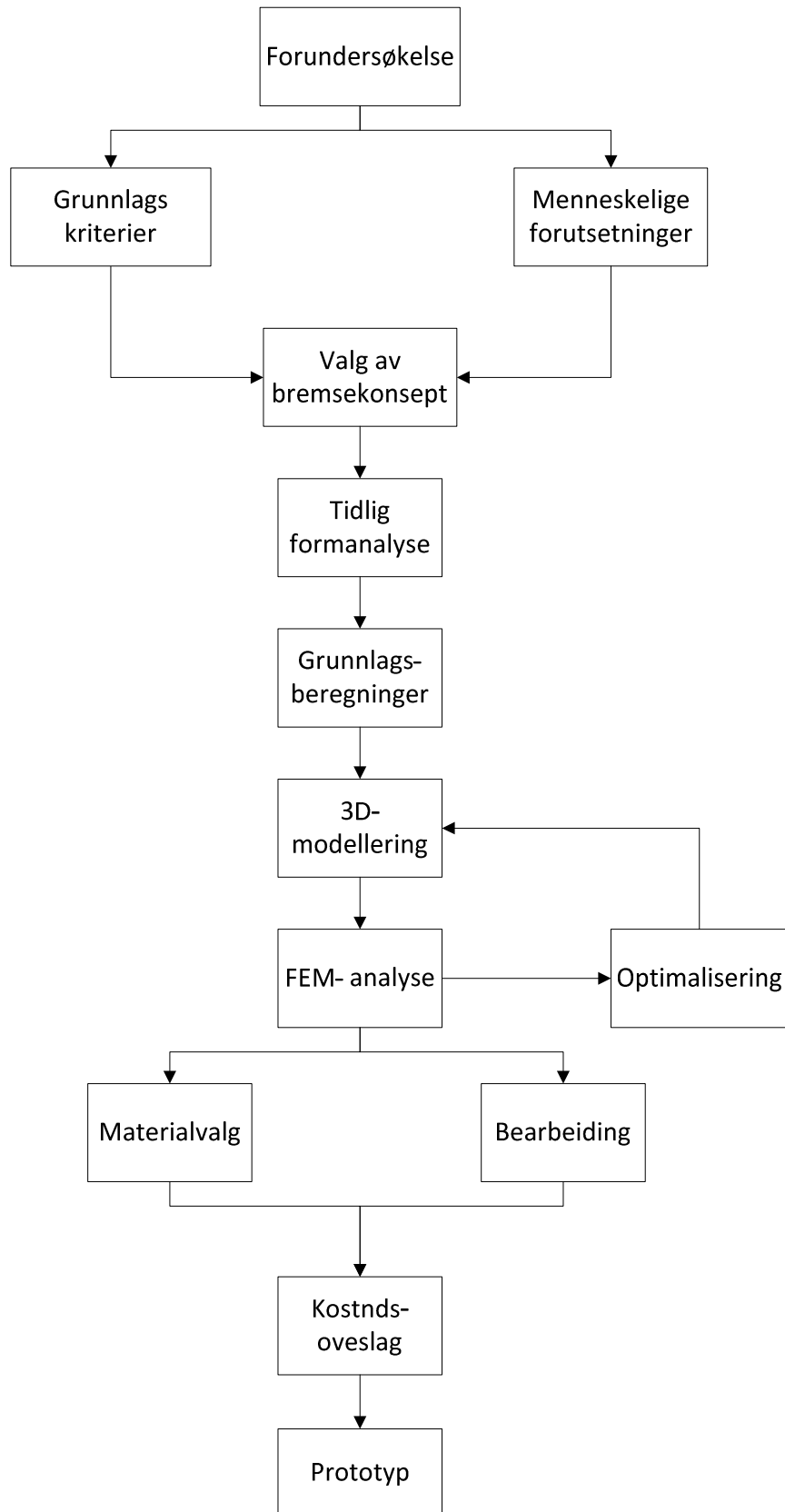
1.3.1.2 Prosessmål

- I denne oppgaven tas det kun stilling til selve bremskonseptet i bakhjulet på rulleskien.
- Integrere bremsen i hjulet
- Vurdere egnede bremseløsninger
- Lage et fungerende produkt



Figur 3: *Bilde av en rulleskiløper som illustrerer hvordan man kan bremse ved å ploge skiene utover. Teknikken er vanskelig og ubehagelig å gjennomføre. Bremseeffekten er i tillegg moderat. [7].*

1.3.2 Delmål, flytskjema



Figur 4: Flytskjema over arbeidsmetodikk i oppgaven.

Forundersøkelse

For å kunne gjøre en seriøs vurdering av hvilket bremsekonsept som skal benyttes i Rollersafe, er det hensiktsmessig å vurdere forskjellige bremsemetoder og eksisterende bremseløsninger på dagens rullleski. Det vil også foreligge en kort undersøkelse av hvordan eksisterende "hub" motorer fungerer, da disse baseres på børsteløse elektromotorer.

Valg av bremsekonsept

Ved valg av bremsekonsept vil det bli utført grunnlagsberegninger som vil stille krav til bremsens effektivitet. Ut i fra disse beregningene vil et par konsepter testes mer eksakt, og forhåpentligvis vil resultatene være gode nok til bygge videre på.

Tidlig formanalyse

Sammen med kravspesifikasjonen blir formanalysen direkte påvirket av konseptvalget. Foruten at hjulet skal konstrueres innenfor standardiserte mål, skal det også tåle de belastningene det blir utsatt for.

Grunnlagsberegninger

Grunnlagsberegningene gir som navnet tilsier grunnlaget for materialdimensjoner og levetiden til produktet. Herfra modelleres konseptet i 3D for så og ytterligere bli analysert.

3D modellering

Til 3D modellering og visualisering av konseptet benyttes Solidworks. Programmet gir en virkelighetsnær opplevelse av hvordan produktet vil se ut, samt at det gir grunnlaget for FEM analysen.

FEM analyse

Ansys Workbench vil benyttes til FEM analysen. Programmet gir et godt bilde av spenninger og deformasjon i materialet ut i fra belastningssituasjonen.

Optimalisering

Når FEM analysen er gjort, vil det sannsynligvis være behov for en revidering av produktet. Dersom det er nødvendig må det foretas formendring, ved slanking eller tilførsel av materialet.

Materialvalg

Materialene må velges ut fra FEM analysen, men må også tilpasses temperaturen som oppstår ved bremsing over en gitt tid. Materialene må med andre ord ha gode termiske egenskaper og styrke.

Kostnader

Kostnadsoverslaget vil omhandle hjulet i sin helhet, og alle dets komponenter hva gjelder bremsemekanismen.

Prototyp?

En prototyp av hjulet vil være nødvendig for å få konkrete svar på om konseptet er realiserbart og om det fungerer som det skal.



Figur 5: Idéskisse laget av Atle Stubberud v./Soondesign.

1.3.3 Begrensninger

Prosjekt Rollersafe er et såkalt tverrfaglig prosjekt, der flere disipliner er satt sammen for å lage en komplett, effektiv og fungerende bremseløsning for rullskihjul.

Tabell 2: *Arbeidsfordeling i prosjektet.*

Prosjektdeltagere og arbeidsfordeling	
Atle Stubberud v/SoonDesign AS	Prosjektleder og idéinnehaver
Produkidé AS	Leverer RF- systemet og elektronikken
Morten H. Østli	Markedsføring og research
Kristoffer Schie	Masterstudent, UMB. Konstruksjon og beregning av rullskihjulet.

Arbeidsfordelingen beskriver de forskjellige instansenes bidrag i prosjektet. Et tett samarbeid med utveksling av tanker og ideer vil være nødvendig for å oppnå et godt resultat.

Men som masteroppgave vil terskelen for utvikling stoppe noe tidligere enn det nåværende behovet. Den endelige løsningen må bestemmes forholdsvis tidlig, slik at påfølgende dokumentasjon og presentasjon blir ferdig til innleveringsfristen 15. mai.

Oppgaven vil dermed inneholde en del begrensninger, som heller må tas stilling til i en annen anledning, disse er:

- Godkjenning av kontrollorgan
- Prototyp
- Teste praksis opp mot teori
- Tilrettelegging av elektrisk utstyr
- Eksakt valg av en eventuell elektromotor
- Kostnadsvurdering av serieproduksjon

1.4 Markedsbehov og potensial

Etterspørselen etter rulleski er økende i det norske markedet, med et estimert salg på 12-15.000 solgte par per år (sammenliknet med 300 000 solgte langrennsski per år). Markedet har vært stabilt i mange år, men har vært økende de siste par årene. Grunnen til den økende etterspørselen er blant annet følgende:

- Større fokus på helse, velvære og en sunnere livsstil blant folket
- Raskt økende interesse for idrettsarrangementer som Birken, Skarven, etc.
- Fokus på skigåing som en effektiv treningsmetode, også på sommeren
- Introduksjon av rulleskiinstruktører og konkurranser i idrettsklubber og bedrifter
- Unge har i større grad begynt å bruke rulleski som treningsmetode

Med en utsalgspris for et par ski på mellom NOK 2.500 – 5.000, utgjør det en total markedsverdi i Norge på MNOK 30 – 60. Fordelingsmarginene for ski, utstyr og reservedeler er ansett å være på attraktive nivåer, og representerer en lønnsom nisje i markedet for idrettsutstyr.

Som distributør av det ledende merke Swenor, har Sport Import AS hatt et gjennomsnitt på 40 % EBIT- margin i 2007 – 2009. I tillegg er det et betydelig etter salgs marked på rulleskiutstyr, spesielt på hjul.

For tiden koster et enkelt nytt hjul NOK 300 – 800. Og med estimerte 30.000 – 60.000 solgte separate hjul per år, utgjør det en detaljmarkedsverdi i Norge på MNOK 10 – 30. Det totale etter salg markedet eller detaljmarkedet er i Norge estimert til å være MNOK 40 – 80, mens det totale nordiske markedet er estimert til å være MNOK 100 – 200. Rulleski og hjul er i hovedsak distribuert gjennom sports butikker. I tillegg er et økende volum distribuert gjennom nettbutikker, både selvstendig (for eksempel www.rollersports.no) og integrert (for eksempel www.xxl.no, www.oslosportslager.no).

1.5 Terminologi

Fordi det jobbes med veldig små dimensjoner, vil mm og m som mål på lengder og avstander benyttes om hverandre.

SI-enheter vil benyttes for standardiserte definisjoner.

1.5.1 Symboler

Tabell 3: Symboler og enheter som er brukt i oppgaven.

Symbol	Betydning	Enhet
ν	Poisson's tall	-
ρ	Tetthet	kg/m ³
ω	Vinkelhastighet	rad/s
μ	Friksjonskoeffisient	-
μ_f	Friksjonskoeffisient mellom dekk og asfalt	-
f_R	Rullemotstandskoeffisient	-
a	Avstand	m
A	Areal	m ²
A_{eff}	Effektivt avskjæringsareal	m ²
A_{el}	Strøm	Amp
a_{ret}	Retardasjon	m/s ²
b	Avstand	m
c	Spesifikk varmekapasitet	kJ/kg·K
d	Diameter	m
E	Elastisitets modul	MPa
f	Frekvens	Hz
F	Kraft	N
F_f	Friksjonskraft	N
G	Skjær modul	MPa
g	Tyngde akselerasjon [9,81m/s ²]	m/s ²
h	Høyde	m
K	Tilsettingskraft	N
l	Lengde	m
l_{eff}	Effektiv forankringslengde	m
m	Masse	Kg
M_b	Bøyemoment	Nm
M_{br}	Bremsemoment	Nm
m_{imp}	Impulsbelastning	kg
$m_{skøyte}$	Tyngde ved bruk av skøyteteknikk	kg
M_v	Tiltrekkingsmoment, gjenger	Nm
M_s	Moment for å overvinne friksjon, gjenger	Nm
n_s	Lastsykel	
N_c	Antall sykler før brudd	-

Tabell 3: Fortsettelse

Symbol	Betydning	Enhet
N_D	Antall sykler før brudd	-
TP	Tyngdepunktets komponent	N
TF	Tyngdepunktsforkyvningens komponent	N
N	Normalkraft	N
n	Turtall	rpm
n_B	Sikkerhetsfaktor mot brudd	-
n_F	Sikkerhetsfaktor mot materialflyt	-
p	Trykk	MPa
P	Effekt	W
P_{maks}	Maksimalt trykk	MPa
P_{st}	Gjengestigning	mm
Q	Energi	kJ
R	Radius	m
r	Avstand fra hjulets senter til tyngdepunktet	m
R_{mot}	Resistans	Ω
R_e	Materialets flytegrense	MPa
r_m	Middelradius gjenger	mm
R_{middel}	Midlere radius	mm
R_m	Materialets strekkfasthet	MPa
$R_{p0,2}$	Flytegrense ved 2 % forlengelse (Aluminium)	MPa
s	Strekning	m
t	Tid	s
T_{bunn}	Temperatur etter helning	K
T_{topp}	Temperatur før helning	K
U	Volt	V
v	Hastighet	m/s
V	Volum	m^3
W	Arbeid	kJ
$W_{n\ddot{o}dv}$	Nødvendig tverrsnittsmodul	mm^3
x	Avstand i x-retning fra skiens senter til TP	m
x'	Avstand i x-retning fra hjulets senter til TP	m
x_0	Distanse	m
x_1	Distanse	m
x_{ant}	Nødvendig antall friksjonsflater	-
α	Vinkel mellom ruller og horisontalplanet	$^\circ$
β	Vinkel, forhold mellom TF og TP	$^\circ$
ΔT	Temperaturdifferanse	K
ϵ_1	Friksjonsvinkel, gjenger	$^\circ$
σ_b	Bøyespenning	MPa
$\sigma_{b.maks}$	Maksimal bøyespenning	MPa
$\sigma_{b.min}$	Minste bøyespenning	MPa

Tabell 3: Fortsettelse

Betydning	Enhet	Symbol
σ_h	Hulltrykkspenning	MPa
σ_{na}	Nominell amplitudespenning	MPa
σ_s	Skjærspenning	MPa
$\sigma_{till.al.eks}$	Tillatt spenning i ekstrudert i aluminium	MPa
$\sigma_{till.al.s}$	Tillatt spenning i støpt aluminium	MPa
$\sigma_{till.b}$	Tillatt bruddspenning	MPa
$\sigma_{till.l}$	Tillatt spenning i lameller	MPa
τ	Skjærspenning	MPa
$\tau_{till.al.s}$	Tillatt skjærspenning for støpt aluminium	MPa
$F_{v.Rd}$	Avskjæringskapasitet	N
γ_{M2}	Materialfaktor, avskjæring	-
φ	Stigningsvinkel, gjenger	°
σ_{jf}	Jevnførende spenning	MPa

1.5.2 Formler

Tabell 4: Formler som benyttes i oppgaven.

Terminologi	Formel	Indeks nummer
Friksjonskraft	$F_f = \mu N$	(1.1)
Newtons 2. lov	$F = ma$	(1.2)
Effekt	$P = M \cdot \omega$	(1.3)
Hastighet (sirkelbevegelse)	$v = \omega \cdot r$	(1.4)
Vinkelhastighet	$\omega = 2\pi \cdot n$	(1.5)
Retardasjon	$a_{ret} = \mu_f \cdot g$	(1.6)
Pytagora's setning	$a^2 = b^2 + c^2$	(1.7)
Maksimalt bremsemoment	$M_{br} = F_f \cdot R$	(1.8)
Bevegelseslikning ved konstant akselerasjon/retardasjon	$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot a_{ret} (x_1 - x_0)$	(1.9)

Tabell 4: Fortsettelse

Terminologi	Formel	Indeks nummer
Omgjøring av helningsvinkel i prosent til grader	$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\text{stigning i prosent}}{100} \right)$	(10)
Arbeid	$W = F \cdot s$	(11)
Bevegelseslikning ved konstant akselerasjon/retardasjon	$x_1 = x_0 + \frac{1}{2} (v_0 + v) \cdot t$	(12)
Effekt	$P = \frac{W}{t}$	(13)
Spesifikk varmekapasitet	$Q = c \cdot m \cdot \Delta T$	(14)
Kraftlikning bakkebrems	$K = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{2 \cdot M_{br}}{\mu \cdot D}$	(15)
Trykk	$p = \frac{F}{A}$	(16)
Bremsemoment, lamellbrems	$M_{br} = x_{ant} \cdot \mu \cdot F \cdot R_m$	(17)
Normalkraft, trommelbrems	$N_1 = N_2 = \frac{K \cdot a}{\frac{a}{2} - \mu \cdot b}$	(18)
Bremsemoment, trommelbrems	$M_{br} = 2 \cdot R \cdot \mu \cdot N$	(19)
Bremsemoment, skivebrems	$M_{br} = 2 \cdot \mu \cdot F \cdot r$	(20)
Tillatt spenning, aluminium	$\sigma_{till.al} = \frac{R_{p0,2}}{1,5}$	(21)
Tillatt spenning, stål/syrefast	$\sigma_{till.s} = \frac{R_e}{1,5}$	(22)

Tabell 4: Fortsettelse

Terminologi	Formel	Indeks nummer
Tillatt bruddspenning	$\sigma_{till.s} = \frac{R_m}{1,5}$	(23)
Bøyemoment	$M_b = F \cdot a$	(24)
Bøyespennning	$\sigma_b = \frac{M_b}{W_{n\ddot{o}dv}}$	(25)
Nødvendig tverrsnittsmodule	$W_{n\ddot{o}dv} = \frac{b \cdot h^2}{6}$	(26)
Hulltrykkspenning	$\sigma_h = \frac{F}{A}$	(27)
Jevnførende spenning, Von Mises	$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$	(28)
Tillatt skjærspenning, aluminium	$\tau_{till.al.s} = \frac{R_{p0,2}}{1,5}$	(29)
Effektivt avkjæringsareal	$A_{eff} = 2 \cdot l_{eff} \cdot t$	(30)
Midlere skjærspenning	$\tau = \frac{V}{A}$	(31)
Avskjæringskapasitet i skruer	$F_{v.Rd} = \frac{0,6 \cdot R_m \cdot A}{\gamma_{M2}}$	(31)
Momentlikning for tiltrekkingsskruer	$M_{tot} = M_v + M_s$ $= (F \cdot r_m \cdot \tan(\epsilon_1 - \varphi)) + (\mu' \cdot F \cdot r'_m)$	(32)
Middelradius, gjenger	$r_m = \frac{d_2}{2}$	(33)
Friksjonsvinkel, gjenger	$\tan \epsilon_1 = \frac{\mu}{\cos \alpha}$	(34)
Stigningsvinkel, gjenger	$\tan \varphi = \frac{P_{st}}{\pi \cdot d_2}$	(35)

Tabell 4: Fortsettelse

Terminologi	Formel	Indeks nummer
Momentlikning for konusbremser	$M_{br} = \frac{F \cdot \mu \cdot (R_1 + R_2)}{2 \cdot \sin \alpha}$	(36)
Nominell middelspenning	$\sigma_{nm} = \frac{\sigma_{b.maks} + \sigma_{b.min}}{2}$	(37)
Nominell amplitudespenning	$\sigma_{nm} = \frac{\sigma_{b.maks} - \sigma_{b.min}}{2}$	(38)
Overflatefaktor, dynamisk belastning	$C_F = 1 - 0,22(\log R_a)^{0,64} \cdot \log 800$ $+ 0,45(\log R_a)^{0,53}$	(39)
Sikkerhet mot utmatting	$FS = \frac{FH}{FG}$	(40)
S-N kurve	$N_c = N_d = C \cdot \Delta\sigma^{-m}$	(41)
Miner Palmgrens' delskadehypotese	$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \leq 1$	(42)

2 BESKRIVELSER

2.1 Arbeidsplan

Tabell 5: Forenklet arbeidsplan med foreløpige oppgaver fra måned til måned.

Oppgave	Januar	Februar	Mars	April	Mai
Grunnlagsteori	■	■			
Tidligere arbeider		■	■		
Vurdere konsepter			■	■	
Prosjektmøte				■	
Håndberegninger		■	■	■	
Konstruere løsningsforslag			■	■	■
Prosjektmøte				■	
Modellere ferdig løsning				■	
Kostnad og materialberegning				■	
Prosjektmøte				■	
Renderte bilder av løsning				■	■
Framstilling av forenklet prototyp?				■	■
Redigering av skrivearbeidet		■	■	■	■
Slutføring av rapporten					■

2.2 Kravspesifikasjoner

2.2.1 Metriske grensespesifikasjoner, variasjonsbredde

Siden målet er å lage et standardisert hjul som passer til alle standardiserte rulleski, er det viktig at hjulet holdes innenfor gitte dimensjoner. De vanligste hjuldiameterene som brukes i dag er 70, 100 og 150mm. 70mm hjulene brukes på klassisk ski, disse er 45mm brede og har ingen felg, da gummien går helt ned til lageret. 100mm- hjulene brukes på skøyteski, er 24mm brede og har i de fleste tilfeller aluminiumsfelg. De største hjulene er på 150mm og har som regel luftfylte dekk. Ski med denne hjuldiameteren brukes til skøyting og kan også brukes på ujevnt underlag, som for eksempel grusvei.

Skøytehjul

Da skøyting er den vanligste treningsformen på rulleski, faller det naturlig i første omgang å tilpasse bremsesystemet dimensjonene til et skøytehjul.

Hjulene kommer i forskjellige hardheter, kl.1, kl.2 og kl.3. Hvert av hjulene gir forskjellig friksjon mot underlaget. De forskjellige hardhetene gir utslag når det gjelder rullemotstand og veigrep. I regnvær velger mange å benytte et kl.3 hjul som gir et bedre veigrep, men som gir større rullemotstand. Mange velger også et mykere hjul dersom de ønsker større treningsutbytte.

Ønsker man derimot en rask ski velger man et hardere hjul, kl.1.

Ved beregning av bremsemomentet er det helt vesentlig å vite friksjonsfaktoren til disse hjulene.

Diameter = 100mm

Bredde = 24mm



Figur 6: Swenor skatehjul.[2].

Skøyteski

Skien som vil benyttes som referanse i oppgaven er av typen Swenor skate. Stammen er et enkelt aluminumsprofil med utskjæring i begge ender for å få plass til hjulene. For at skien skal bli stabil er stammen "knekt" like bak hjulene slik at tyngdepunktet blir lavere.

Swenor skate som er vist på figur 6, er 580mm lang og veier ca. 700g (uten binding).



Figur 7: Swenor skate skøyteski. Skien benyttes som referanse i oppgaven.[2].

2.2.2 Egenskaper

Dette avsnittet tar for seg det som maksimalt kan utnyttes av bremsesystemet. Beregningene sier ikke noe om bremsen i seg selv, men gir en konservativ rettleddning av retardasjon og bremsemoment målt mot de menneskelige forutsetningene. Videre tar avsnittet for seg stopplengde, maksimal hastighet, effekt og menneskelige mål.

Menneskelige mål

I denne oppgaven brukes mannen som en indikator på de menneskelige målene. Dette har ingen annen begrunnelse enn at mannen i snitt er både høyere og tyngre enn kvinnen. Det er med andre ord rimelig å si at brems-/motstandssystemet på denne måten må fungere ved det verst tenkelige tilfelle.

Tabell 6: Gjennomsnittlige mål for en mann hentet fra boken "The Measure of Man and Woman Revised Edition", [8].

Gjennomsnittlige dimensjoner for en mann			
	Vekt [kg]	Høyde [m]	Tyngdepunkt [m]
Største ytterpunkt	111,2	1,920	1,061
Middelverdi	78,4	1,755	0,963
Minste ytterpunkt	45,6	1,590	0,869
Beregningsgrunnlag	100,0	-	1,000

Verdiene i tabell 6 gir en pekepinn på hvilket mål som må benyttes ved kartlegging av kravene som stilles til bremsen. I boken "The measure of man and woman revised edition" er de menneskelige målene basert på statistiske data etter en standard normalfordeling. For enkelhets skyld og for å være på den konservative siden, er det valgt å benytte mål som ligger omtrent midt i mellom middelverdi og største ytterpunkt.

Bevegelsesmønster ved retardasjon

Tabell 7: *Bildeserie av en papirmodell som er laget ut i fra gjennomsnittlige mål hos en mann. Modellen gir et innblikk i bevegelsesmønsteret ved retardasjon.*



Bilde skal illustrere løperen i en utforkjøring. Hockeystilling inntas slik at luftmotstanden blir mindre. Når bremsing skal foretas, reiser løperen seg opp.



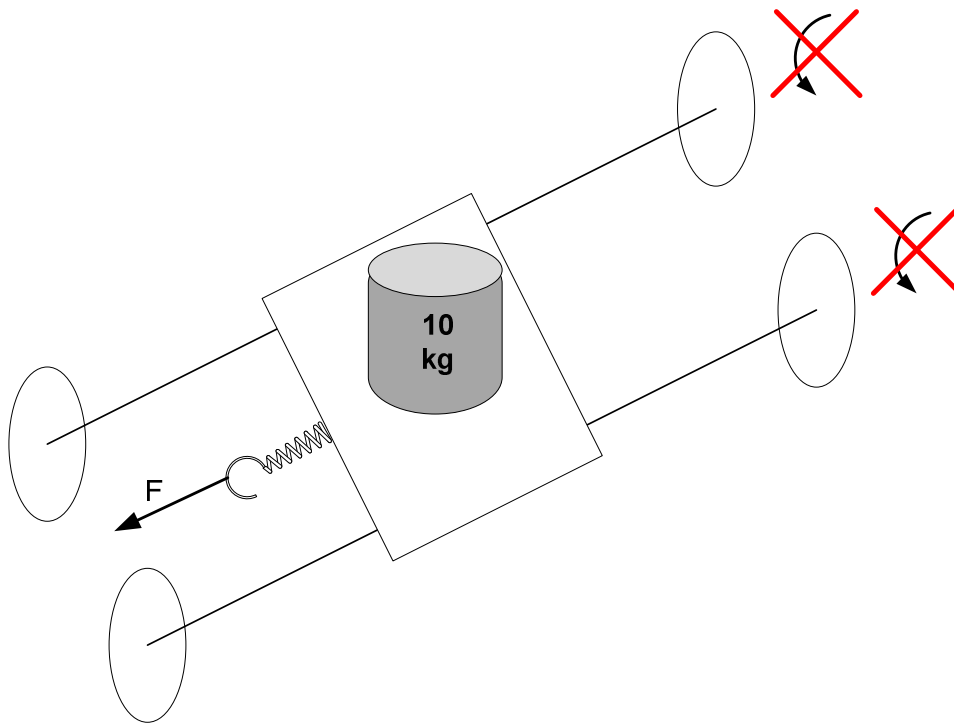
Ved å plassere det ene bene litt foran det andre vil løperen oppnå større stabilitet ved bremsing. Dette gjelder også dersom underlaget er ujevnt. Retardasjon gir en ekstra komponent i for form av tyngdepunktsforflytning. Denne komponenten motvirkes ved å lene seg bakover.



Ved ytterligere bremsekraft blir vil løperen lene seg enda lenger bakover. Også her for å motvirke tyngdepunkts forflytningen. Når retardasjonen opphører, altså ved stillstand eller ved konstant hastighet vil løperen være i likevekt i oppreist stilling.

For å gjøre likevektsbetraktningen enklere å beregne velges oppbremsing kun på en ski. Dette kan også være tilfelle dersom løperen er i ubalanse når bremsingen inntreffer. Dersom en på teoretisk grunnlag sier at hele tyngden til løperen går kun gjennom bakhjulet vil en kunne oppnå maksimal bremseffekt (på sykkel ville dette bli kalt en "wheelie"). I prinsippet vil dette si at det fremre hjulet har null tyngde.

Følgende forsøk er gjort for å finne friksjonskraften:



Figur 8: Oppsett ved test av friksjon mellom hjul og asfalt. Hjul med diameter på 100mm og hardhet kl.3 er benyttet. Skiene er av typen Swenor Skate.

På grunn av forutsetningene for forsøket, er kun statisk friksjon målt. To ski er satt sammen med aluminiumsprofiler og klemmer. En last er plassert oppå aluminiumsprofilene. Alle komponenter som er benyttet, er veid, og har en totalvekt på 10 kg. De to bakerste hjulene er blokkert slik at de ikke kan rotere. For å måle kraften blir en fjærvekt (fiskevekt) benyttet. Alle målinger er gjort ved en lufttemperatur på 15 °C, det legges derfor vekt på at andre resultater kan forekomme ved målinger gjort i andre temperaturer. Dersom hjulene er varme, ved for eksempel endt treningstur, vil friksjonskraften bli større enn den som beregnes her.

For å få et så nøyaktig resultat som mulig, er kraften F regnet ut som et gjennomsnitt av 10 forsøk. Videre blir rullemotstanden undersøkt når bakhjulene kan rotere fritt, slik som forhjulene.

Tabell 8: Målte verdier ved test av friksjon.

Forsøk	Vekt [kg]
Alle hjul roterer fritt	0,2
Forsøk	Vekt [kg]
1	5
2	5,1
3	5,2
4	5,15
5	5,12
6	5,3
7	5,1
8	4,8
9	5,3
10	5,2
Gjennomsnittlig vekt	5,127 kg

Tabell 9: Vekt av komponenter benyttet i forsøket.

	Komponenter	Vekt [g]
Last	1	3 008
	2	930
	3	1 008
Komponenter brukt til innfesting	4	113
	5	113
	6	1 374
	7	1 035
	8	497
	9	48
Skiene	10	898
	11	901
Sum last		10 005

Finner først rullemotstanden med en last på 10 kg, benytter samme formel som for friksjonskraft:

$$F_{rulle} = f_R \cdot N \Rightarrow f_R = \frac{F_{rulle}}{N} = \frac{0,2 \cdot 9,81}{10 \cdot 9,81} = 0,02 \quad (1.1)$$

Det skal sies at koeffisienten μ_{rulle} kan variere noe med økende last, fordi hjulet vil komprimeres mer. Område som er i kontakt med asfalten vil da bli større.

Finner så friksjonskoeffisienten ved låste bakhjul:

$$F_f = f_R \cdot N_{foran} + \mu_f \cdot N_{bak} \Rightarrow \mu_f = \frac{F_f - (f_R \cdot N_{foran})}{N_{bak}} \quad (1.1)$$

$$\mu_f = \frac{(5,127 \cdot 9,81) - (0,02 \cdot 5 \cdot 9,81)}{5 \cdot 9,81} \approx 1$$

Den beregnede friksjonskoeffisienten brukes videre til å gjøre rede for bevegelsesmønsteret til løperen ved retardasjon.

$$a_{ret.maks} = \mu_f \cdot g = 1 \cdot 9,81 = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (1.6)$$

Brems på bakhjulet:

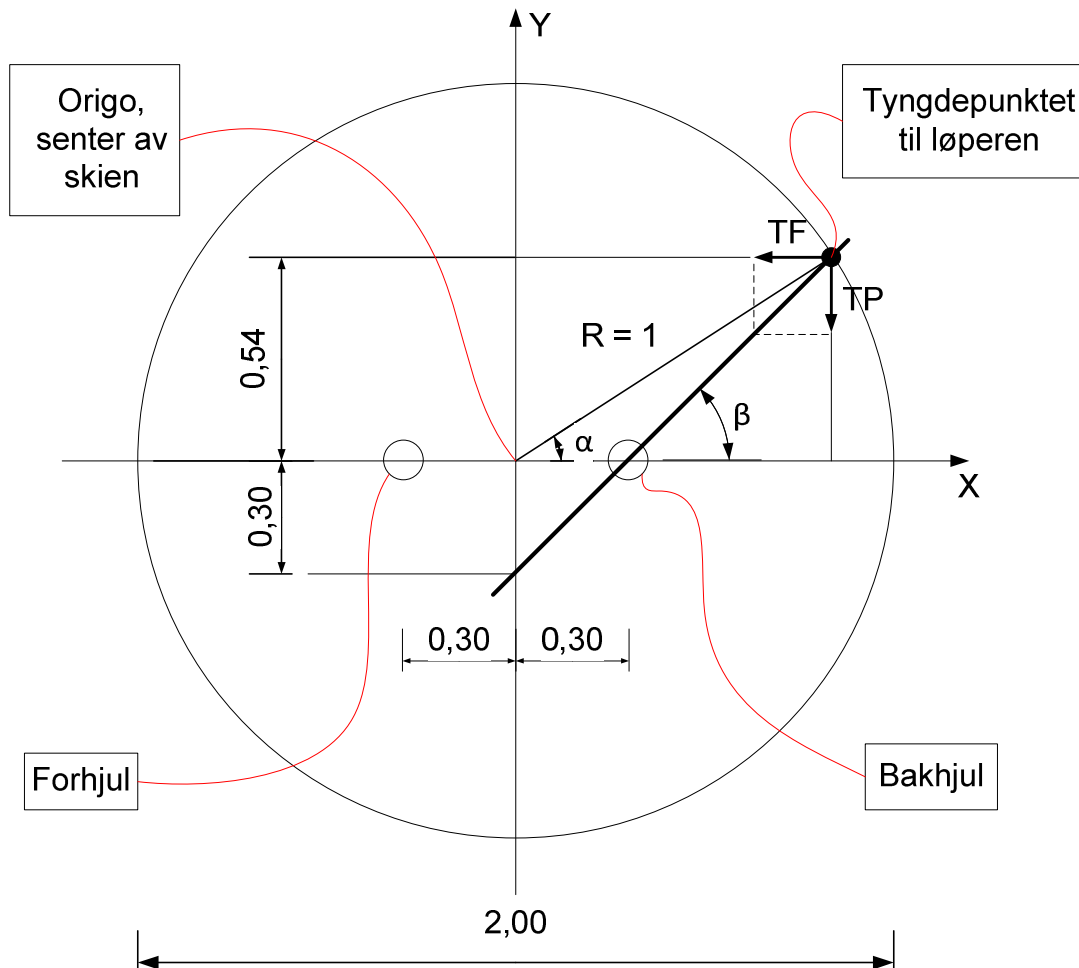
Dersom løperens tyngdepunktsforskyvningens- og tyngdepunktets komponent er i likevekt, vil bakhjulet ta opp hele tyngden. Siden den maksimale retardasjonen allerede er gitt, utgjør forholdet mellom disse, vinkelen:

$$\beta = \tan^{-1} \frac{9,81}{9,81} = 45^\circ \quad (1.7)$$

TP = tyngdepunktets komponent = $m \times g$

TF = tyngdepunkts forflytning = $m \times a$

Følgende grafiske betraktning kan gjøres da vinkelen β , avstanden fra skiskoen til bakhjulet, samt skjæringspunktet til linjen med vinkel β og y-aksen er kjent. Sirkelens radius er 1m, da dette er plasseringen på tyngdepunktet ved oppreist posisjon (viser til tabell 6).



Figur 9: Grafisk fremstilling av tyngdepunkt ved retardasjon med brems i bakhjulet.

Selv om det virker urealistisk med en retardasjon på $9,81 \text{ m/s}^2$, beregnes vinkelen α mellom løperen og horisontalplanet.

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{0,54}{1} = 32,7^\circ \quad (1.7)$$

En vinkel på $32,7^\circ$ mellom løper og horisontalplanet er lite sannsynlig da de fysiske forutsetningene til oss mennesker setter begrensninger.

Nå som den maksimale retardasjonen er statuert som et eksempel, virker det mer fornuftig å bestemme en vinkel mellom løper og horisontalplanet. Deretter kan en finne retardasjonen som må til for at det skal være likevekt mellom tyngdepunktets forskyvning og tyngdens komponent, om rotasjonspunktet (bakhjulet).

Forutsetter at den maksimale vinkelen α , mellom løper og horisontalplanet begrenses til 60° . Tyngdepunktet vil få følgende koordinater i forhold til bakhjulet.

Hypotenusen = $R = 1 \text{ m}$

x-retning:

$$\cos 60^\circ = \frac{x}{1} \Rightarrow x = \cos 60^\circ \cdot 1 = 0,5\text{m} \quad (1.7)$$

Det vil si at avstanden i x-retning, fra bakhjulet til tyngdepunktet blir:

$$x' = 0,2\text{m}$$

y-retning:

$$\sin 60^\circ = \frac{h}{1} \Rightarrow h = \sin 60^\circ \cdot 1 = 0,87\text{m} \quad (1.7)$$

Akselerasjonen kan nå beregnes med utgangspunkt i forholdet mellom tyngdepunktets komponent, og tyngdepunktsforskyvningens komponent.

For å finne den nye vinkelen β , beregnes avstanden r , mellom bakhjulets senter og tyngdepunktet.

Pytagoras setning gir følgende:

$$r = \sqrt{0,2^2 + 0,87^2} = 0,89\text{m} \quad (1.7)$$

Vinkelen β , mellom r og horisontalplanet blir da:

$$\beta = \cos^{-1} \frac{0,2}{0,89} = 77^\circ \quad (1.7)$$

Retardasjonen som følge av likevekt og den nye vinkelen β , kan nå beregnes

$$\tan 77^\circ = \frac{TF}{TP} = \frac{m \cdot g}{m \cdot a_{\text{ret}}} = \frac{g}{a_{\text{ret}}} \Rightarrow a_{\text{ret}} = \frac{g}{\tan 77^\circ} = \frac{9,81}{\tan 77^\circ} = 2,26\text{m/s}^2 \quad (1.7)$$

Brems på forhjulet:

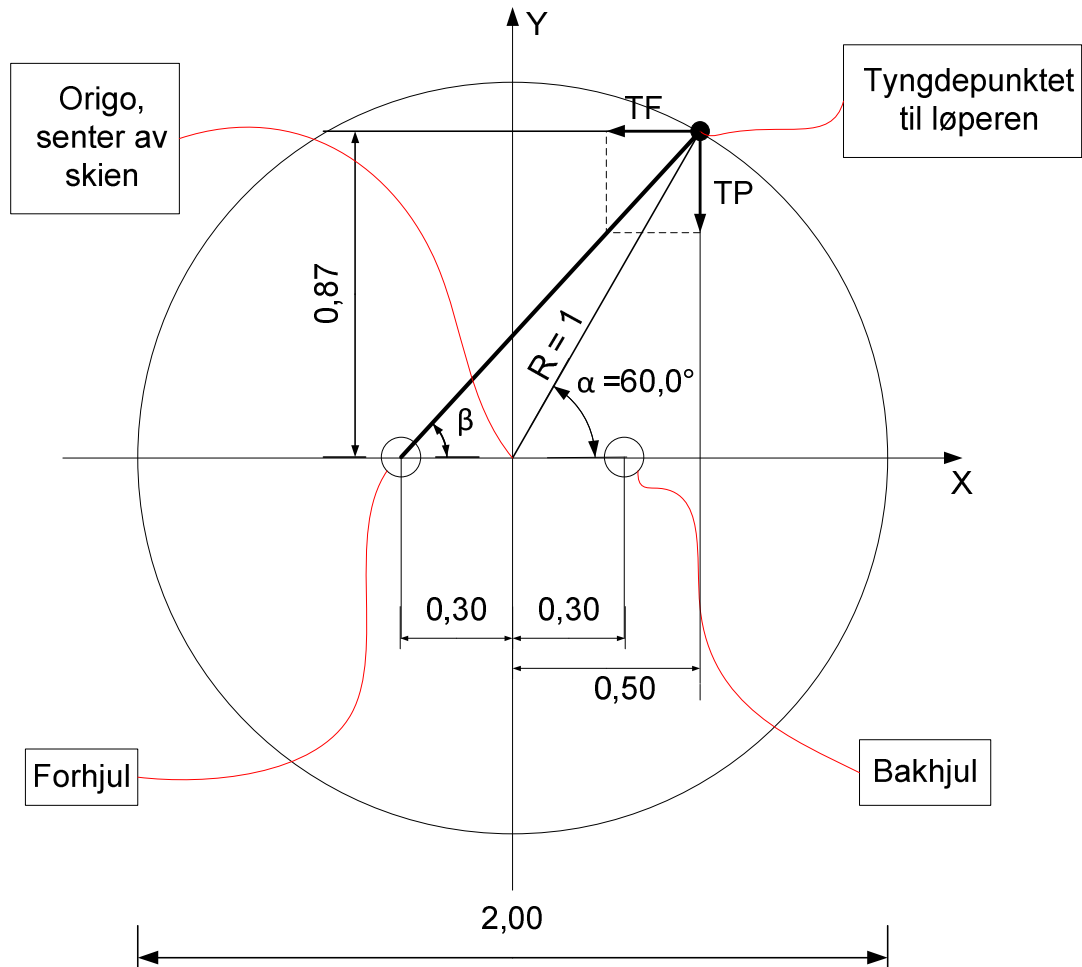
Frem til nå er den maksimale retardasjonen basert på brems av bakhjulet. I teorien er det gunstigere å bremse forhjulet da tyngden på dette hjulet øker med økende retardasjon. Når det er sagt må man stille høyere krav til sikkerhet dersom bremsen skal plasseres i forhjulet.

Den korte akselavstanden sammenliknet med høyden til løperens tyngdepunkt, vil kunne resultere i at det fremste hjulet blir et rotasjonspunkt ved for hard bremsing. Dette kan sammenliknes med å låse forhjulet på en tråsykkel, man stuper kort sagt over styre.

Beregningene er satt helt på spissen, fordi det blir satt som en forutsetning at vinkelen mellom løperen og horisontalplanet opprettholdes. Man kan uansett ikke forvente dette av alle rullerløpere, tiltak som for eksempel ABS (anti block system) er derfor å anbefale. Dette er også gunstig dersom man må bremse på våt asfalt, da det hindrer forhjulet i å skli.

Etter ønske fra oppdragsgiver vil bremsen plasseres i bakhjulet, men for å undersøke om retardasjonen som følge av likevekt blir større, gjøres tilsvarende beregning som for bakhjulet.

Forutsetter fortsatt at vinkelen α , mellom løper og horisontalplanet er maksimalt 60° .



Figur 10: Grafisk fremstilling av tyngdepunkt ved retardasjon med brems i forhjulet.

For å kunne beregne den teoretiske retardasjonen må vinkelen β beregnes:

$$\beta = \tan^{-1} \frac{0,87}{0,3 + 0,5} = 47,4^\circ$$

Retardasjonen som følge av likevekt og vinkelen β , kan nå beregnes

$$\tan\beta = \frac{TP}{TF} = \frac{m \cdot g}{m \cdot a_{ret}} = \frac{g}{a_{ret}} \Rightarrow a_{ret} = \frac{g}{\tan\beta} = \frac{9,81}{\tan 47,4^\circ} \approx 9 \text{ m/s}^2$$

Ved hjelp av de grafiske fremstillingene er det nå mulig å se hvor stor retardasjon teoretisk kan bli dersom bremsen plasseres i bakhjulet, eller forhjulet.

Ser at dersom bremsen virker på det fremste hjulet vil løperen kunne retardere tilnærmet fire ganger så raskt, forutsatt at vinkelen α , på 60° opprettholdes.

Bremsemoment

Bremsemomentet kan defineres som produktet av friksjonskrefter som kommer fra påført kraft, og avstanden mellom punktet hvor kraften blir påført og rotasjonsaksen til hjulet [9]. I beregningene som er gjort med hensyn på tyngdeoverføring, ble det antatt at det bremsende hjulet (bakhjulet) bærer 100 % av tyngden. Den samme antakelsen vil bli benyttet for utregning av det maksimale bremsemomentet.

Regner først ut friksjonskoeffisienten ved en retardasjon på $2,26 \text{ m/s}^2$.

$$a_{ret} = \mu \cdot g = 2,26 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \Rightarrow \mu = \frac{2,26}{9,81} = 0,23$$

Regner så ut den største friksjonskraften på bakgrunn av friksjon mellom hjul og underlag, og tyngden hjulet belastes med.

$$F_f = 0,23 \cdot 1000\text{N} = 230\text{N} \quad (1.1)$$

Siden et skatehjul skal benyttes vil en radius på $0,05\text{m}$ benyttes for beregning av bremsemomentet.

$$M_{br} = 230 \cdot 0,05 = 11,5\text{Nm} \quad (1.8)$$

Stopplengde

Stopplengden og tiden det tar før hjulene på skiene står i ro, avhenger av flere faktorer deriblant, hastighet, retardasjon, reaksjonstid, responstid, etc. I dette eksempelet tas det kun hensyn til den antatt maksimale hastigheten og den maksimale retardasjonen. Som en ren antagelse samt diskusjon med rulleski løpere, settes den maksimale hastigheten til $13,88 \text{ m/s}$ (50 km/h).

Ved bremsing av bakhjulet:

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot a_{ret} (x_1 - x_0) \Rightarrow x_1 = \frac{v_0^2}{2 \cdot a_{ret}} = \frac{13,88^2}{2 \cdot 2,26} \approx 42,7\text{m} \quad (1.9)$$

$$v = 0$$

$$v_0 = 13,88 \text{ m/s} \text{ (} 50 \text{ km/h)}$$

$$a_{ret} = 2,26 \text{ m/s}^2$$

Den utregnede bremselengden avhenger av at friksjonen mellom hjul og underlag opprettholdes. I regnvær eller på våt asfalt vil stopplengden bli lenger som følge av en lavere friksjonskoeffisient og dermed lavere friksjonskraft.

Effekt

Den momentane bremseeffekten kan beregnes ut i fra det største bremsemomentet og den maksimale hastigheten.

$$P = M_{br} \cdot \omega \quad (1.3)$$

$$v = \omega \cdot R \Rightarrow \omega = \frac{v}{R} = \frac{13,88}{0,05} = 277,6 \text{ rad/s} \quad (1.4)$$

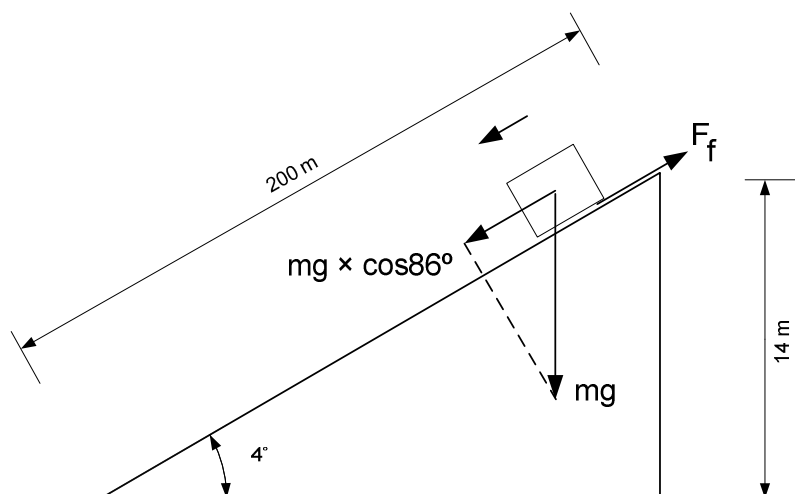
$$\omega = 2\pi \cdot n \Rightarrow n = \frac{277,6}{2\pi} = 44,18 \text{ o/s} \Rightarrow 2651 \text{ o/min} \quad (1.5)$$

$$P = 11,5 \cdot 277,6 \approx 3,2 \text{ kW} \quad (1.3)$$

Det skal sies at den utregnede effekten er ved en gitt fart og et gitt bremsemoment. Effekten på 11,1 kW gjelder derfor bare et kort øyeblikk, derav momentan bremseeffekt.

Siden effekten som genereres omdannes til varme, blir det gjort et regneeksempel på hvor høy temperaturen blir ved for eksempel bremsing i en bakke. Det er viktig at temperaturen ikke medfører "fading" (forklares senere i avsnitt om fading) eller overstiger smeltetemperaturen til bremsebelegget.

Setter opp et scenario rulleraskiløpere kan komme ut for, for å se hva temperaturen blir. Velger å benytte gummi som friksjonsbelegg, tilsvarende bremseklosser på en tråsykkel.



Figur 11: *Et legeme beveger seg nedover et skråplan med helningsvinkel lik 4°, høydeforskjellen er 100 m.*

Rulleskiløperen skal holde konstant fart i utforkjøringen. Hastigheten settes til 30 km/t. Ser bort i fra luftmotstand og rullemotstand i dette eksempelet (konservativt fordi friksjonskraften blir større).

Helningsvinkelen på 4° tilsvarer en helning på 7 %, noe som er forholdsvis bratt på norske veier. Helningsvinkelen angitt i prosent beskriver helningen i meter pr. 100 meter horisontal forflytning.

Vinkelen α , på 4° er beregnet ut i fra følgende formel:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\text{stigning i prosent}}{100} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{7}{100} \right) = 4^\circ \quad (10)$$

Her angir 100 % helning en stigningsvinkel på 45°

Siden hastigheten er konstant, blir friksjonskraften lik tyngdens komponent i fartsretningen.

$$F_f = m \cdot g \cdot \cos 86^\circ = 100 \cdot 9,81 \cdot \cos 86^\circ = 68,4 \text{ N} \quad (1.2)$$

Arbeidet W , som blir utført over distansen blir følgende:

$$W = F_f \cdot s = 68,4 \cdot 200 = 13680 \text{ J} \approx 13,7 \text{ kJ} \quad (11)$$

Her er:

s = strekning i meter

For å finne effekten må tiden, t det tar å kjøre 200 meter med konstant fart beregnes. Benytter bevegelseslikningen for strekning, til å beregne tiden.

$$x_1 = x_0 + \frac{1}{2}(v_0 + v) \cdot t \quad (12)$$

$$\Rightarrow t = \frac{x_1}{\frac{1}{2}(v_0 + v)} = \frac{200 \cdot 2}{8,33 + 8,33} = 24 \text{ s}$$

Den utviklede effekten blir da:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{13,7 \cdot 10^3}{24} = 570,83 \text{ W} \quad (13)$$

Ved å benytte formelen for spesifikk varmekapasitet c , kan temperaturen på felgen i bunnen av bakken beregnes

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T = c \cdot m \cdot (T_{bunn} - T_{topp}) \quad (14)$$

Her er:

$$Q = W$$

m = massen til felgen i kg

ΔT = temperaturdifferansen fra toppen av bakken til bunnen av bakken

$$c = 897 \text{ J/kg}\times\text{K}$$

Temperaturen på toppen av bakken $T_{topp} = 20^\circ = 293,15 \text{ K}$

Løser likningen med hensyn på T_{bunn} og får

$$T_{bunn} = \frac{Q}{c \cdot m} + T_{topp} = \frac{13,7 \cdot 10^3}{897 \cdot 0,145} + 293,15 = 398,48 \text{ K}$$

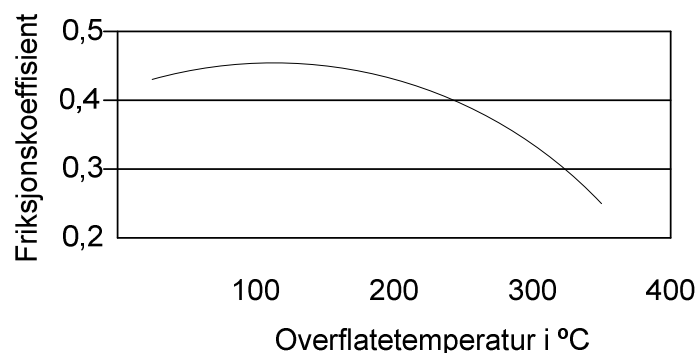
I grader $^\circ\text{C}$ blir temperaturen følgende:

$$398,48 - 273,15 = 125,33 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperaturen er akseptabel fordi de aller fleste materialer har smeltetemperatur langt over dette. Et eventuelt bremsebelegg må i tillegg til å tilfredsstille krav om friksjon, også tåle temperaturen som oppstår.

Fading

Lite friksjonsareal vil gjøre bremsen sårbar med hensyn på varmeutvikling. For friksjonsbelegg av asbestmasse eller av sintermateriale er μ mellom 0,35 og 0,45. Friksjonen er noenlunde konstant opp til 200 – 300 $^\circ\text{C}$, men avtar med stigende temperatur over dette. Temperaturmålinger bør derfor foretas på en eventuell prototyp.



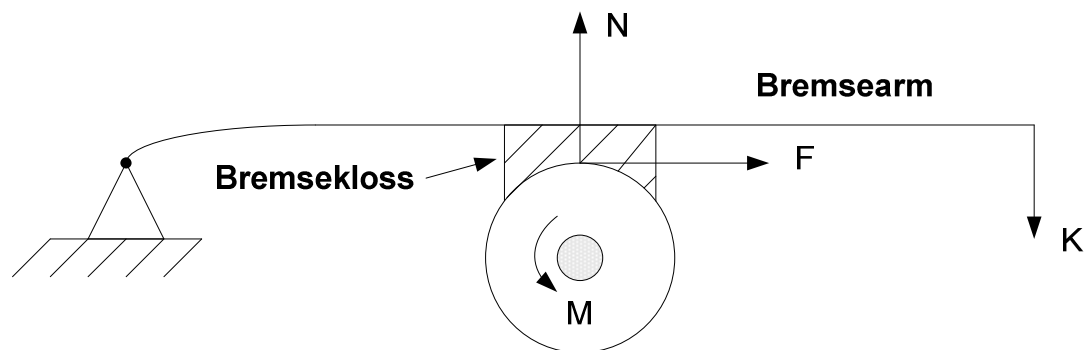
Figur 12: *Friksjonskoeffisienten som funksjon av temperaturen for et asbestbasert friksjonsmateriale type MR 41 (Ferodo). [10].*

2.3 Eksisterende produkter

2.3.1 Bremsler

Bakkebrems

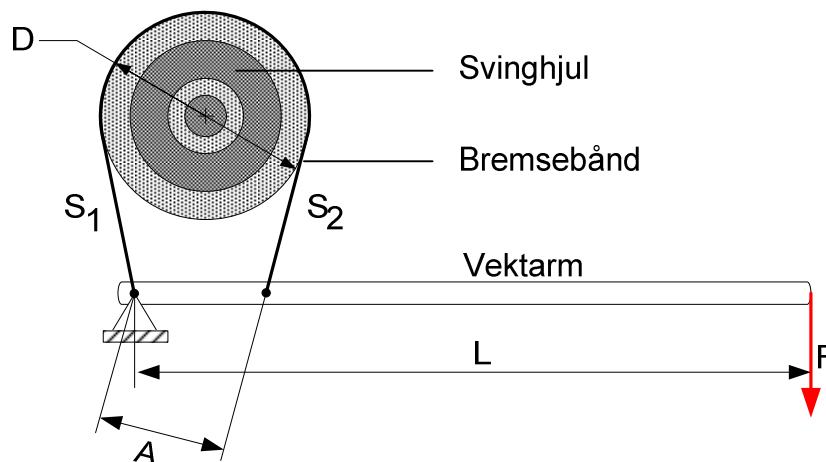
En bakkebrems har én eller fler bremsebakker som presses mot utsiden av en bremsetrommel. Denne enkle bremsen gir samme bremsemoment i begge dreieretninger, forutsatt at opplagerpunktet ligger på angrepsflatens tangent. Det er nettopp dette systemet som benyttes på dagens rullleski med brems. Her virker bremseklossen direkte på gummien på hjulet. Ulempen med dette systemet er at størrelsen blir relativt stor.



Figur 13: Enkel bakkebrems.

Båndbrems

Båndbremsen fungerer ved at en reim strammes rundt et roterende hjul/bremsetrommel. For en gitt kraft F gir en båndbrems større bremsemoment enn en bakkebrems. Men dette gjelder vel og merke bare i den ene dreieretningen. Båndvinkelen varieres med hensyn på bremsekraft og rotasjonsretning på hjulet. [10]



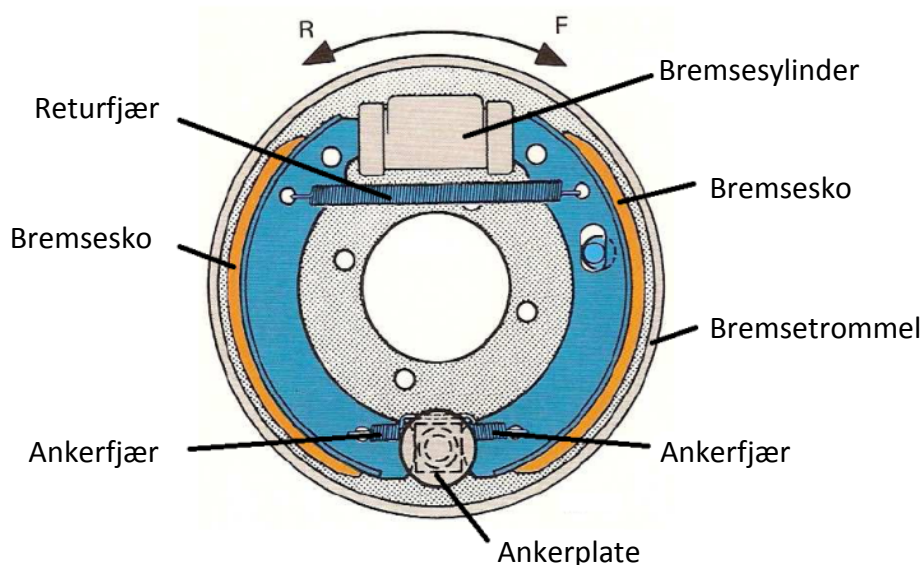
Figur 14: Enkel båndbrems, også kalt differensialbrems.

Trommelbrems

Trommelbremsene fungerer som bakkebremsene, bortsett fra at bremseklossene er plassert på innsiden av bremsetrommelen. Prinsipielt består trommelbremsen av to bremsesto, en bremseylinder, fjærer og en bremsetrommel. På biler er det i tillegg en håndbrekkmekanisme og en justeringsmekanisme. Den største forskjellen mellom de ulike måtene å konstruere en trommelbrems på, er bremsefaktoren. En ekspanderende kraft S som er lik for begge sto, presser stoene mot trommelen. Normalkraften som da oppstår resulterer i en friksjonskraft U mellom bremsebelegg og trommel. Denne friksjonskraften gir et moment på skoen, slik at den venstre skoen (gitt dreieretning R , se figur 15) blir trykt hardere mot trommelen. Skoen blir kalt påløpende sko, eller primærsko. Skoen har et såkalt selvpåtrekk. Den høyre skoen får et moment som reduserer normalkraften, og dermed også friksjonskraften. Denne skoen kalles avløpende sko, eller sekundærsko.

Forholdet mellom friksjonskraften U og den ekspanderende kraften S kalles skofaktoren. For primærskoen er denne om lag tre ganger så stor som for sekundærskoen. Summen av skofaktorene er bremsefaktoren. Dersom bremsekraften er tilnærmet lik for de to skoene vil bremsefaktoren bli nærmere 1. I motsatt tilfelle kan bremsefaktoren øke tilnærmet eksponentielt i takt med økende friksjonsfaktor.

Trommelbremsen har godt selvpåtrekk og god bremseeffekt. Ved at bremsekraften virker selvforsterkende tillater trommelbremsen et mindre stempel enn skivebremsen. Ulempen med stort selvpåtrekk er at bremsen blir veldig følsom ved variasjon av friksjonskoeffisient. Av de forskjellige trommelbremstypene kan nevnes, simplex brems, duplex brems, duoduplex brems, enkel servobrem og duoservo brems. Avsnittet er skrevet fritt etter [11].



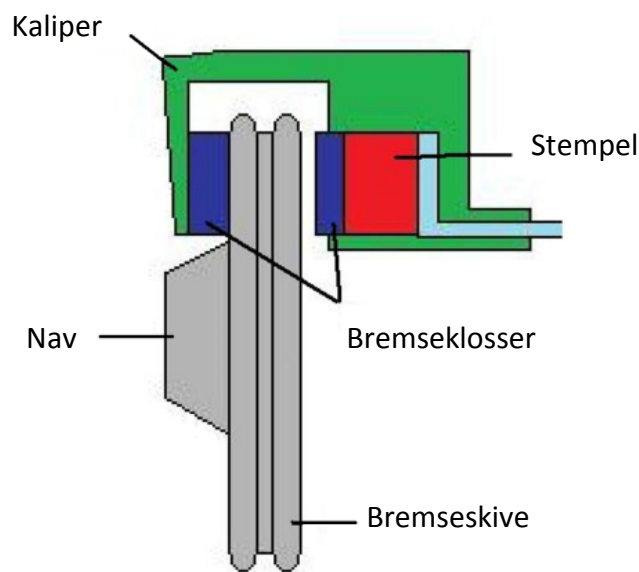
Figur 15: Trommelbrems av typen simplex, [4].

Skivebremser

Skivebremser har et par flate bremseklosser som presses aksialt mot en roterende skive. Hydraulisk overføring av tilsettingskraften er mest brukt, men også mekanisk, pneumatisk og elektrisk overføring benyttes. Til sammenlikning med trommelbremser har skivebremser en del fortrinn. Kjøleevnen er betydelig bedre enn for trommelbremser, dette skyldes dels at den åpne bremsekiven utsettes for luftstrøm ved kjøring. I tillegg er skivebremsen en forholdsvis enkel konstruksjon som er lett å vedlikeholde.

Deformasjon som følge av varmeutvidelse vil ikke ha noen betydning for bremseeffekten. Og siden bremsen ikke har selvpåtrekk er den lite påvirket av fuktighet og variasjoner i friksjonen. Skivebremsen har også noen mindre heldige sider. Selve friksjonsflaten er mye mindre på en skivebrems enn på en trommelbrems, noe som resulterer i at bremsebelegget/bremseklossene må byttes oftere.

Siden bremsen ikke har noe selvpåtrekk er det nødvendig med en mye høyere tilsettingskraft, og for en hydraulisk brems, et høyt trykk. På biler løses dette med en bremskraftforsterker.

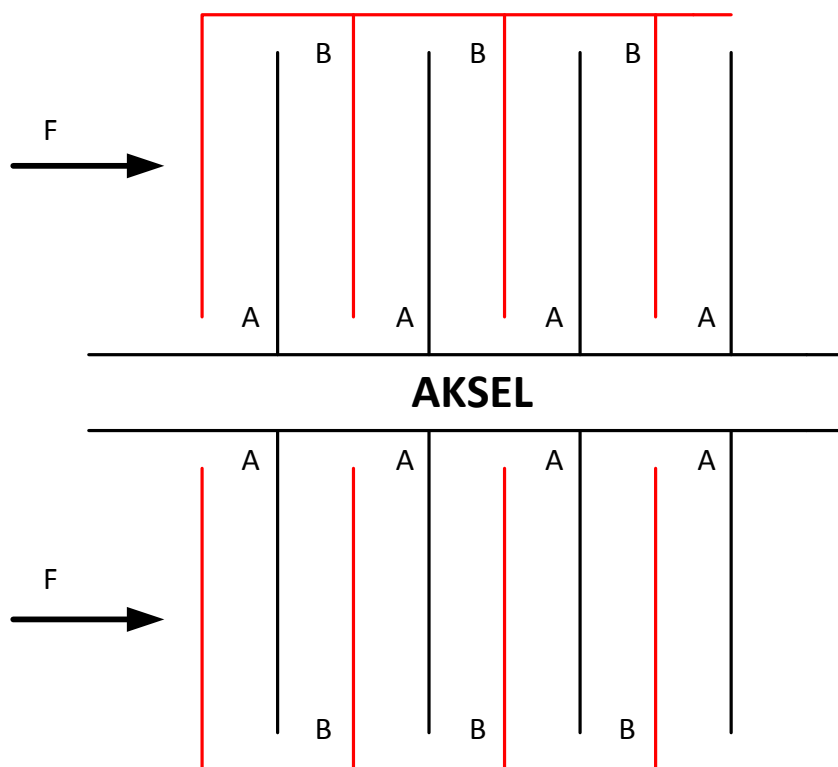


Figur 16: *Hydraulisk skivebrems, [6].*

Lamellbrems

Lamellbremsen virker i prinsippet på samme måte som clutchen på en motorsykkel, hvor momentet overføres ved hjelp av friksjonen mellom to eller flere flater. Forskjellen er at clutchen er i inngrep helt til den belastes, mens lamellbremsen ikke er i inngrep før den blir belastet. Inn- og utkopling av bremsen kan justeres gradvis ved at normalkraften avpasses, dette kan gjøres mekanisk, hydraulisk, pneumatisk eller elektrisk. Siden stempelringen/konusringen kun beveges aksialt vil bremsen ikke ha noe selv påtrekk slik som trommelbremsen. Lamellbremsen har en bremsefaktor på 1, noe som betyr at bremsemomentet på høyre og venstre side er likt. Bremsen løper ofte i en kjølede olje som gir en jevnere yteevne og lenger levetid. Oljen medfører at friksjonen reduseres, men dette kan kompenseres med flere lameller. Når det er sagt kan en uten problem benytte en tørr lamellbrems, forutsatt at bremsebelegget er egnet for høye temperaturer. De fire mest brukte friksjonsbeleggene er sinter, papir, grafitt og karbon. På grunn av lamellbremsens mange friksjonsflater vil man kunne oppnå et stort bremsemoment til tross for liten ytre diameter.

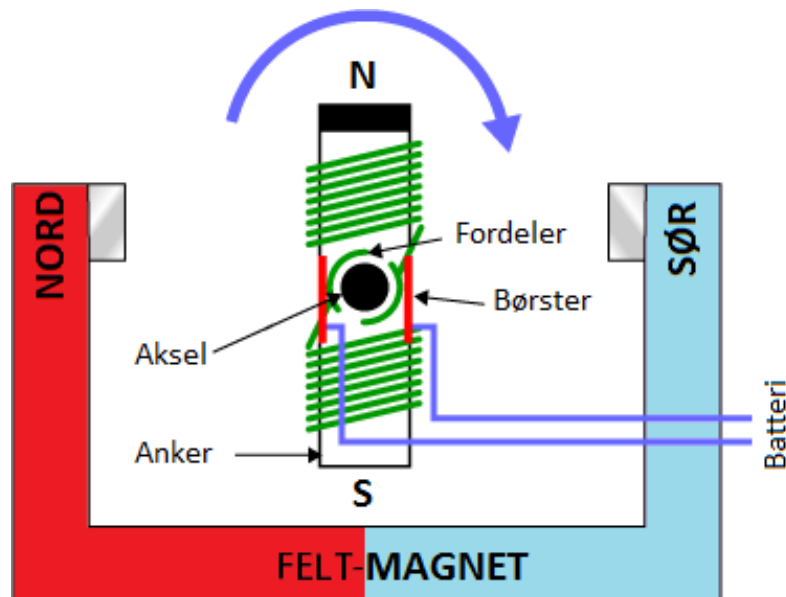
Figuren under viser en enkel prinsippskisse av hvordan en lamellbrems fungerer. En kraft F presser lamellene mot hverandre slik at A og B går i inngrep. A lamellene sitter i en tannkrans i akselen, mens B lamellene sitter i en tannkrans i selve hjulhuset. Både A og B lamellene er flytende slik at de går i inngrep på begge sider.



Figur 17: Prinsippskisse av lamellbrems.

Brems ved bruk av elektromotor som generator

Enkle elektromotorer består av seks deler, anker/rotor, fordeler, børster, aksel, feltmagnet (stator) og DC strømforsyning. Elektromotorer er basert på magneter og magnetisme, der ulike poler tiltrekker hverandre, mens like poler frastøter hverandre. I en elektromotor er disse tiltrekkende og frastøtende kreftene satt i en sirkulær bevegelse. I en slik motor er ankeret en elektromagnet, og feltmagneten er en permanent magnet. Ved tilførsel av strøm på elektromagneten dannes det en Nord- og en sørpol, og den vil begynne å rotere i forhold til feltmagneten [5]. Når motoren benyttes som generator vil mekanisk energi omdannes til elektrisk energi. For rulleskien blir dette i form av en rotasjonsbevegelse. Dette betyr i prinsippet at batteri kan utelukkes. Dersom ankeret sitter fastmontert på akselen vil denne fungere som stator, mens feltmagneten som vil fungere som felg blir da rotor.



Prinsippkisse elektromotor, [5].



Figur 19: *Illustrasjonsbilde av en hub motor til en elektrisk motorsykel. [12].*

2.3.2 Rulleskibremser

Skike

Skike er ikke bare en rulleski, men blir omtalt som en egen allround sport. Skike V07 er robust og er konstruert i aluminium. Denne rulleskien er laget slik at man ikke trenger en egen/spesiell sko for å dra på tur. Innfestingen gjøres med borrelås. Skike V07 har en patentert bremsemekanisme, som i prinsippet fungerer som en bakkebrems. Bremsklossen presses mot hjulet ved å lene leggen bakover. For å oppnå størst mulig bremskraft må en stå med samlede bein ved bremsing. Dette skyldes at det ikke lar seg gjøre å presse begge leggene bakover dersom det ene beinet står foran det andre.

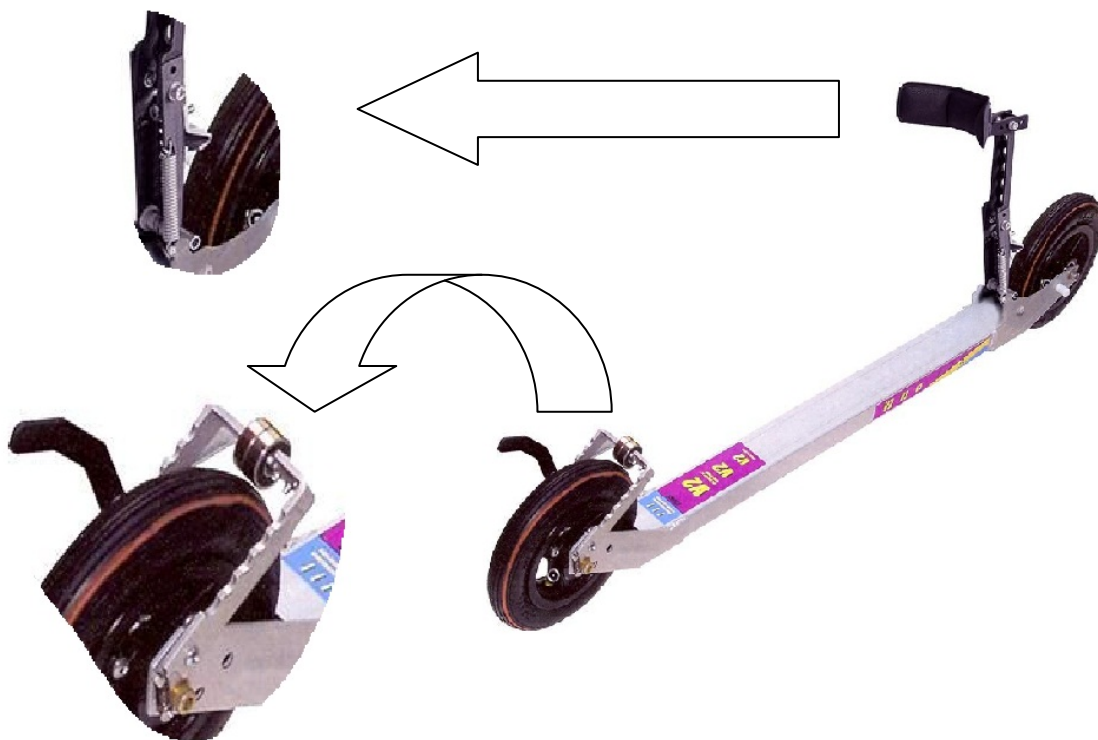


Figur 20: Skike V07, [13].

Skike V07 har en hjuldiameter på 150mm (for voksne), og 125mm (for barn). Den store hjuldiameteren kombinert med luftfylte dekk gjør at skien er godt egnet til bruk på ujevnt underlag. Vekten på disse skiene er på henholdsvis 1,95kg (for voksne) og 1,35kg (for barn), og gjelder per ski. [14]

V2 Aero Skate XL150 S

V2 Aero Skate er en robust rulleski konstruert i aluminium med en bakkebremsløsning på det bakre hjulet. Bremsen fungerer som på Skike V07, ved at man lener leggen bakover. Rulleskien har i tillegg en mekanisme på det forreste hjulet som lar deg regulere rullemotstanden. En arm med et lite kulelager kan spennes med varierende kraft ned mot hovedhjulet, dette resulterer i at skien ruller saktere. Mekanismen justeres manuelt og er helt mekanisk. Skien har luftfylte hjul med diameter på 150mm, tilsvarende Skike. V2 Aero Skate benytter vanlig skibinding, og man trenger derfor skistøvler som passer til den respektive bindingen.



Figur 21: V2 Aero Skate XL150 S, [15].



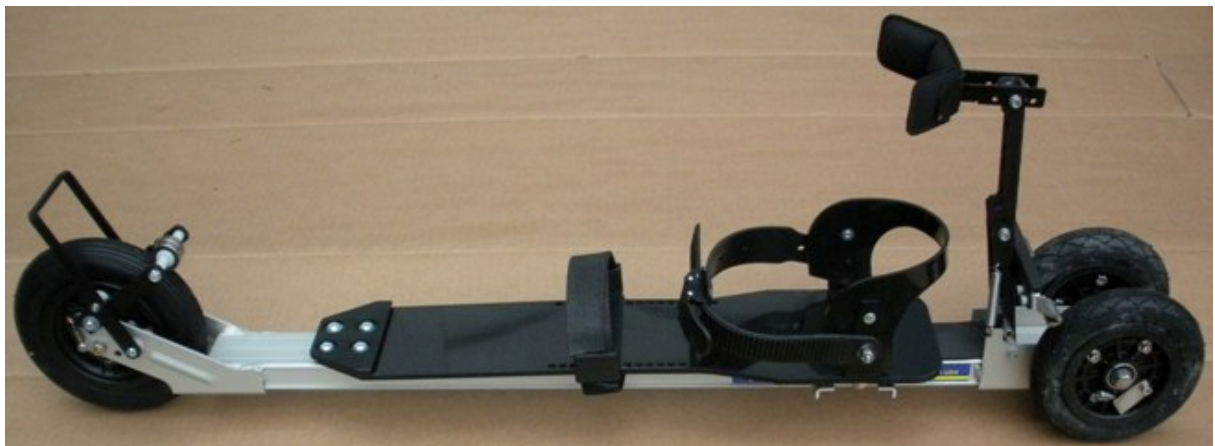
Figur 22: Illustrasjonsbilde av brems, V2 Aero Skate, [16].

V2 Nordixc Classic 125

V2 Nordixc Classic 125 er en ren klassisk rullerulle for bruk både på asfalt og på grus. Skien er konstruert i aluminium og har både brems og motstandssystem. Bremsen fungerer som en bakkebrems hvor en bremsekloss presses mot gummien på hjulet. Motstandssystemet er på lik linje med V2 Aero Skate en enkel mekanisk konstruksjon hvor et lite kulelager presses mot hovedhjulet, også her kan denne motstanden justeres manuelt.

Til V2 Nordixc Classic trenger man ikke benytte skisko, da foten festes med borrelås og en strammemekanisme tilsvarende bindingen på et snowboard.

Skien har for øvrig tre hjul, et foran og to bak, noe som gjør denne skien til en stabil klassisk ski. Det fremste hjulet har en diameter på 150mm, mens de to bakre hjulene har en diameter på 127 mm. Alle hjulene har luftfylte dekk



Figur 23: V2 Nordixc Classic 125, [15].

3 KONSEPTDRØFTING

3.1 Prinsippforslag

Selv om oppgaven går ut på å integrere bremsesystemet i selve hjulet, vil flere bremsemetoder bli vurdert. Det er også aktuelt å se på kombinasjon av flere prinsipper, for eksempel en hybridløsning hvor man kombinerer mekanisk og elektrisk. Uansett er det mest aktuelt å integrere bremsen i hjulet. I det tilfelle er det nødvendig å se nærmere på bruk av generator som brems, samt en form for trommelbrems. Videre vil en kombinasjon av disse bli vurdert, der generatoren gir strøm til en styringsmekanisme for trommelbremsen. På bakgrunn av skøytehjulets lille diameter, kan det være behov for en annen utforming på selve skien. Dette vil bli vurdert, da det åpner for en rekke nye muligheter å angripe problemstillingen på.

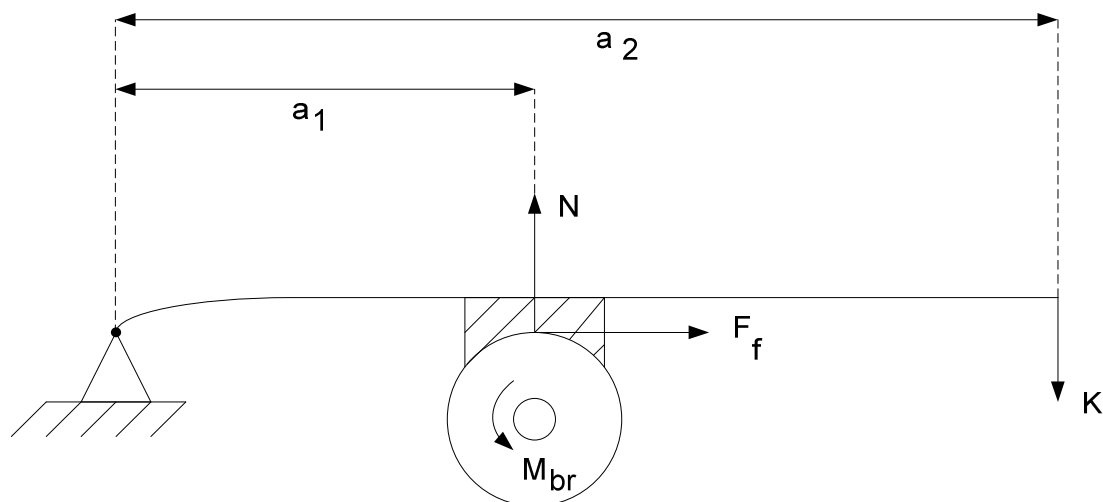
For trommelbremsen vil selve trommelen fungere som felg, hvor dekket eller gummien monteres på utsiden. Når det gjelder generatoren kan både stator og rotor fungere som felg, men dette avhenger av hvordan man velger å konstruere den.



Figur 24: Idéskisse laget av Atle Stubberud v./Soondesign.

3.1.1 Beregningseksempel på eksisterende rulleskibrem

Dagens rulleskibremser har såkalte bakkebrems, det gjøres derfor et beregningseksempel på en slik brems. Figur 25 er en forenkling hvor bremskraften blir beregnet ut i fra et punktformet bremselegemet, og rotasjonsenergi som følge av treghetsmomentet til hjulet blir neglisjert. Målene som benyttes er hentet fra bremsen til V2 Aero.



Figur 25: Prinsippkisse av bakkebrems.

Kraften K, regnes ut ved det maksimale bremsemomentet på 24,5 Nm.

$$K = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{2 \cdot M_{br}}{\mu \cdot D} \quad (15)$$

$$K = \frac{0,05}{0,25} \cdot \frac{2 \cdot 11,5}{0,45 \cdot 0,1} = 102,2\text{N}$$

Her er:

D = diameteren til hjulet = 0,1m

For å kunne oppnå det maksimale bremsemomentet blir løperen/personen nødt til å presse leggen bakover slik at klemkraften mellom leggen og armen til bakkebremsen blir på ca. 10 kg.

Dette beregningseksempel er gjort for å sette en viss standard over hvor store krefter som må til for å oppnå det maksimale bremsemomentet.

3.1.2 Børsteløs generator

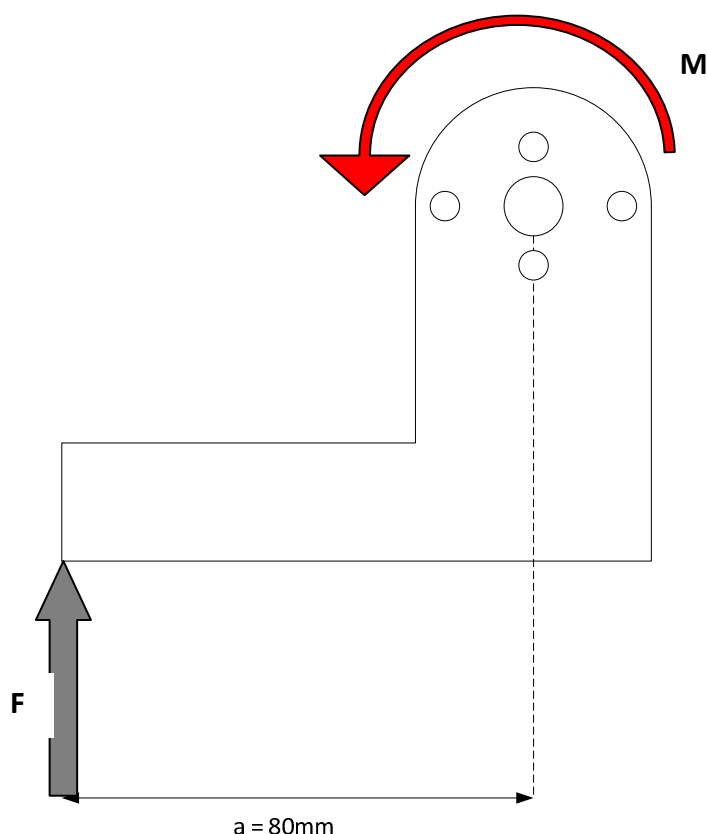
For å få undersøkt virkningen av generatoren (*-e) på en presis måte er det nødvendig å bruke et dataprogram som hele tiden verifiserer effekten med varierende turtall, samt varierende motstand. En enkel og grei måte å gjøre dette på er å benytte en likeretter som gjør om vekselstrøm til likestrøm, slik at man kan benytte kun en variabel motstand. Uten sammenlikning for øvrig trenger man tre variable motstander dersom man unnlater å benytte likeretter. Videre kan man koble kretsen til en datalogger som igjen kobles til en pc (dataprogram). Dersom man lar en arm på generatoren belaste en kraftcelle vil man i tillegg kunne beregne momentet. Programmet vil gi eksakte verdier for strøm (A), spenning (V), turtall (rpm) og moment (Nm). Helt innledningsvis vil det bli gjort tester av generatorene hvor kun turtall og moment vil bli avlest. Dette er først og fremst for å kartlegge hvilket belastningsområde de befinner seg i, men også for å se om de er i nærheten av hva som kreves av bremsen med hensyn på bremsemoment.



Figur 26: Første test av Tornado, børsteløs 3 fase motor/generator.

På figur 16 ser man hvordan den innledende testen av generatoren er gjort. Øverst til venstre er en motor fra Asea som i utgangspunktet skal arbeide i et område mellom 3 – 50 Hz. Motoren er oppgitt å gi et turtall på 2820 rpm ved 50 Hz. Et turtall på 2992 rpm er blitt målt med tachometer (turtallsmåler), og benyttes derfor i beregningene. Overgangen mellom akselen til motoren og akselen til generatoren er maskinert i vanlig konstruksjonsstål. Inngrepet på akslingene er gjort med settskruer, på henholdsvis 5- og 3mm.

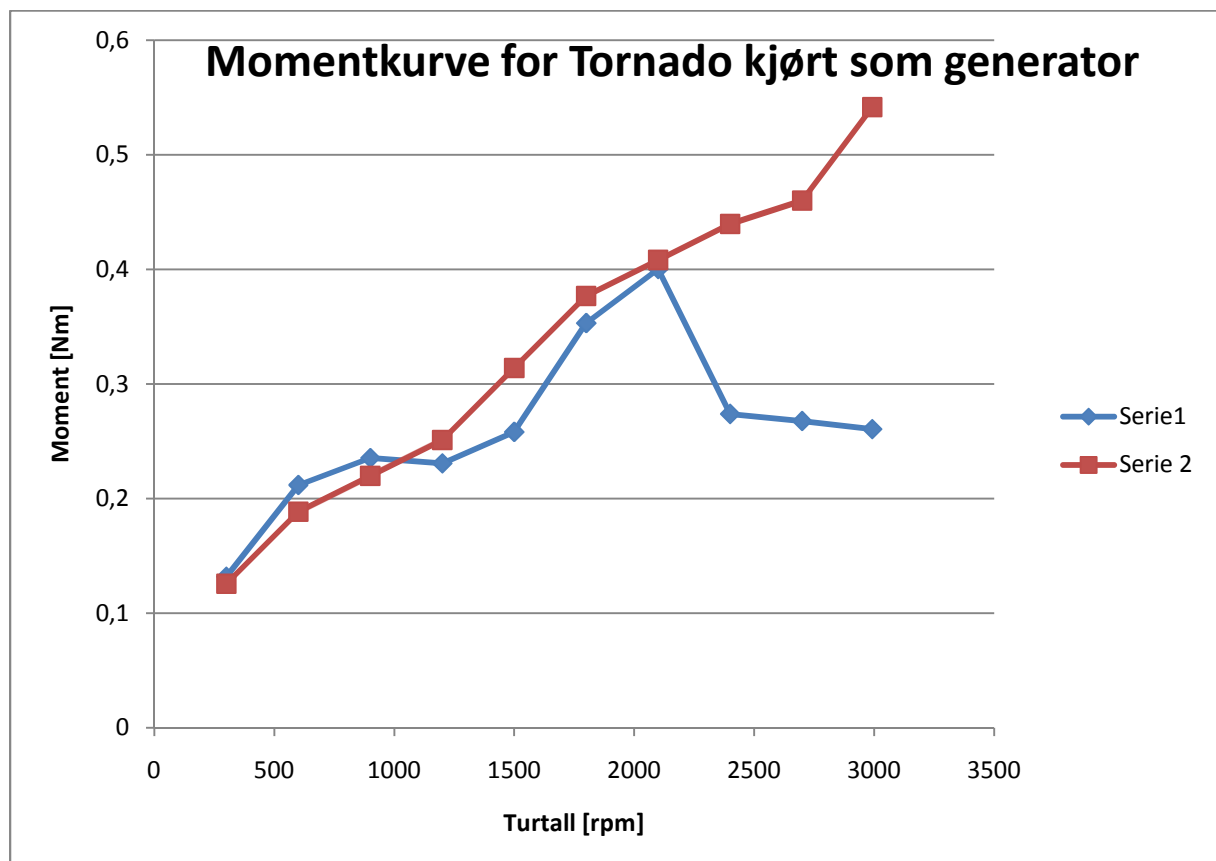
En arm på 80 mm fra akselens senter til belastningspunkt er maskinert og påmontert generatoren. Ved belastning presses armen ned på en kjøkkenvekt (sort), som viser belastningen i gram opptil 5000 g. Øverst til høyre i figur 26 vises en frekvensomformer som er programmert i henhold til et datablad, samt Asea motoren. Frekvensomformereren benyttes til å regulere turtallet på motoren ved hjelp av et trinnløst potensiometer.



Figur 27: Skisse av momentarmen som er påmontert generatoren.

Tabell 10: Forholdet mellom turtall og akselmoment i Tornado børsteløs motor (generator).

Moment beregning for Tornado kjørt som generator ved kortslutning				
Turtall [rpm]	Kraft [kg]	Moment [Nm]	kraft (kald motor) [kg]	Moment (kald motor) [Nm]
300	0,169	0,1318	0,160	0,1256
600	0,270	0,2118	0,240	0,1884
900	0,300	0,2354	0,280	0,2197
1200	0,294	0,2307	0,320	0,2511
1500	0,329	0,2581	0,400	0,3139
1800	0,450	0,3531	0,480	0,3767
2100	0,510	0,4002	0,520	0,4081
2400	0,349	0,2738	0,560	0,4395
2700	0,341	0,2676	0,586	0,4599
2992	0,332	0,2605	0,690	0,5415



Figur 28: Momentkurve ved stigende turtall, der serie 1 er testet kontinuerlig og serie 2 med kald motor for hvert turtall.

Det som kommer frem av tabell 10 er at det er stor forskjell på virkningen av generatoren ved høy temperatur kontra lav temperatur. Serie 1 består av målinger som er gjort mer eller mindre rett etter hverandre (varm motor), mens målingene som er gjort i serie 2 er alle gjort med kald motor. Det vil si at det er gjort en måling ved et bestemt turtall for så å la generatoren kjøle seg ned. Dette er blitt gjort for alle de forskjellige turtallene. I motsetning til kurven for serie 1, har kurven for serie 2 ikke fått noe toppunkt. Dette kan forklares med at motoren/generatoren i utgangspunktet er beregnet for å gå med et mye høyere turtall enn det som er satt som maksimalt turtall i testen. Dersom generatoren kjøres som en motor skal den være god for et turtall på mellom 6000- 12000 rpm (avhenger av batteri: 6-12V).

Dersom det hadde vært ønskelig å finne toppunktet, måtte frekvensomformerer blitt programmert om slik at den leverer mer enn 50 Hz. Hvis toppunktet rent hypotetisk hadde vært ved 7000 rpm, ville det vært nødvendig med giring, da selve rullerhjulene ikke oppnår noe særlig mer enn 2600 rpm.

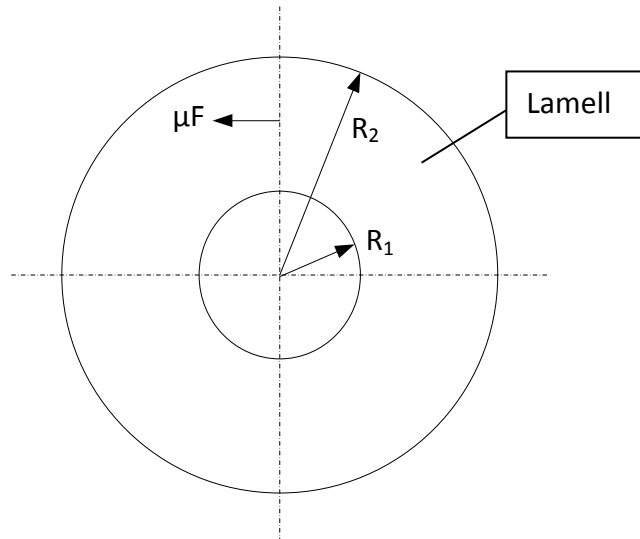
3.1.3 Lamellbrems/ differentialbrems

Det som setter begrensningen for denne type brems er normalkraften som kan benyttes mot friksjonsbelegget. De aller fleste friksjonsflater mellom to materialer blir beskrevet med både en maksimal temperatur og et maksimalt trykk. Det maksimale trykket er et resultat av materialets trykkfasthet. Den påfølgende beregningen blir gjort med et friksjonsbelegg av sintermetall. Målet er å finne ut hvor stor kraft F , og hvor mange lameller x , som er nødvendig for å oppnå et bremsemoment på 11,5 Nm.

Forutsetninger:

Tabell 11: Grunnlag for beregning av lamellbrems.

Forhold med innvirkning på bremsemomentet	Verdier benyttet i beregningene	Kommentarer
Sintermetall, tørr kopling:	$P_{maks} \approx 0,50 \text{ MPa} = 5e5 \text{ N/m}^2$	[10, s. 408]
Overført bremsemoment	$M_{br} = 11,5 \text{ Nm}$	Fra beregning av maksimalt bremsemoment
Friksjonskoeffisient	$\mu = 0,35$	[10, s. 408]
Ytre radius	$R_2 = 0,03\text{m}$	Inngrep til felg er tatt hensyn til, samt felgens ytre diameter
Indre radius	$R_1 = 0,005\text{m}$	Inngrep til aksel er tatt hensyn til, samt akselens diameter
Antall friksjonsflater	x_{ant}	



Figur 29: Geometriske mål av lamellplate.

Siden kraften F begrenses av friksjonsmaterialets trykkfasthet, regnes F ut fra følgende formel:

$$p = \frac{F}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \quad (16)$$

Dvs:

$$F = p \cdot \pi(R_2^2 - R_1^2) = 5e5 \cdot \pi(0,03^2 - 0,005^2) = 1374,4 \text{ N}$$

Dersom den maksimale kraften F er tilgjengelig og det overførte bremsemomentet M_{br} er satt, vil det nødvendige antall friksjonsflater bli:

Fra formel:

$$M_{br} = x_{ant} \cdot \mu \cdot F \cdot R_{middel}, \text{ der } R_{middel} = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (17)$$

$$\Rightarrow x_{ant} = \frac{M_{br}}{\mu \cdot F \cdot R_{middel}} = \frac{11,5}{0,35 \cdot 1374,4 \cdot 0,0175} = 1,37$$

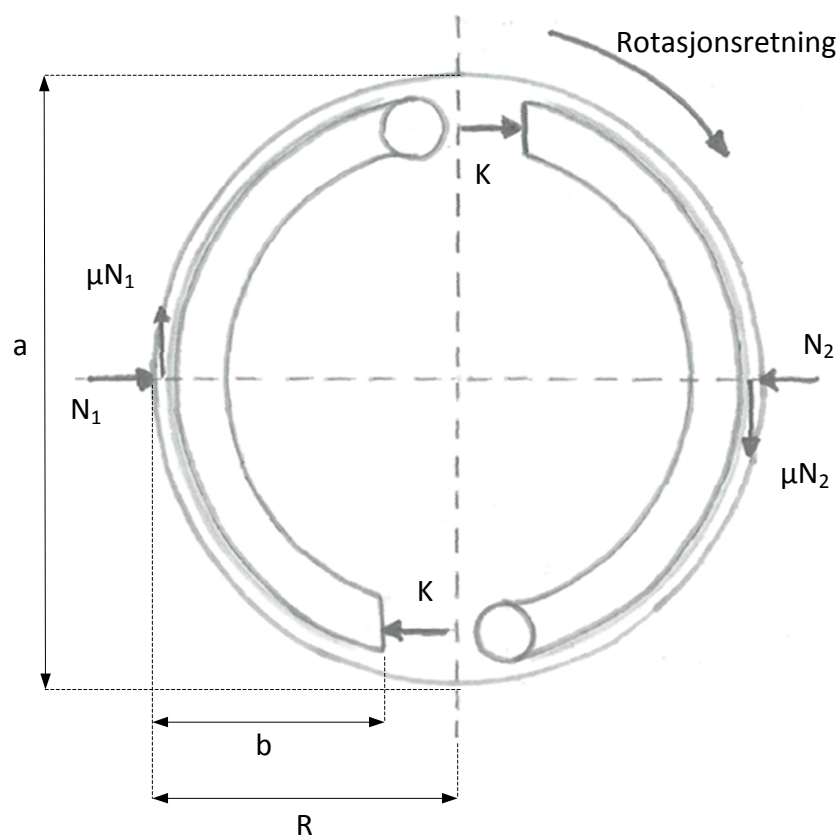
Det trengs altså 2 friksjonsflater, det vil si 1 plate.

Tatt dimensjonene på selve rulleskihjulet i betraktning, er det fornuftig å anta at en kraft på hele 1374,4 N blir problematisk å få til. Videre undersøkelse for denne metoden å bremse hjulet på blir derfor å finne hvilket alternativ som egnes best for å gi trykkraft på lamellene. Det er også nødvendig med en vurdering av hvor mange lameller det er plass til.

3.1.4 Duplexbrems

Det mest ideelle ville vært å gjøre beregninger på en enkel servobremms fordi den egnes godt til formålet. Bremsen har to påløpende sko i dreieretningen og to avløpende sko mot dreieretningen. Denne bremsen har et meget stort selvpåtrekk da den ene skoen trykker på den andre. Dette kan være hensiktsmessig fordi det i utgangspunktet er veldig liten plass inne i rullskihjulet til et stempel som yter stor kraft. Da det er vanskelig å finne en god måte å beregne bremsemomentet på denne bremsen, blir det valgt å gjøre et beregningseksempel på en duplexbrems. Duplexbremsen har i likhet med den enkle servobremsen to påløpende sko i dreieretningen, men til forskjell gjelder dette i begge dreieretninger. Duplexbremsen har en noe høyere bremsefaktor, beregninger av denne bremsen blir derfor sett på som konservativt.

Ulempen med trommelbrems generelt er elastisk deformasjon som følge av klemkraft, dette kalles "bell-mouth"-effekt. Som navnet tilsier så vil trommelen (som vanligvis er åpen på den ene siden) gape eller sprike når bremseklossene presses utover. Beregningene som følger, vil gi en pekepinn på hvor stor stempelkraft som må til for å skape et bremsemoment på 40 Nm. Bremskraften blir beregnet ut i fra en forenkling, der kreftene som oppstår mellom klosser og trommel ses på som punktformet. Rotasjonsenergien som følger av treghetsmomentet til trommelen blir neglisjert.



Figur 30: Prinsippskisse av duplexbrems.

Tabell 12: Grunnlag for beregning av trommelbrems.

Forhold med innvirkning på bremsemomentet	Verdier benyttet i beregningene	Kommentarer
Overført bremsemoment	$M_{br} = 11,5 \text{ Nm}$	Fra beregning av maksimalt bremsemoment
Friksjonskoeffisient, keramisk fiber	$\mu = 0,4$	[11, s. 73], bruker ca. verdi da friksjonstall synker med økende temperatur. Fading.
a = avstand fra stempel til stempel	0,06m	Alle målene er ca. verdier ut i fra størrelsen på eksisterende felg på rullskihjul.
b = avstand fra stempel (angrepspunkt) til innervegg på "trommel"	0,025m	
R = avstand fra senter til innervegg på "trommel"	0,03m	

Følgende formler er til rådighet ved beregning av trommelbremsen. Målet er å finne kraften K for et gitt bremsemoment på 24,5 Nm.

Normalkraft:

$$N_1 = N_2 = \frac{K \cdot a}{\frac{a}{2} - \mu \cdot b} \quad (18)$$

Bremsemoment:

$$M_{br} = 2 \cdot R \cdot \mu \cdot N \quad (19)$$

Finner først normalkraften, N, fra formel for bremsemoment:

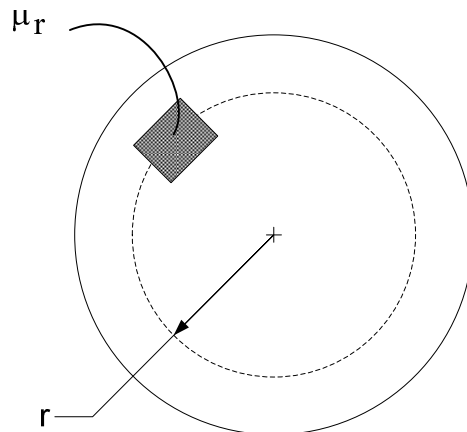
$$N = \frac{M_{br}}{2 \cdot R \cdot \mu} = \frac{11,5}{2 \cdot 0,03 \cdot 0,4} = 479,2 \text{ N}$$

Deretter kan stemkelkraften K, regnes ut:

$$K = \frac{N \cdot (\frac{a}{2} - \mu \cdot b)}{a} = \frac{479,2 \cdot (\frac{0,06}{2} - 0,4 \cdot 0,025)}{0,06} = 159,73 \text{ N}$$

3.1.5 Skivebrems

Selv om skivebrems foreløpig er uaktuelt å benytte, gjøres et beregningseksempel for å ha flere alternativer å sammenlikne de ulike bremsemetodene med. Bremseklossene blir sett på som punktformet. Videre tas det ikke hensyn til rotasjonsenergi på grunn av treghetsmoment i de roterende delene (hjul og bremsekive).



Figur 31: Enkel prinsippskisse av en skivebrems.

Tabell 13: Grunnlag for beregning av skivebrems.

Forhold med innvirkning på bremsemomentet	Verdier benyttet i beregningene	Kommentarer
Overført bremsemoment	$M_{br} = 11,5 \text{ Nm}$	Fra beregning av maksimalt bremsemoment
Friksjonskoeffisient	$\mu = 0,4$	Benytter keramisk fiber som bremsebelegg
Midlere bremsekraftradie	$r = 0,05\text{m}$	Inngrep til felg er tatt hensyn til, samt felgens ytre diameter
Antall friksjonsflater	2	2 bremseklosser, en på hver side av skiva

$$M_{br} = 2 \cdot \mu \cdot F \cdot r \quad (20)$$

$$24,5 = 2 \cdot 0,4 \cdot F \cdot 0,05 \Rightarrow F = \frac{11,5}{2 \cdot 0,4 \cdot 0,05} = 287,5 \text{ N}$$

Dersom bremsen er hydraulisk vil kraften F , virke på en flate (stempel) og man får et trykk. Jo større denne flaten er, jo lavere blir trykket. Det vil si at kreftene som skal til for å oppnå ønsket bremsemoment blir mindre. Ved å benytte et stempel også på aktiviseringssiden tilsvarende sykkelbrems, kan man oppnå svært god bremseeffekt.

3.2 Konseptvalg

3.2.1 Seleksjon av bremsemetode

Selv om beregningene av forskjellige bremseløsninger bare er foreløpige, indikerer de at kreftene som skal til for å aktivisere bremsen er forholdsvis store. Dette skyldes at hjulet i seg selv har en liten diameter, noe som medfører at kraftarmen blir kort. I det innledende regneeksempelet av en bakkebrems (som benyttes per dags dato) ser vi at det benyttes en lengre arm for å redusere klemkraften. Det er derfor rimelig å anta at dette også er nødvendig for en annen type bremseløsning. Ulempen i så tilfelle er at skien behøver en konstruksjonsendring.

Videre må en mest sannsynlig akseptere et lavere bremsemoment og dermed en lavere retardasjon. Den avgjørende komponenten er dessuten mekanismen som bidrar til klemkraften i bremsen. Det ligger trolig en del begrensninger på hvor stor klemkraften kan bli med hensyn på komponentens utforming og ikke minst størrelse.

Tabell 14: *Seleksjon av bremsemetode. Poengfordelingen er basert på forsøk og beregninger som er gjort i avsnitt 3.1.*

Egenskaper:	Bremsemetode				
	Bakke- brems	Generator	Trommel- brems	Lamell- brems	Skive- brems
Bremsevirkning	+	-	-	+	+
Produserbarhet	+	-	+	+	+
Kostnad	+	+	+	+	+
Stabilitet	-	-	+	+	+
Slitasje	+	+	-	+	-
Varmeutvikling	+	-	-	-	+
Integrering i hjulet	-	+	+	-	-
Vekt	-	-	-	+	+
Størrelse	-	-	+	-	-
Håndtering	-	+	+	+	+
Elektronisk styring	-	+	+	+	-
Nytenkende	-	+	+	+	-
Oppsummering +’er	5	6	8	9	7
Plassering	5	4	2	1	3

Med det for øye at skien faktisk må gjennom en konstruksjonsendring, har problematikken med å integrere bremsesystemet inne i selve hjulet fått flere vinklinger. Felgen trenger ikke lenger å bli så kompleks, da enkelte eller flere komponenter kan plasseres på utsiden.

Lamellbremsen kom best ut av seleksjonen blant annet fordi den kan konstrueres på en enkel måte, den har god bremseeffekt og den tillater en felg med stor styrke. Tidligere ville nok denne løsningen falt ut fordi den er vanskelig å integrere inne i hjulet. Selv om dette er vanlig for en lamellbrems, vil et rullskihjul være omvendt da akselen står stille. I en typisk lamellbrems roterer akselen, mens huset står stille eller er fastmontert. Tilførsel av hydraulikk, pneumatikk, elektronikk, etc. kan gjøres enkelt direkte inn i lamellhuset.

Det utslagsgivende ble at lamellene kan plasseres på utsiden av felgen, for så å virke som bremseplater mot felgbanen. For å aktivisere bremsen kan bremsearmen tilsvarende armene på V-bremser (sykkel) benyttes, eller rett og slett en slags skrustikke løsning. Ved å montere en servo eller en motor til bremsearmen (-e) kan bremsen enkelt kontrolleres trådløst.

Videre vil de to metodene å aktivisere bremsen på vurderes, samt formen på felgen. Eksempelvis kan det være tilfelle at en kon felgbane og kone bremseplater vil gi større bremseeffekt, enn en helt flat felgbane. Til sammenlikning kan en kilereim gi vesentlig større friksjon enn en flatreim i reimdriftstransmisjoner.

3.2.2 Konseptskisser

Felg og lameller:

A)

Felg hvor alle bremsekomponenter monteres på utsiden. Styrken opprettholdes da felgkonstruksjonen blir tilnærmet lik dagens felger.

1) Felg

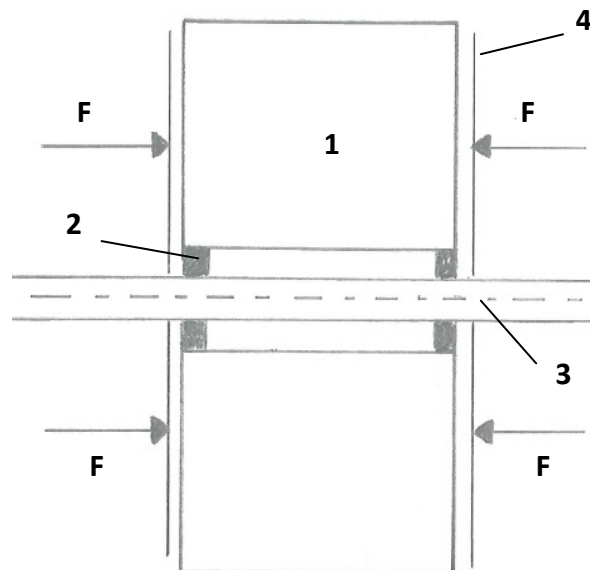
2) Lager

3) Aksel

4) Bremseskiver/ -lameller

F) Aktiviseringskraft

A)



Figur 32: Rett felg hvor bremseplatene sitter på utsiden. En ytre påtrykt kraft F , presser skivene mot felgbanen.

B)

Felg med impress slik at sidene blir kone, tilsvarende gjelder for bremseskivene. Ideen kommer fra kilereimer. Hvorvidt det har noen hensikt må undersøkes nærmere.

1) Felg

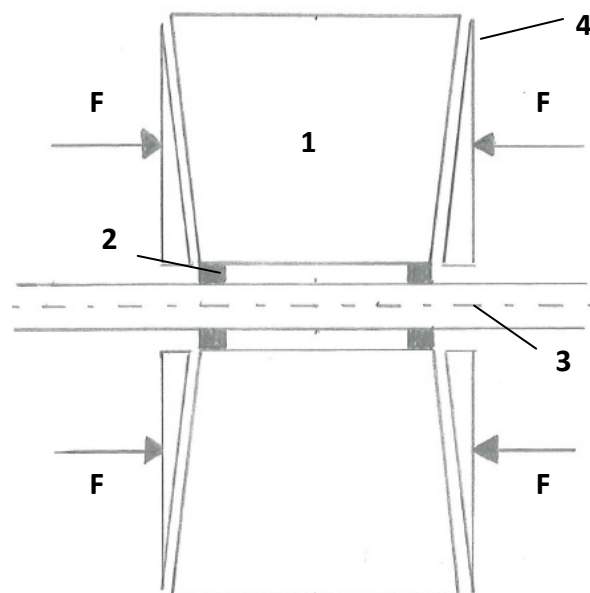
2) Lager

3) Aksel

4) Kone bremseskiver/ -lameller

F) Aktiviseringskraft

B)



Figur 33: Kon felg hvor bremseplatene sitter på utsiden. En ytre påtrykt kraft F , presser skivene mot felgbanen.

Aktivisering av brems:
C)

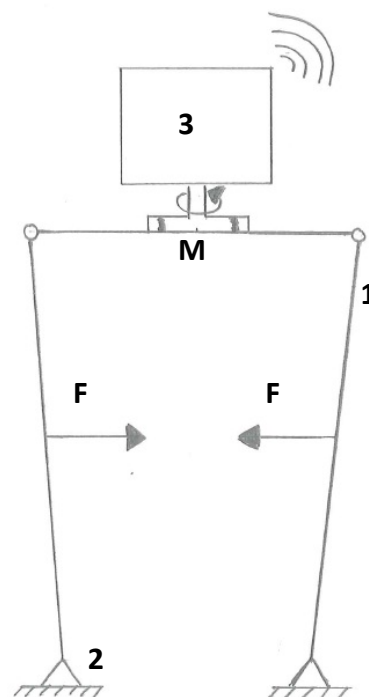
Bremsearm som aktiviseres ved hjelp av en servo. Tilsvarende benyttes på en del sykler og systemet kalles V-brems.

1) Bremsearm, tilsvarende V-brems

2) Opplager

3) Servo

F) Klemkraft mot bremseskive/ -lamell

C)


Figur 34: V-brems armer aktivisert av servomotor.

D)

En hylse med gjenger sitter utenpå akselen. Ved hjelp av en arm skrues skivene/ lamellene mot hverandre slik som i en skrustikke. Stigningen på gjengene vil være med å bestemme følsomheten til bremsen.

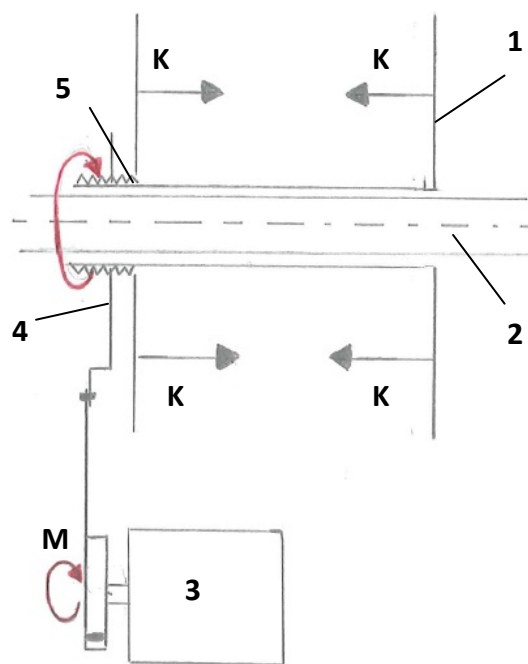
1) Bremseskive/ -lamell

2) Aksel

3) Servo

4) Arm som skrues inn mot lamell

5) Hylse med gjenger

D)


Figur 35: Skruemekanisme aktivisert av servomotor.

E)

Ideen bygger videre på konseptet med å skru lamellene mot hverandre. Her sitter armen montert fast i skjermen som ved hjelp av skråskjærte tenner kjøres opp og ned med en giret elektromotor. Når skjermen roterer rundt hjulet dras bremsen på. Foruten å være en praktisk løsning som brems, vil den også bli veldig visuell. Dette kan være en fordel i forbindelse med markedsføring, da konseptet forklarer seg selv.

1) Hjul

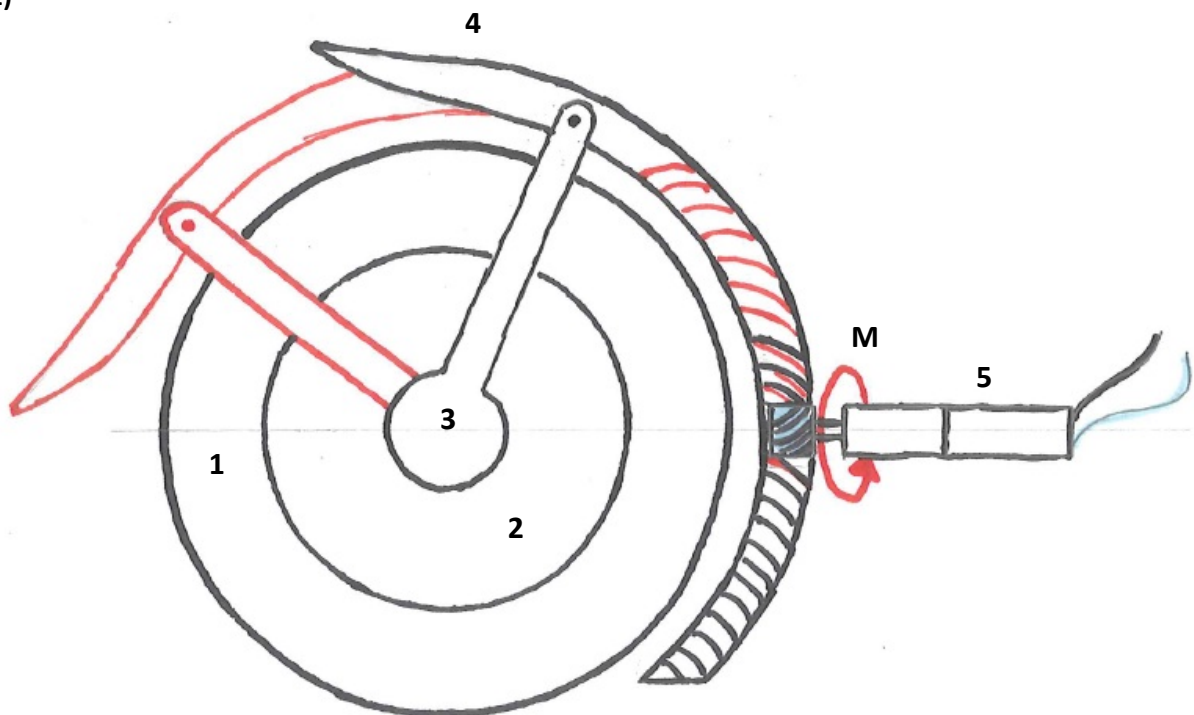
2) Lamell

3) Aktiviseringsarm

4) Roterende skjerm med skråskjærte tenner

5) Motor med skråskjært tannhjul

E)



Figur 36: Brems hvor aktiviseringsarmen sitter fastmontert i skjermen. Ved hjelp av en elektromotor dreier skjermen rundt hjulet.

3.3 Konseptscreening

Tabell 15: Konseptscreening av løsningene A og B, med poengfordeling i henhold til vektlegging av kriterier for bremsesystemet.

Konsept Screening av felg			
Seleksjons kriterier	Vektlegging av poeng [1-6]	Konsepter	
		A	B
		Poeng	Poeng
Styrke	4	4	3
Produserbarhet	5	5	5
Ventilering	3	3	2
Service vennlighet	4	4	4
Pris	6	6	5
Bremseeffekt	6	5	6
Nytenkende	4	3	4
Nettoscore	32	30	29
Rangering		1	2
Fortsette?		Ja	Nei

Prinsippet om å lage felgen kon kan fungere bra, men fordi et skøytehjul ikke er bredere enn 25 mm vil ikke friksjonsflaten bli noe særlig større. Prinsippforslag A velges framfor B av andre hensyn enn bremseeffekten, derav pris og styrke anses som viktig. Ved videre testing og produksjon av prototyp er veien fra prinsipp A til prinsipp B uansett veldig kort. Så den faktiske forskjellen vil vurderes i en senere anledning.

Tabell 16: Konseptscreening av løsningene C, D og E, med poengfordeling i henhold til vektlegging av kriterier for bremsesystemet.

Konsept Screening aktiviseringsprinsipp				
Seleksjons kriterier	Vektlegging av poeng [1-6]	Konsepter		
		C	D	E
		Poeng	Poeng	Poeng
Design	4	2	2	4
Produserbarhet	5	5	5	4
Presisjon	5	3	5	4
Bytte av deler	4	4	4	4
Pris	6	5	5	5
Bremsekraft	6	4	5	5
Nytenkende	4	1	3	4
Størrelse	5	3	5	4
Nettoscore	37	27	34	34
Rangering		2	1	1
Fortsette?		Nei	Ja	Ja

Av konseptscreening kommer det frem at de avgjørende kriteriene er design, størrelse og hvorvidt produktet er nytenkende eller ikke. Det er her prinsippene varierer mest, og det er heller ikke så rart at disse er utslagsgivende når en tenker på hva som faktisk var hensikten med dette prosjektet. Det å integrere bremsen i hjulet bunner i mange ting, men først og fremst fordi de eksisterende bremsesystemene er store, lite praktiske og ikke særlig fine. De er faktisk så ille at folk lar være å bruke dem eller unnlater å kjøpe dem.

Ser at prinsipp D og E kommer best ut med like mange poeng, det vil si 34. Prinsipp C kom dårligst ut med 27 poeng. Tatt resultatene i betraktning vil en kombinasjon av løsning D og E benyttes. Dette vil gi en brems med god effekt som i tillegg representerer noe helt nytt på rulleskimarkedet.

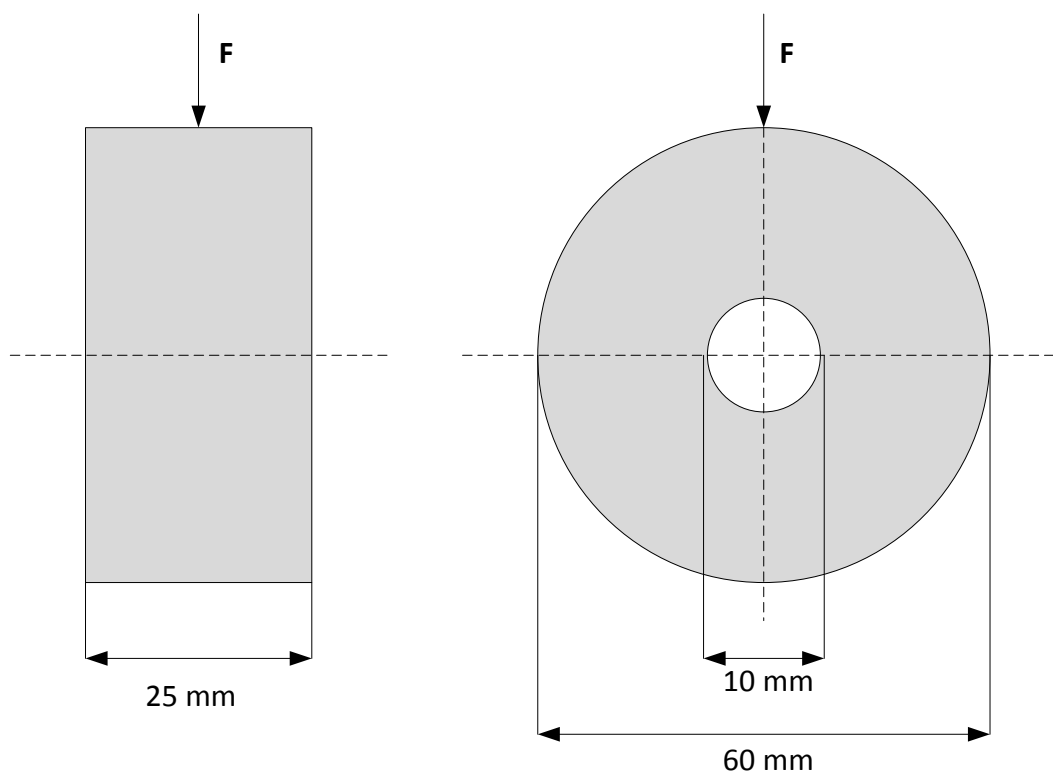
4 GRUNNLAGSBEREGNINGER

4.1 Statiske krefter, spenninger og sikkerhet mot flyt

4.1.1 Beregningsgrunnlag og forutsetninger

Felggeometri:

Felgen kan konstrueres mer eller mindre slik som skøytefelgen i rullerleski uten bremses. Disse felgene er rett og slett ekstruderte aluminiumsprofiler som er kappet opp slik at bredden blir riktig. Dette er en klar fordel med hensyn på kostnad, da mange felger kan produseres raskt og effektivt. For å få god bremseeffekt er det nødvendig med mer gods eller større friksjonsflate og en ny felg må derfor konstrueres.

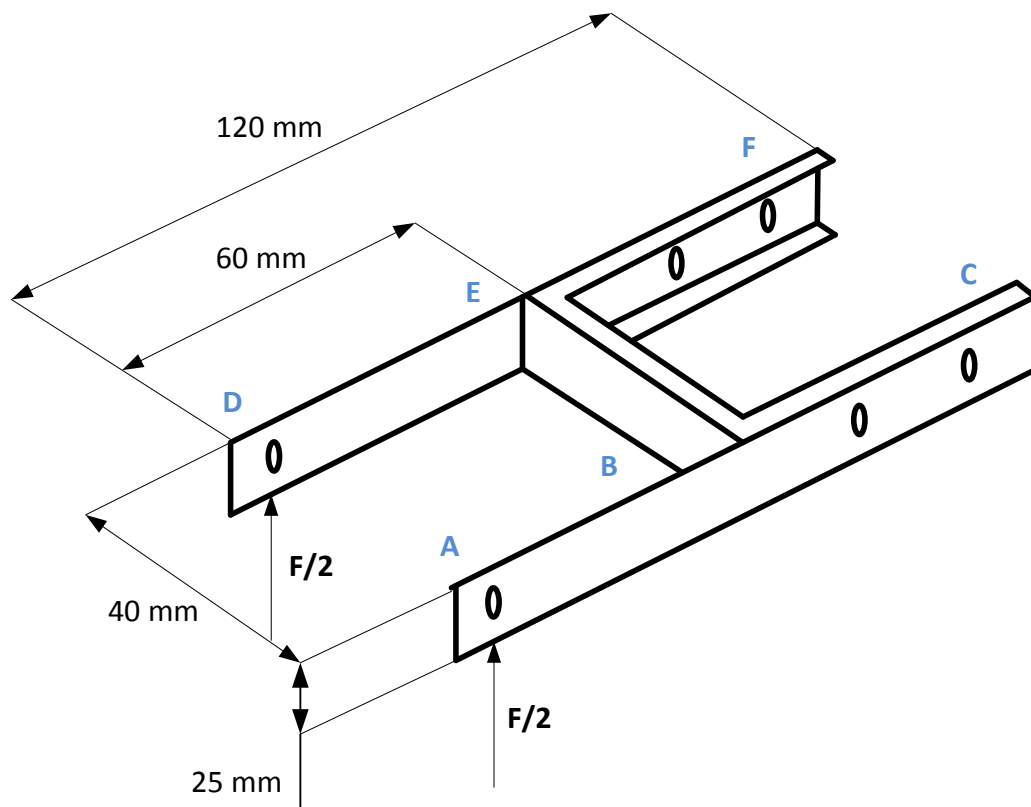


Figur 37: Målsatt forenklet skisse av felg.

Kraften som felgen blir belastet med ses på som en punktlast. Dette er ikke helt nøyaktig siden den harde gummi som sitter rundt felgen vil ta opp mye av kreftene. Det er rimelig å anta at kreftene som virker mellom gummi og felg fordeles utover en større flate. Lasttilfelle på figuren over er derfor å anse som konservativt. Beregninger av felgen vil bli gjort i FEM-analyse programmet ANSYS.

Hjuloppheng geometri:

Hjulopphenget vil være en brakett som kan monteres på de aller fleste standard-rulleskikonstruksjoner. Siden disse stort sett er firkantprofiler, vil kun små tilpasninger være nødvendig. På en "normal" ruller laget av et firkantprofil vil den eneste tilpasningen være å kappe av profilet rett bak hjulet, montere det nye hjulopphenget og borre hull til festeskruer.

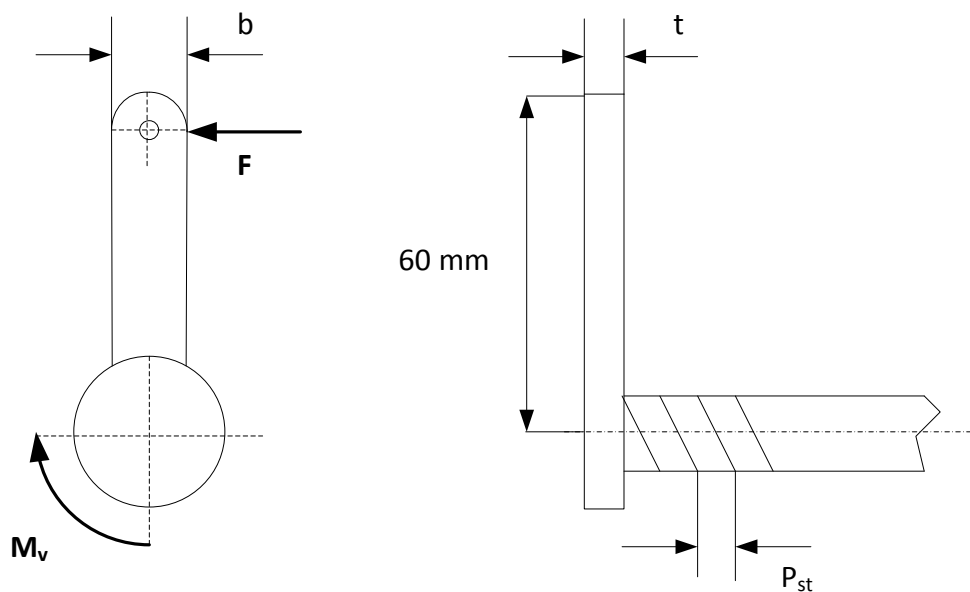


Figur 38: Målsatt forenklet skisse av hjuloppheng, isometrisk.

Hjulopphenget vil som vist på figur 38 konstrueres med flenser som skal sitte utenpå skiprofilet. Grunnen til at dette velges er at boltene som fester hjulopphenget til skien ikke blir belastet. Dette resulterer i lavere materialspenninger, og konstruksjonen vil få mindre godstykkelse og lavere vekt.

Gjenger, aktiviseringskraft og dimensjoner på aktiviseringskraften:

I konseptscreeningen ble det bestemt at lamellene/ platene skal skrus mot hverandre. Det er dermed nødvendig å definere stigningen til gjengene med hensyn på utslaget til aktiviseringsarmen. Videre må tiltrekkingsmomentet som behøves for å overvinne stigningsmotstand og friksjonen i gjengene, samt for å oppnå ønsket bremsemoment beregnes.



Figur 39: Målsatt forenklet skisse av aktiviseringsarmen.

Her er:

M_v = Tiltrekkingsmoment

F = Kraften som behøves for å oppnå ønsket tiltrekkingsmoment

b = Bredden på armen

t = Tykkelsen på armen

P_{st} = Stigningstallet

Dimensjonerende belastning:

Konstruksjonen skal dimensjoneres for å bære en person på 100 kg. Ujevnheter i underlaget vil medføre en tilleggskraft i form av impulsbelastning. I tillegg vil det oppstå krefter som følge av skøyteteknikken i frasparket

Tabell 17: Dimensjonerende belastning.

Dimensjonerende belastning			
Tilfelle	Belastning	Verdi	Kommentar
1	Kroppsvekt	$m = 100 \text{ kg}$	Verdier er hentet fra "The measures of man and woman, revised edition" [8]. Ref. avsnitt 2.2.2
2	Fraspark, skøyteteknikk	$m_{skøyte} = 2 \cdot m$	Verdien er hentet fra boken "Cross country skiing, biomechanics" [17].
3	Impulsbelastning	$m_{imp} = 1,5 \cdot m$	Eksempel, hoppe ned fra fortauskant.
Belastning pr ski			
1 og 3	$m + m_{imp} = 100 + 150 = 250 \text{ kg}$		
2	$m_{skøyte} = 2 \cdot m = 200 \text{ kg}$		
Belastning pr. hjul			
1 og 3	$\frac{m}{2} + \frac{m_{imp}}{2} = \frac{100}{2} + \frac{150}{2} = 125 \text{ kg}$		
2	$\frac{m_{skøyte}}{2} = \frac{200}{2} = 100 \text{ kg}$		

Belastningstilfellene og kombinasjonen av dem er satt opp i henhold til hva som er sannsynlig for rulleskiene. Impulsbelastningen, tilfelle 3, inntreffer kun samtidig med tilfelle 1, kroppsvekten. Tilfelle 2, skøyteteknikk inntreffer kun alene, men her er kroppsvekten allerede beregnet inn.

Videre vil kombinasjonen at tilfelle 1 og 3 benyttes til den statiske beregningen. Tilfelle 2 vil likevel inntreffe oftere og tas med i de dynamiske beregningene

Materialvalg:

Hjulet med tilhørende komponenter vil sannsynligvis bli en del tyngre enn de hjulene eksisterer i dag uten brems. I første omgang er det likevel viktigst å lage et bremsesystem som virker. Vekten stiller i andre rekke, men vil likevel bli tatt hensyn til. For å oppfylle krav om styrke vil kombinasjon av flere materialer benyttes.

Tabell 18: Materialvalg og mekaniske egenskaper.

Deler i aluminium					
Del	Legering	Tilstand Min.	Strekkfasthet Rm [MPa] Min.	Flytegrense Rp _{0,2} [MPa] Min.	Forlengelse A5 %
Felg	6063	T6	215	170	12
Hjuloppheng	AlSi10Mg	T6	240	200	1
Motorfeste	AlSi10Mg	T6	240	200	1
Deler i plast					
Del	Materiale	Strekkfasthet Rm [MPa]		Flytegrense Rp _{0,2} [MPa]	
Skjerm	PE-HD300	10 – 43		9 – 43	
Foringer	POM / acetal	37 – 110		39 – 62	
Deler i stål					
Del	Kvalitet	Fasthetsklasse	Strekkfasthet Rm [MPa]	Flytegrense Re [MPa]	Min. A5 %
Gjengehylse	1.4404	-	490 – 690	210	40
Lameller	1.4404	-	490 – 690	210	40
Aksel / skrue	Syrefast – A4	80	800	600	-
Diverse skruer	Syrefast – A4	80	For dimensjoner mindre enn M6 gjelder minimum bruddmoment		

Sikkerhetsfaktor og tillatt spenning:

Da det ikke er utarbeidet noen særskilt bestemmelse med hensyn på sikkerhetsfaktor for denne type konstruksjoner, besluttes det å ta maskinforskriften til etterfølge. I henhold til maskinforskriften, vedlegg VII: teknisk dokumentasjon for maskiner, skal det foretas nødvendig undersøkelser og prøvinger av deler, tilbehør eller av hele den delvis ferdigstilte maskinen, for å avgjøre om utforming og konstruksjon er slik at den kan monteres og tas i bruk sikkert.

Valgt sikkerhetsfaktor mot flyt i materialet:

$$n_F = 1,5$$

For valgte materialer gir det en tillatt spenning lik:

Aluminium:

1) Støpt:

$$\sigma_{till.al.s} = \frac{200MPa}{1,5} = 133,33 MPa \quad (21)$$

2) Ekstrudert:

$$\sigma_{till.al.eks} = \frac{170MPa}{1,5} = 113,33 MPa \quad (21)$$

Lameller:

$$\sigma_{till.s.l} = \frac{210MPa}{1,5} = 140 MPa \quad (22)$$

Skrue/ aksel:

Skruen/ akselen dimensjoneres mot brudd, velger derfor å benytte strekkfastheten ved dimensjonering.

Sikkerhetsfaktor mot brudd settes lik:

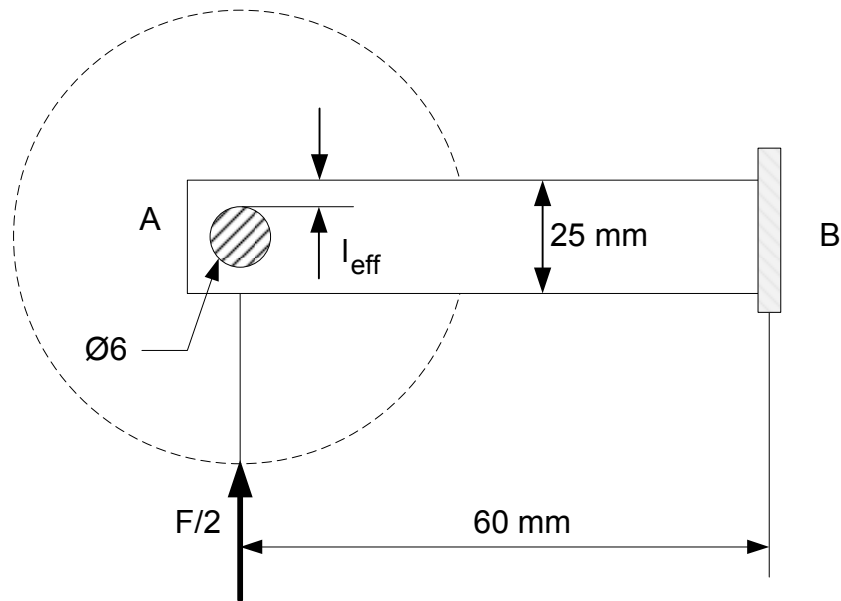
$$n_B = 1,5$$

$$\sigma_{till.b.a} = \frac{800MPa}{1,5} = 533,33 MPa \quad (23)$$

En sikkerhetsfaktor mot brudd på 1,5, er vanligvis ikke normalt. Grunnen til at det velges i denne oppgaven er fordi det allerede er lagt på en lastfaktor i form av en impulsbelastning. Det er i tillegg verdt å bemerke at det stilles andre krav til sikkerhet på trenings- og konkurranseprodukter.

4.1.2 Kritiske spenninger og valg av dimensjoner

Hjuloppheng:



Figur 40: Målsatt forenklet skisse av hjuloppheng, sett i profil.

Velger å dimensjonere den delen av konstruksjonen som får størst belastning.

A – B:

$$\frac{F}{2} = \frac{125 \cdot 9,81}{2} = 613,13 \text{ N}$$

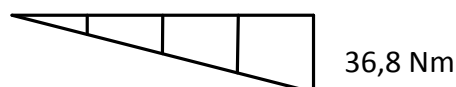
Skjærkraftdiagram:



Figur 41: Skjærkraftdiagram, hjuloppheng.

Momentdiagram:

$$M_b = 613,13 \cdot 0,06 = 36,8 \text{ Nm} \quad (24)$$



Figur 42: Momentdiagram, hjuloppheng.

Finner så den nødvendige godstykkelsen med hensyn på bøyemomentet og den tillatte spenningen for materialet. (skjærspenningens størrelse utgjør bare en brøkdel i forhold)

$$W_{n\ddot{o}dv} = \frac{M_b}{\sigma_{till.a.l.s}} = \frac{36,8 \cdot 10^3}{133,33} = 276 \text{ mm}^3 \quad (25)$$

Det vil si:

$$W_{n\ddot{o}dv} = \frac{b \cdot h^2}{6} = 276 \text{ mm}^3 \quad (26)$$

$$\Rightarrow b = \frac{276 \cdot 6}{25^2} = \mathbf{2,65 \text{ mm}}$$

Velger å benytte en tykkelse på **3 mm** for å være på den konservative siden.

Kontrollerer hulltrykkspenningen, akselhullet:

Prøver med et 6 mm hull:

$$\sigma_h = \frac{\frac{F}{2}}{A} = \frac{\frac{F}{2}}{d \cdot t} = \frac{613,13}{6 \cdot 3} = 34,1 \text{ MPa} \Rightarrow \text{ok} \quad (27)$$

Kontrollerer at skjærspenningen i godset over hullet er innenfor det som er tillatt.

Beregner først tillatt skjærspenning ved hjelp av Von Mises' hypotese:

Velger å benytte en sikkerhet mot skjær på **1,5**

Setter den jevnførende spenningen lik flytespenningen:

$$\sigma_{jf} = R_{p0,2}$$

Definerer så den jevnførende spenningen:

$$R_{p0,2} = \sqrt{3 \cdot \tau_{flyt}^2} \quad (28)$$

Og løser likningen med hensyn på skjærspenningen, τ :

$$\Rightarrow \tau_{flyt} = \sqrt{\frac{R_{p0,2}^2}{3}} = \sqrt{\frac{200^2}{3}} = 115,5 \text{ Mpa}$$

Den tillatte skjærspenningen blir da:

$$\tau_{till.al.s} = \frac{115,5}{1,5} = 77 \text{ MPa} \quad (29)$$

Nå som den tillatte skjærspenningen er kjent kan den effektive forankringslengden beregnes. Og siden avskjæringen skjer langs to flater samtidig, blir det effektive avskjæringsarealet:

$$A_{eff} = 2 \cdot l_{eff} \cdot t \quad (30)$$

Her er:

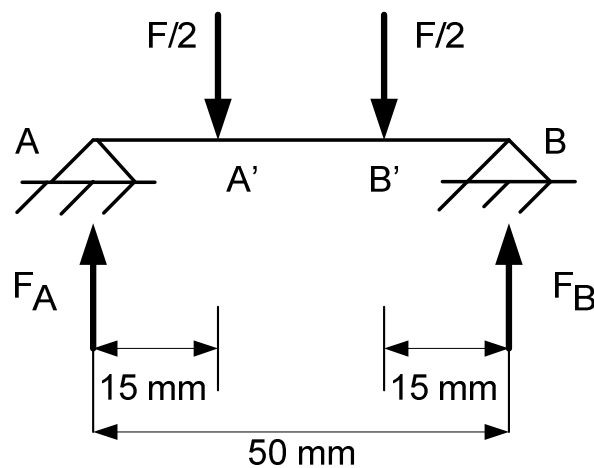
$$l_{eff} = \frac{b - d}{2} = \frac{25 - 6}{2} = 9,5 \text{ mm}$$

Skjærspenningen i hjuloppheget over bolten blir:

$$\tau = \frac{V}{A_{eff}} = \frac{V}{2 \cdot l_{eff} \cdot t} = \frac{\frac{1226,25}{2}}{2 \cdot 9,5 \cdot 3} = 10,76 \text{ MPa} < 77 \text{ MPa} \Rightarrow \text{ok!} \quad (31)$$

Aksel:

Akselen dimensjoneres mot brudd, og strekkfastheten R_m benyttes derfor som dimensjoneringsverdi.



Figur 43: Lasttilfelle, målsatt.

$$\curvearrowright \sum M_B = 0 \Rightarrow$$

$$F_A \cdot 0,05 - \frac{F}{2} \cdot 0,035 - \frac{F}{2} \cdot 0,015 = 0$$

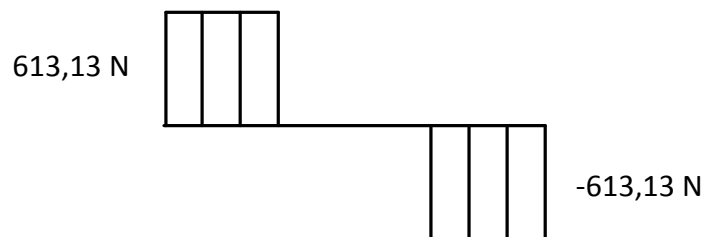
Løser likningen med hensyn på F_A , og får:

$$F_A = \frac{(613,13 \cdot 0,035) + (613,13 \cdot 0,015)}{0,05} = 613,13 \text{ N}$$

Ser at $F_A = F/2$, det vil si:

$$F_B = F_A = 613,13 \text{ N}$$

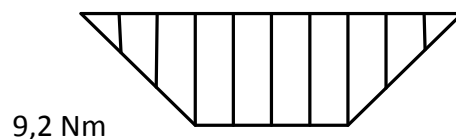
Skjærkraftdiagram:



Figur 44: Skjærkraftdiagram.

Momentdiagram:

$$\curvearrowright M_{A'} = 613,13 \cdot 0,015 = 9,2 \text{ Nm} \quad (24)$$



Figur 45: Momentdiagram.

Ved beregning av nødvendig diameter med hensyn på skjær, benyttes formelverk fra "Dimensjonering av stålstrukturer 1.utg" av Per Kr. Larsen. [18]. Enkelte av symbolene er byttet ut slik at det blir sammenheng med resten av rapporten.

$$F_{v.Rd} = \frac{0,6 \cdot R_m \cdot A}{\gamma_{M2}} \quad (32)$$

Her er materialfaktoren $\gamma_{M2} = 1,25$

Følgende kapasitetskrav gjelder for skruen:

$$V \leq F_{v.Rd}$$

Siden målet er å finne diameteren settes skruens avskjæringskapasitet lik skjærkraften

$$F_{v.Rd} = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{1,25} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{613,13 \cdot 4 \cdot 1,25}{0,6 \cdot 800 \cdot \pi}} = 1,4 \text{ mm}$$

Nødvendig diameter med hensyn på bøyning:

$$\sigma_{till.B} = \frac{M_b}{W} = \frac{9,2 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = 533,33 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\Rightarrow \sqrt[3]{\frac{9,2 \cdot 10^3 \cdot 32}{\pi \cdot 533,33}} = 5,6 \text{ mm}$$

Ser at bøyemomentet er dimensjonerende og velger derfor en akseldiameter på 6 mm, **M6**.

En akseldiameter på 6 mm virker fornuftig da det er denne dimensjonen som benyttes på standard rulleski.

Men til forskjell fra standard rulleski vil hylsen til bremsemekanismen sitte utenpå og virke avstivende. Valgt dimensjon er derfor noe konservativt.

Tiltrekkingskrue for aktivisering av bremsen:

Da dette ikke er en festeskrue, dimensjoneres tiltrekkingskruen som en bevegesskrue. Oppgaven til bevegesskruen er å omdanne et dreiemoment til en aksialkraft

Maksimal rotasjon for aktivisering settes til 90^0 , det vil si en kvart omdreining. Videre er det besluttet å benytte standardiserte gjenger, fordi maskinering ikke lar seg gjøre på så små dimensjoner.

Metriske grove gjenger velges på grunn av pasninger og tilgjengelighet av maskineringsutstyr, samt for at den aksielle vandringen skal bli så lang som mulig per omdreining. For å unngå at tiltrekkingskruen skrur seg ut når hjulet roterer, vil "links"-gjenger anvendes.

Hylsen som tiltrekkingskruen festes til, må være hul slik at akselen kan løpe fritt inni. Dette innebærer at hylsen vil få en indre diameter på 6mm, og tatt gjengenes dybde i betraktning, en ytre diameter på 10mm.

Følgende er valgt:

Tiltrekkingskrue: M10 NS 1073, toleranseklasse (6g)

Hylse: M10 NS 1073, toleranseklasse (6H)

Påfølgende beregninger er gjort for å undersøke hvor stort bremsemoment, tiltrekkingsmekanismen forårsaker.

Gjengens stigning = 1,5mm (per omdreining)

Det vil si at den aksielle forskyvningen på ¼ omdreining blir:

$$\frac{P_{st}}{\text{kvart omd.}} = \frac{1,5}{4} = 0,375 \text{ mm}$$

Ønsker å finne den aksielle kraften:

$$M_{tot} = M_v + M_s = (F \cdot r_m \cdot \tan(\epsilon_1 - \varphi)) + (\mu' \cdot F \cdot r'_m) \quad (33)$$

Her er:

 M_{tot} = tilgjengelig moment fra ytre påført kraft

F = aksuell kraft

 d_2 = gjengens midtdiameter = 9,2 mm r_m = gjengens middelradius

$$r_m = \frac{d_2}{2} \quad (34)$$

 ϵ_1 = friksjonsvinkelen

$$\tan \epsilon_1 = \frac{\mu}{\cos \alpha} \quad (35)$$

 φ = gjengens stigningsvinkel

$$\tan \varphi = \frac{P_{st}}{\pi \cdot d_2} \quad (36)$$

 P_{st} = stigningen = 1,5 mm μ = friksjonskoeffisienten i gjengen = 0,2 [10] 2α = gjengens profilvinkel = 60° (ISO) μ' = friksjonskoeffisienten mellom bremsebelegg og felg = 0,35 r'_m = den radius som friksjonskraften antas å virke på = $R_1 - R_2$

Tar utgangspunkt i en servo (modellfly/ -biler) som yter 15kg klemkraft.
 M_{tot} blir da:

$$M_{tot} = m \cdot g \cdot a = 15 \cdot 9,81 \cdot 0,06 = 8,8 \text{ Nm}$$

Finner så gjengens friksjons- og stigningsvinkel:

$$\tan \epsilon_1 = \frac{0,2}{\cos 30^\circ} \Rightarrow \epsilon_1 = 13^\circ \quad (35)$$

$$\tan \varphi = \frac{1,5}{\pi \cdot 9,2} \Rightarrow \varphi = 2,97^\circ \quad (36)$$

Alle verdier er nå kjent, bortsett fra den aksielle kraften, F:

$$M_{tot} = \left(F \cdot \frac{9,2}{2} \cdot \tan(13 - 2,97) \right) + (0,35 \cdot F \cdot (30 - 13)) \quad (33)$$

$$F = \frac{8,8 \cdot 10^3}{\left(\frac{9,2}{2} \cdot \tan(13 - 2,97) \right) + (0,35 \cdot (30 - 13))} = 1299,97 \approx 1300 \text{ N}$$

Bremsemomentet, M_{br} blir da:

$$M_{br} = x_{ant} \cdot \mu \cdot F \cdot R_{middel} \quad (17)$$

Her er:

x_{ant} = antall friksjonsflater = 2

$\mu = 0,35$

$F = 1300 \text{ N}$

Midlere radius, R_m :

$$R_{middel} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{0,03 + 0,013}{2} = 0,0215 \text{ m}$$

$$M_{br} = 2 \times 0,35 \times 1300 \times 0,0215 = 19,6 \text{ Nm}$$

Nå som bremsemomentet er kjent kan retardasjonen beregnes. Benytter de samme formlene som ved beregning av maksimalt bremsemoment, fra avsnitt 2.2.2:

$$M_{br} = F_f \cdot 0,05 = 19,6 \text{ Nm} \quad (1.8)$$

$$\Rightarrow F_f = \frac{19,6}{0,05} = 392 \text{ N}$$

$$F_f = \mu \cdot 1000 \text{ N} = 392 \text{ N} \Rightarrow \mu = \frac{392}{1000} = 0,392$$

Det vil si at retardasjonen blir:

$$a_{ret} = 0,392 \cdot 9,81 = 3,85 \text{ m/s}^2 \quad (1.6)$$

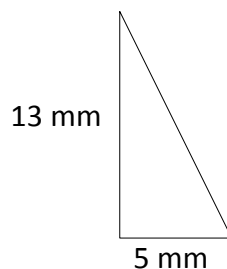
Ser at retardasjonen er større enn den teoretisk maksimale retardasjonen en rulleraskiløper kan klare. Det forutsettes derfor at dette testes i praksis, og siden bremsen er på bakhjulet vil det verste som kan skje være at bakhjulet låser seg.

Selv om en kon felg ble valgt bort i konseptscreeningen, foretas her en beregning av bremsemoment med denne typen felg. Dette er i all hovedsak med hensyn på videre testing av en eventuell prototyp.

$$M_{br} = \frac{F \cdot \mu \cdot (R_1 + R_2)}{2 \cdot \sin \alpha} \quad (37)$$

Her danner α , vinkelen mellom felgens side og horisontalplanet.

Prøver med følgende vinkel α , mellom felg og horisontalplanet:



Figur 46: Vinkelbetraktning, felg.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{13}{5} = 68,96^\circ \approx 69^\circ$$

$$M_{br} = \frac{1300 \cdot 0,35 \cdot (0,03 + 0,013)}{2 \cdot \sin 69^\circ} = 10,5 \text{ Nm}$$

På grunn av 2 friksjonsflater bremsemomentet:

$$M_{br} = 2 \times 10,5 = 21 \text{ Nm}$$

Dette betyr at dersom en velger å benytte en kon felg vil bremsemomentet bli større enn om felgen er rett. Man vil dermed oppnå en større retardasjon og en kortere stopplengde. Velger uansett å gå videre med en rett felg av kostnad og produksjonshensyn.

4.2 Dynamiske påkjenninger og sikkerhet mot utmatting

4.2.1 Beregningsgrunnlag for utmatting

For at trenings- og konkurranseutstyr skal være konkurransedyktig, er det viktig at det er lett og at det er optimalisert til sitt bruk. For å holde tritt med utviklingen i den gitte idrettsgrenen er det også viktig som utøver at man oppdaterer utstyret.

En toppidrettsutøver bytter gjerne utstyr flere ganger i året, til gjengjeld blir utstyret brukt mye og hardt. Utøvere på lavere nivå beholder gjerne utstyret en lengre periode, men blir da brukt mer varsomt. En slags gylden middelvei vil være et produkt som bredden kan benytte direkte og som toppen vil modifisere.

Med tanke 2. gangs salg settes ønsket levetid lik 10 år.

En aktiv mosjonist går et sted mellom 15 – 30 km i gjennomsnitt per uke. Sesongen i de nordiske landene er kort, og varer fra slutten av mai til september. Tar derfor høyde for at skien benyttes 4,5 måneder (18 uker) i året, hvorav 30 km per uke. Antar at ca. halve distansen foregår med begge ski i bakken (staking), og den resterende distansen med skøyteteknikk. Ved bruk av skøyteteknikk er sjelden eller aldri begge skiene i bakken samtidig. Hver ski vil dermed stå for $\frac{1}{4}$ av distansen ved denne belastningen.

Oppsummert blir følgende belastning og bruksmønster dimensjonerende:

Tabell 19: Belastning og bruksmønster.

Belastningstilfelle	Belastning pr. hjul	F_d	Kommentar
Tilfelle 1			
Staking	$\frac{m}{4} = 0,25 \cdot m = 25$	250 N	Belastningen sees på som statisk, og tas derfor ikke med i beregningene
Tilfelle 2			
Normal skøyteteknikk	$0,75 \cdot m = 75 \text{ kg}$	735,75 N	Skøyteteknikken bidrar til den utmattende belastningen som inntreffer oftest
Tilfelle 3			
Maksimal belastning	$0,5 \cdot m + 0,75 \cdot m = 1,25 \cdot m = 125 \text{ kg}$	1226,25 N	Belastningen inntreffer kun en gang i blant. Her kommer impulsbelastningen som et tillegg til kroppsvekten

Beskrivelse av lastsykler (pr. uke):

Tilfelle 2:

Distanse pr. ski = 30 000 m / 4 = 7 500 m

Med én sykkel pr. meter i 10 år blir antall sykler lik:

$$n_{s,1} = \text{meter} \cdot \text{uker} \cdot \text{år} = 7500 \cdot 18 \cdot 10 = 1\,350\,000 \text{ sykler}$$

Tilfelle 3:

Impulsbelastning på rulleski anses for å inntreffe svært sjelden. Belastningstilfelle 3 settes derfor til å inntreffe 5 ganger pr. uke. Antall sykler på 10 år blir dermed:

$$n_{s,2} = 5 \cdot 18 \cdot 10 = 900 \text{ sykler}$$

4.2.2 Sikkerhet mot utmatting

Skrue/ aksel:

Syrefast – M6x55 DIN 933 A4 80

Skruen eller akselen er slipt med overflatefinhet, $R_a = 2,5$. Videre er akselen uten kjerter i belastningsområde.

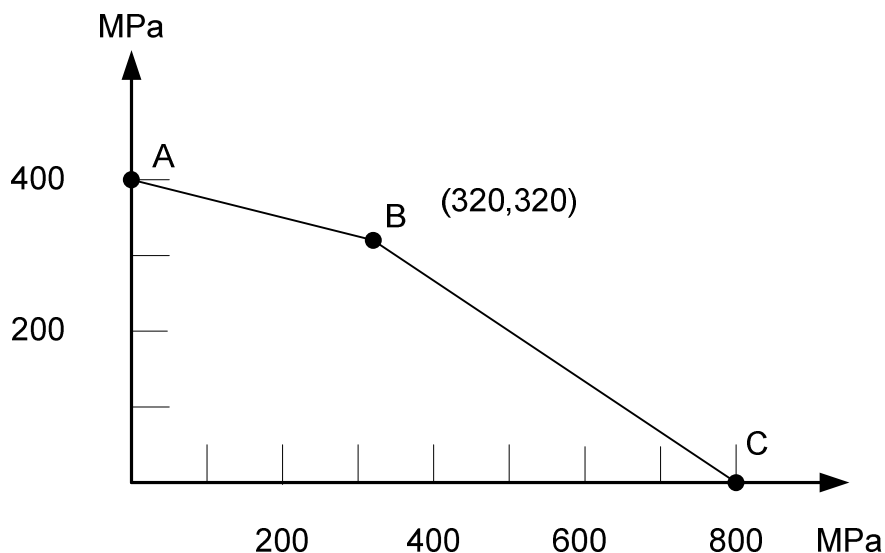
Velger å benytte belastningstilfelle 3 ved utmattingsberegning av akselen. Dette er den største belastningen akselen blir utsatt for. Akselen blir utsatt for et bøyemoment, $M_b = 9,2$ Nm. Og som nevnt tidligere vil en hylse med diameter på 10mm sitte utenpå akselen, noe som vil virke avstivende.

Da det ikke er opplyst noen utmattingsdata for skruen settes punktene A, B og C i Haigh-diagrammet lik:

$$A = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 800 = 400 \text{ MPa}$$

$$B = 0,8 \cdot A = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ MPa}$$

$$C = R_m = 800 \text{ MPa}$$



Figur 47: Haighdiagram med utmattingsdata for akselen/ skruen.

Bøyespennning:

$$\sigma_{b.maks} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{9,2 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 6^3}{32}} = 433,7 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\sigma_{b.min} = 0$$

$$\sigma_{nm} = \frac{433,7+0}{2} = 216,85 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{na} = \frac{433,7-0}{2} = 216,85 \text{ MPa} \quad (39)$$

Overflatefaktor:

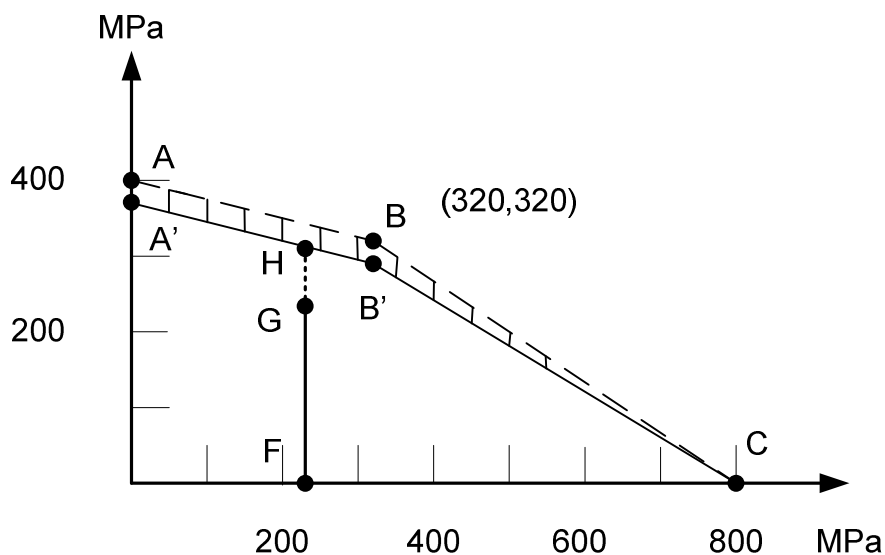
$$C_F = 1 - 0,22(\log R_a)^{0,64} \cdot \log 800 + 0,45(\log R_a)^{0,53} \quad (40)$$

$$C_F = 1 - 0,22(\log 2,5)^{0,64} \cdot \log 800 + 0,45(\log 2,5)^{0,53} = 0,92$$

Tegner så opp et redusert Haigh-diagram, der utmattingsdataene multipliseres med modifieringsfaktoren (overflatefaktoren). Merker de nye punktene med apostrof.

$$A' = A \cdot C_F = 400 \cdot 0,92 = 368 \text{ MPa}$$

$$B' = B \cdot C_F = 320 \cdot 0,92 = 294,4 \text{ MPa}$$



Figur 48: Redusert haighdiagram med hensyn på overflatefaktoren.

Sikkerheten mot utmatting FS, for akselen blir:

$$FS = \frac{FH}{FG} \quad (41)$$

Her er:

$$FG = K_f \cdot \sigma_{na}$$

Da det ikke er noen kjerv settes kjervfaktoren, $K_f = 1$

$$FG = 1 \cdot 216,85 = 216,85 \text{ MPa}$$

$$FH = A' - \frac{(A' - B') \cdot \sigma_{nm}}{B}$$

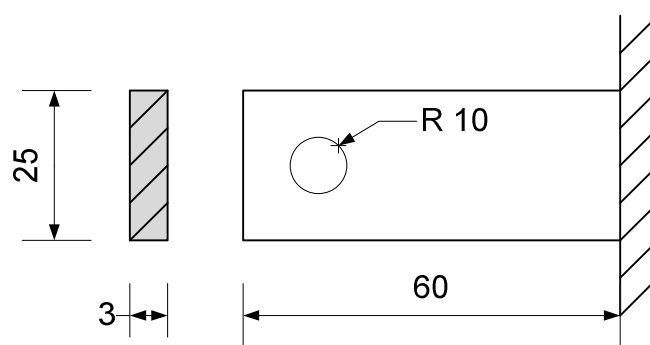
$$FH = 368 - \frac{(368 - 294,4) \cdot 216,85}{320} = 318,1 \text{ MPa}$$

Sikkerheten mot utmatting blir da:

$$FS = \frac{318,1}{216,85} \approx 1,5 \Rightarrow \text{OK!}$$

Dette er i henhold til Åge A. Waløen's bok "Maskindeler", der en sikkerhet mot flyt ved utmattende belastning skal være mellom 1,3 – 1,8. [19].

Hjuloppheng:



Figur 49: Bøyepåkjent del av hjuloppheng.

$$F_1 = \frac{735,75 \text{ N}}{2} \approx 368 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{1226,25 \text{ N}}{2} \approx 613 \text{ N}$$

Deler kraften F på 2, fordi hjuloppheget har to "armer".

Bøyespenning:

$$\sigma_{b1} = \frac{F_1 \cdot a}{W_b} = \frac{368 \cdot 60}{\frac{3 \cdot 25^2}{6}} = 70,7 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\sigma_{b2} = \frac{F_2 \cdot a}{W_b} = \frac{613 \cdot 60}{\frac{3 \cdot 25^2}{6}} = 117,7 \text{ MPa} \quad (25)$$

Fra Eurokode 9, vedlegg I – castings (støpegods) velges detaljkategori 71-7, da denne er mest konservativ.[20].

S-N kurven består av kun et linjestykke før den går til "cut-off" ved 10^8 sykler.

Dvs:

$$N_c = N_d = C \cdot \Delta\sigma^{-m} \quad (42)$$

Finner så C- verdien for den gitte detaljkategorien:

$$C = N_c \cdot \Delta\sigma^m = 2 \cdot 10^6 \cdot 71^7 = 1,819 \cdot 10^{19}$$

Likningen for kurvestykke blir da:

$$N_c = N_d = 1,819 \cdot 10^{19} \cdot \Delta\sigma^{-m}$$

Setter så inn bøyespenningen ved de forskjellige lasttilfellene:

$$N_{c1} = 1,819 \cdot 10^{19} \cdot 70,7^{-7} = 2\,060\,140$$

$$N_{c2} = 1,819 \cdot 10^{19} \cdot 117,7^{-7} = 58129$$

Benytter så Miner – Palmgren's delskadehypotese for å verifisere om konstruksjonen tåler det ønskede antall lastsykler.

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (43)$$

$$\sum_{i=1}^k \left(\frac{1350000}{2060140} + \frac{900}{58129} \right) = 0,67 \leq 1 \Rightarrow OK!$$

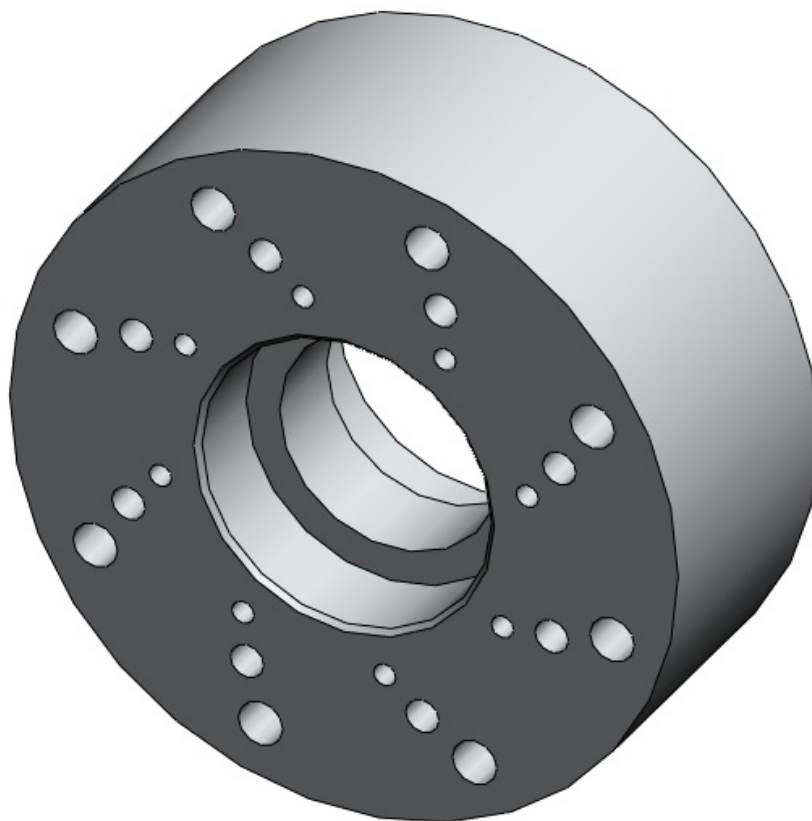
5 PRODUKTARKITEKTUR OG DESIGN

5.1 Bremskonseptet

I denne delen av oppgaven har kombinasjonen av konseptvalget og de dimensjonerende størrelsene blitt modellert i 3D. Bremsmekanismen blir aktivisert ved hjelp av en krysning mellom konsept D og E som gikk videre i konseptscreeningen. Utfordringen har vært å lage et prinsipp som tillater stor nok vandring på bremsen.

Med unntak av sammenstillingen, vil kun komponenter med innvirkning på bremsmekanismen vises i dette avsnittet.

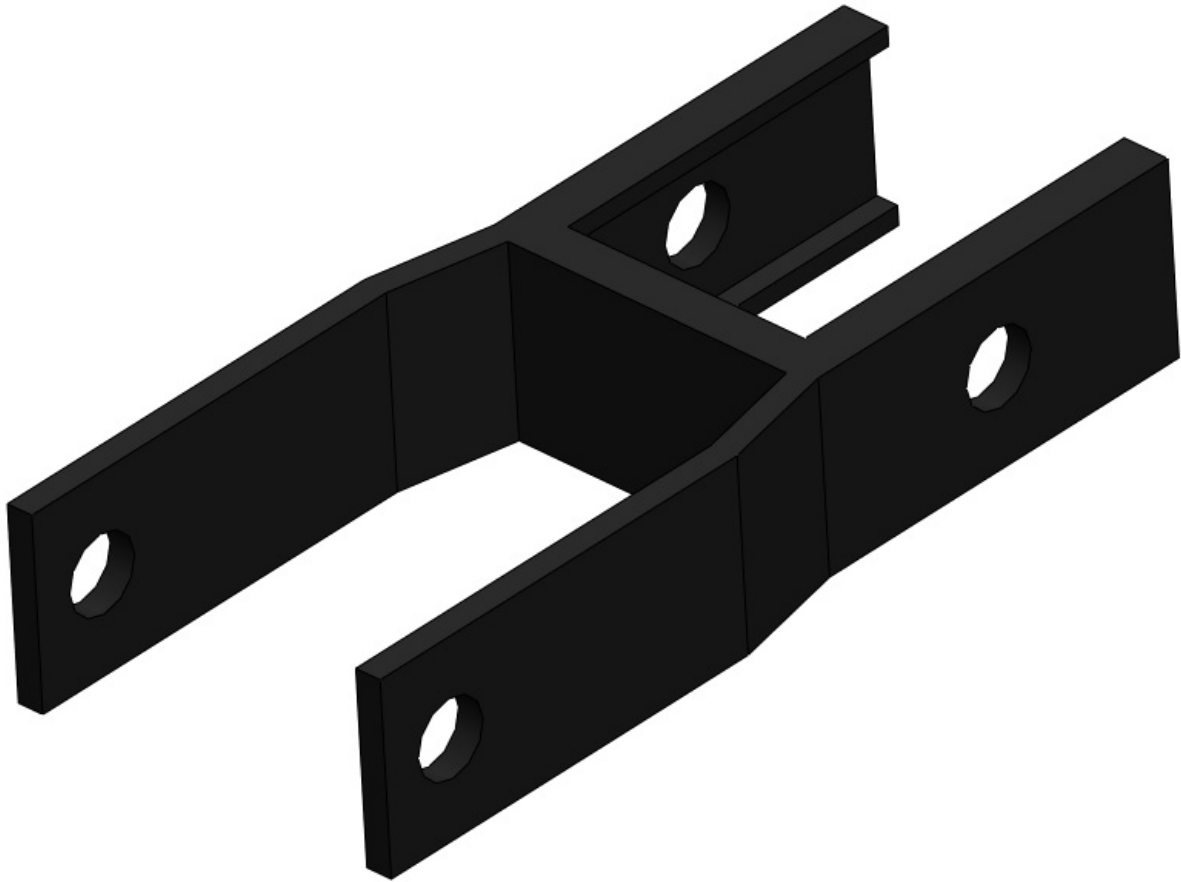
5.1.1 Felg



Figur 50: Modifisert felg, tilpasset Rollersafe bremseløsning.

Felgen har ytre mål tilsvarende eksisterende rulleskifelger, men er tilpasset større kulelager for å få plass til skrueløsningen. Når det gjelder ventileringen, er dette bare et utkast. Balansegangen mellom bremseeffekt og varmegang må testes nærmere. Dersom man fjerner gods i bremsebanen, oppnås bedre ventilering og en lavere vekt på felgen. Men ved å gjøre dette fjerner man også en del av arealet som inngår i bremseflaten. Bremsen er altså avhengig av ventilering, men det er foreløpig usikkert hvor mye.

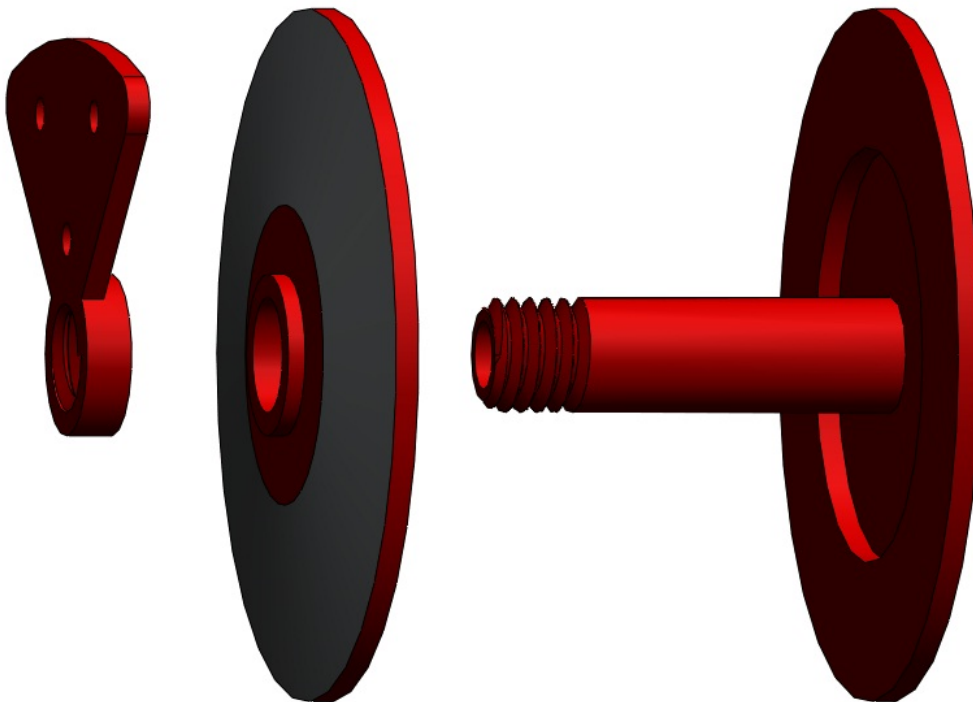
5.1.2 Hjuloppheng



Figur 51: Hjuloppheng tilpasset Rollersafe bremsesystem.

Et nytt hjuloppheng er konstruert med det hensyn å få plass til bremsesystemet. Det er med andre ord noe bredere en selve skistammen. Videre er hjulopphenget konstruert med flenser ved innfesting til skistammen. Dette medfører at kreftene blir tatt opp her, og ikke i eventuelt en eller flere bolter. Forbindelsen kunne i prinsippet vært limt, men av hensyn til feste for lineærmotoren er det laget hull til en M6 bolt.

5.1.3 Bremsmekanismen

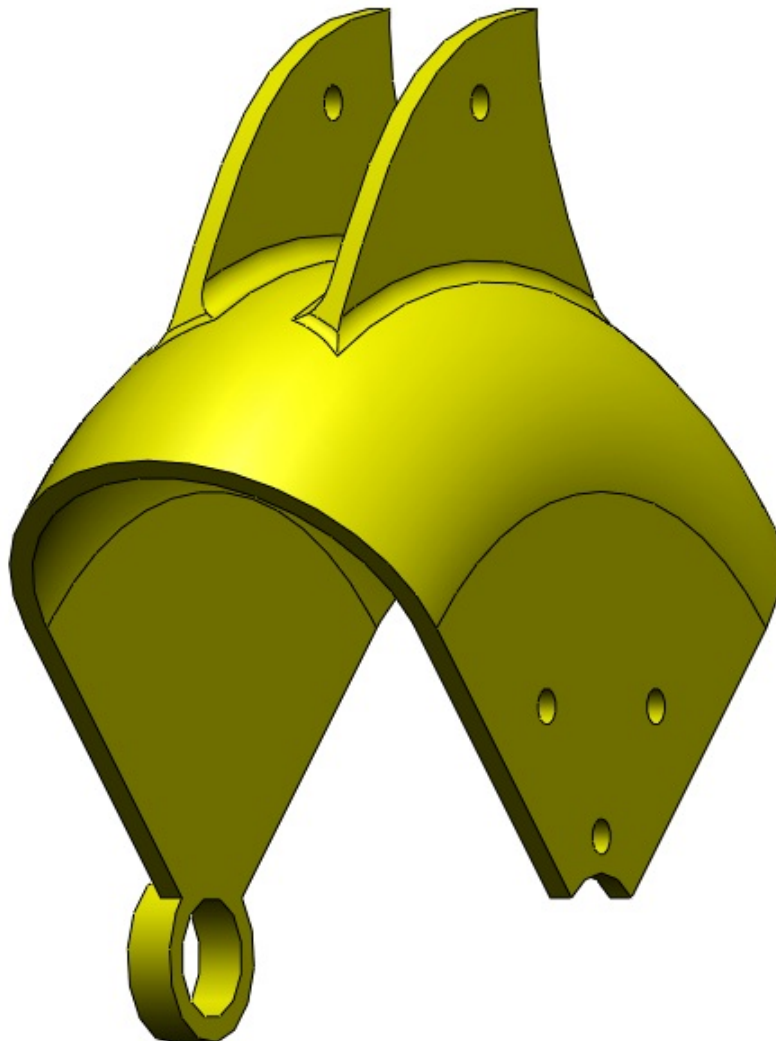


Figur 52: Viser selve bremsmekanismen. Fra venstre, aktiviseringsarm, løs lamell, 10mm hylse med fast lamell.

De tre komponentene som bremsmekanismen består av, er i realiteten løsningen på selve oppgaven. På bakgrunn av liten hjuldiameter og ønske om et lite og kompakt bremsesystem, har kreftene som må til for å oppnå akseptabel bremseeffekt blitt store. Løsningen ble derfor en slags skrustikke, hvor en rotasjonsbevegelse sørger for aksiell kraft. Fordelen med denne type løsning er at kraften som må til for å rotere aktiviseringsarmen, er liten sammenliknet med den aksielle kraften som oppstår på bakgrunn av rotasjonen.

Gjengene er laget "links" for ikke å bli påvirket av rotasjonsretningen på hjulet. Det vil si at bremsen ikke vil kunne dras på med mindre man aktiviserer den. Bevegelseskruer benytter normalt trapesgjenger, men i denne oppgaven er det valgt å benytte metriske gjenger, da det ikke lar seg gjøre å dreie ut de innvendige gjengene i M10 størrelse.

5.1.4 Skjerm

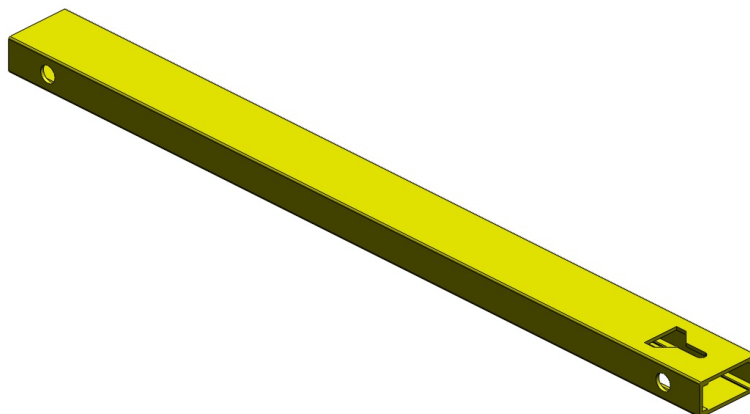


Figur 53: Skjerm med innfesting for lineæraktuator og aktiviseringsarm.

Det at skjermen er en integrert del i selve bremsemekanismen, er i utgangspunktet ment som en visuell finesse. Når skjermen roterer vil folk bli oppmerksomme på at det er noe som skjer. Det vil med andre ord vises tydelig om bremsen er på eller ikke. Men i tillegg til det rent visuelle har skjermen den fordelen at alle komponentene kan sentreres, slik at ikke noe stikker ut på siden av skien.

På skjermens høyre side vil aktiviseringsarmen monteres med tre skruer, motsatt side vil kunne rotere fritt utenpå en foring mellom hylsen med fast lamell og hjuloppheget. De to "finnene" på toppen av skjermen er for innfesting av gjengehylsen som sitter på skruen til lineæraktuatoren. Disse er plassert med det hensyn at skjermen skal kunne rotere tilnærmet 90 grader.

5.1.5 Skistamme



Figur 54: Modifisert skistamme slik at lineæraktuatoren kan rotere de nødvendige gradene som skal til for at bremsen skal aktiviseres.

Det er foreløpig usikkert hvor mye utskjæringene på skiens over- og underside vil svekke konstruksjonen. Dette må derfor undersøkes nærmere i FEM- analysen.

Skistammen er et rektangulært profil hvor tidligere innfesting for hjul er kappet bort for å gjøre plass til det nye hjuloppheget.

5.1.6 lineæraktuator

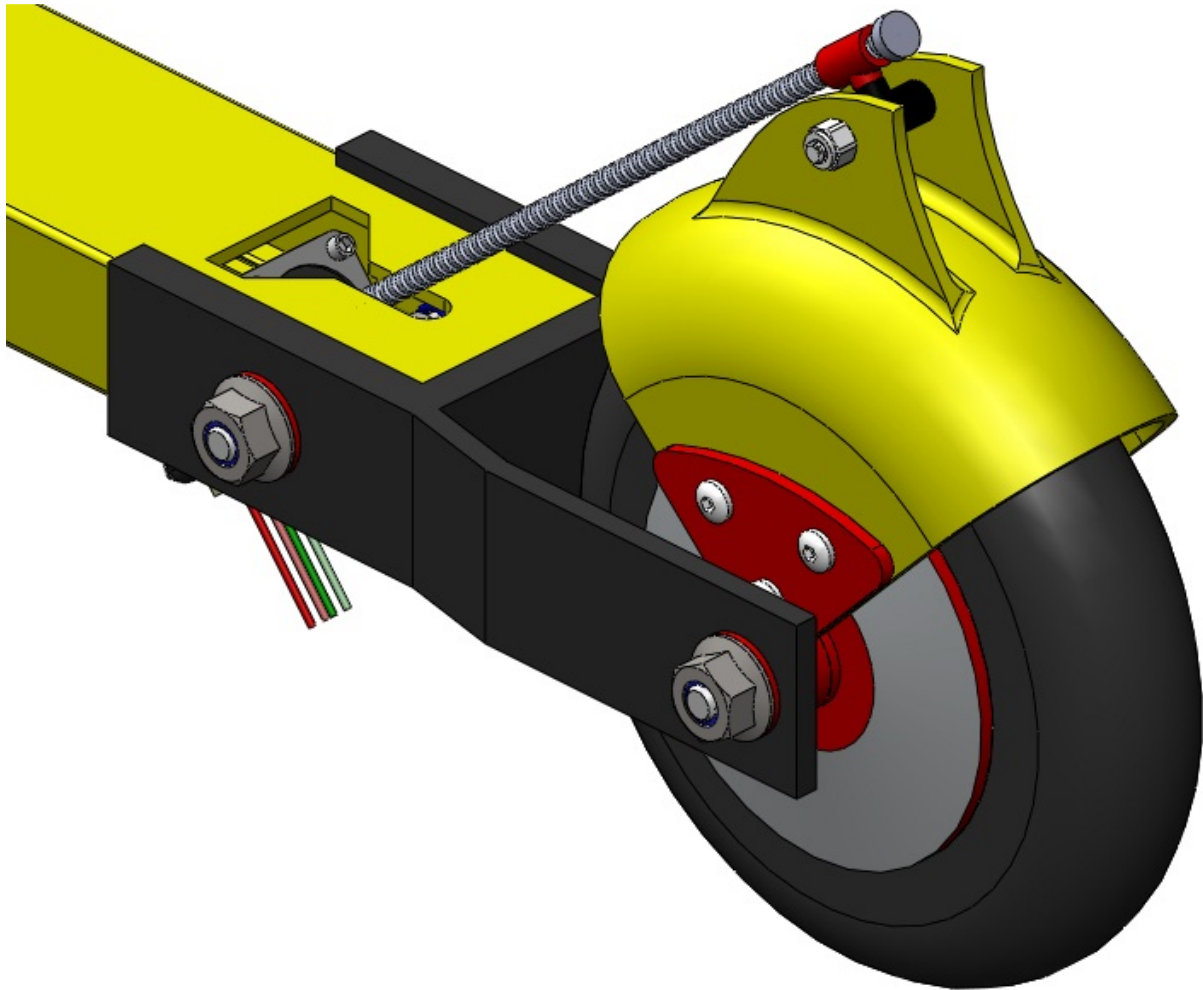


Figur 55: Lineæraktuatorer er hyllevare og finnes i mange utforminger og størrelser.

Ved å benytte en lineæraktuator (skruemotor) som denne, vil skjermen enkelt kunne rotere 90 grader. Lineæraktuatorer finnes i utallige størrelser og utforminger, men den som er modellert her er bare for å illustrere hvordan mekanismen vil fungere.

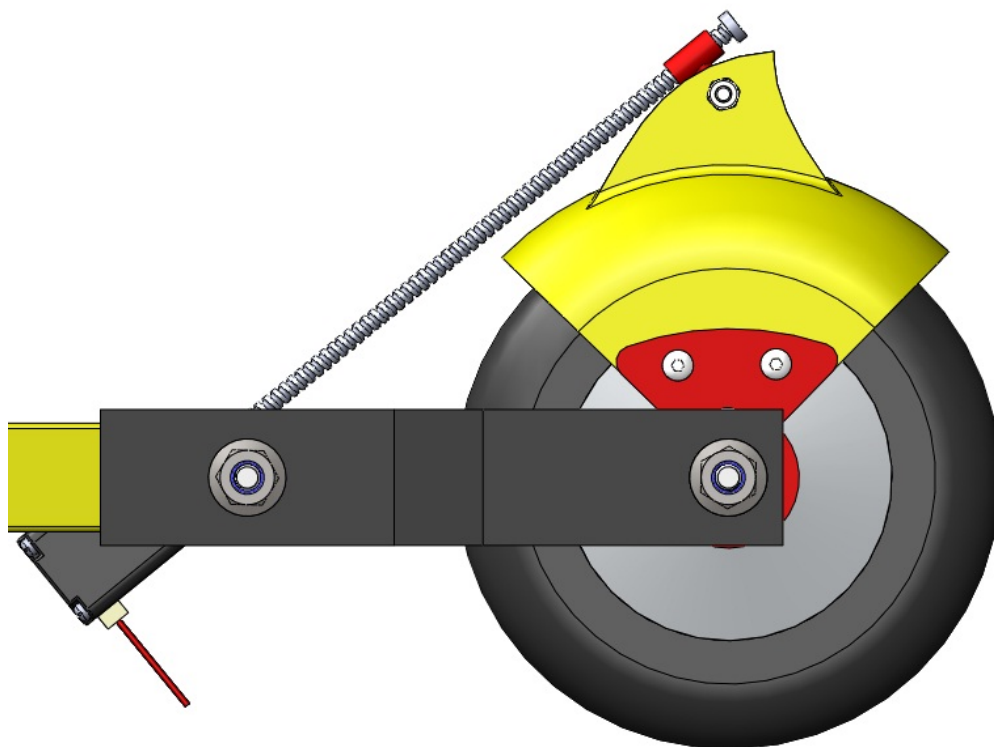
Det er foreløpig mest aktuelt å benytte en giret elektromotor, da disse er små og kompakte og i tillegg har stor kapasitet. Ved å benytte en magnetsensor som gir pulser ved rotasjon, kan en ved pulstelling holde styr på posisjonen til bremsen.

5.1.7 Sammenstilling

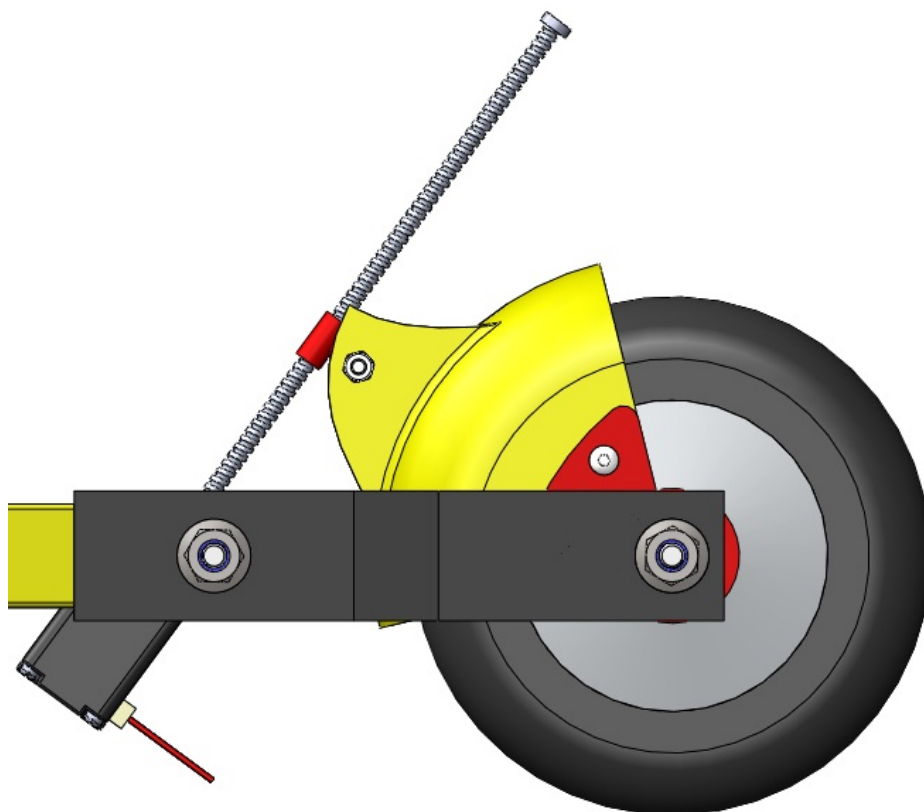


Figur 56: Sammenstilling av Rollersafe.

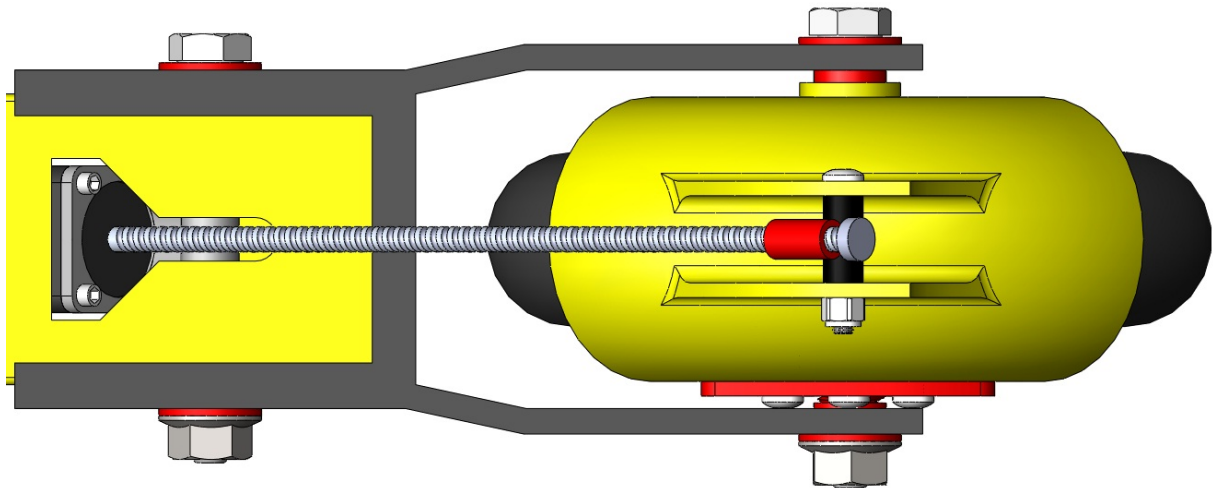
Rollersafe har blitt noe annet enn det som i utgangspunktet var planen, nemlig et integrert brems-/ motstandssystem i et av hjulene. Men bremsen har likevel blitt liten og kompakt, og den kan styres trådløst! Prinsippet er veldig enkelt, med få deler, har god bremseeffekt og er i tillegg rimelig å produsere. Dersom en ønsker en annen metode for å aktivisere bremsen er det bare skjermen og aktuatoren som må byttes.



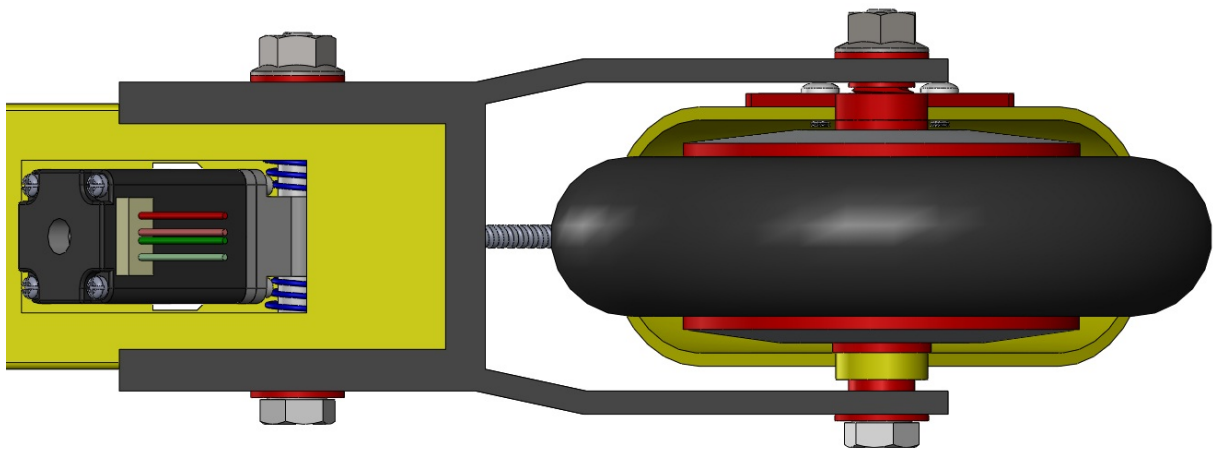
Figur 57: Rollersafe i posisjon 1, bremsen er ikke koplet inn.



Figur 58: Rollersafe i posisjon 2, bremsen er koplet helt inn.



Figur 59: Rollersafe sett fra oversiden.

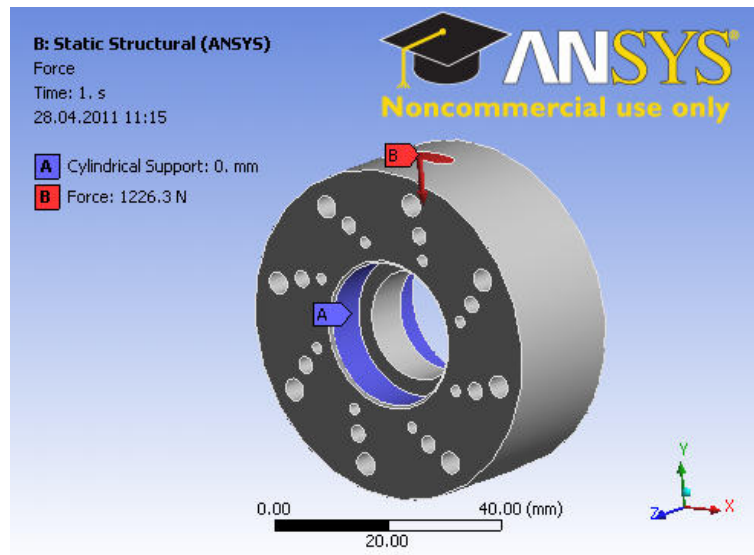


Figur 60: Rollersafe sett fra undersiden. Fjærene (blå) skal bidra til å sentrere motoren når bremsen ikke er koplet inn. Rotasjonsbevegelsen til aktiviseringsarmen vil også skape en liten aksiell bevegelse som motoren må etterkomme.

6 FEM – analyse

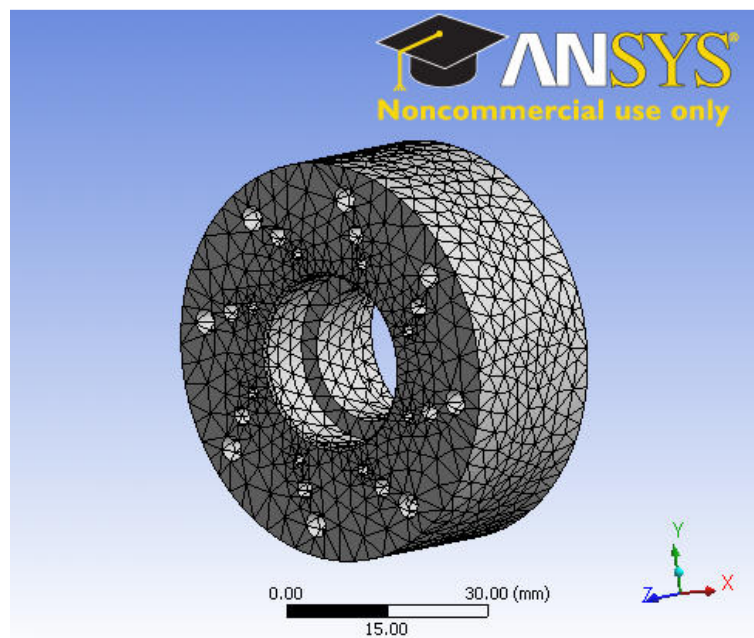
6.1 Felg

Belastningssituasjon:



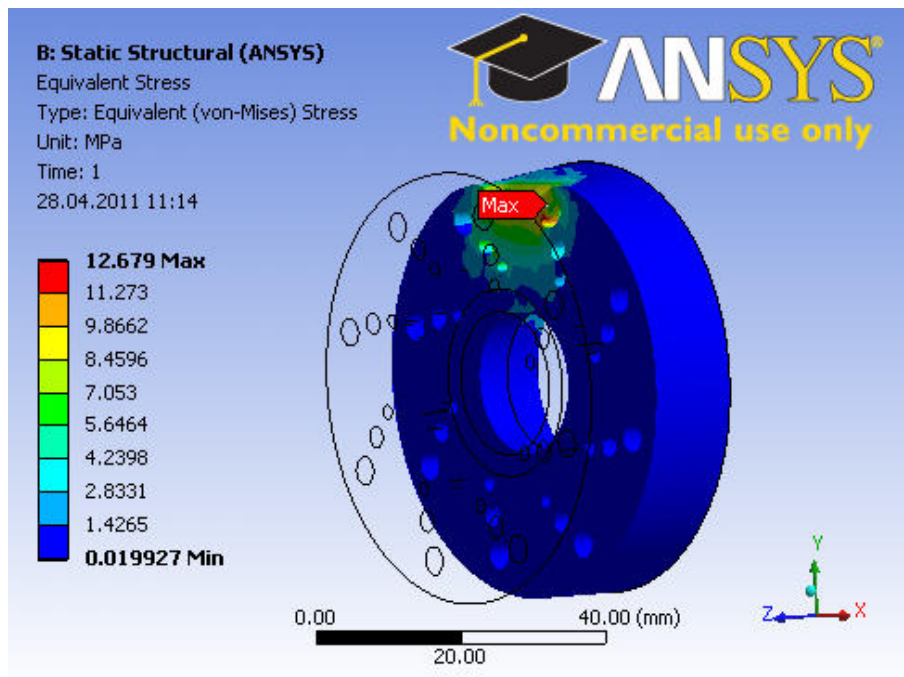
Figur 62: *Sylindrisk opplager A, er plassert der hvor hjullagrene sitter, og en last B, på 1226,26 N angriper normalt på felgradien, sentrert i felgbanen.*

Mesh:



Figur 63: *Felgen er meshet med elementstørrelse på 3 mm. Det er ikke foretatt noen meshforfining.*

Plot av ekvivalent spenning:

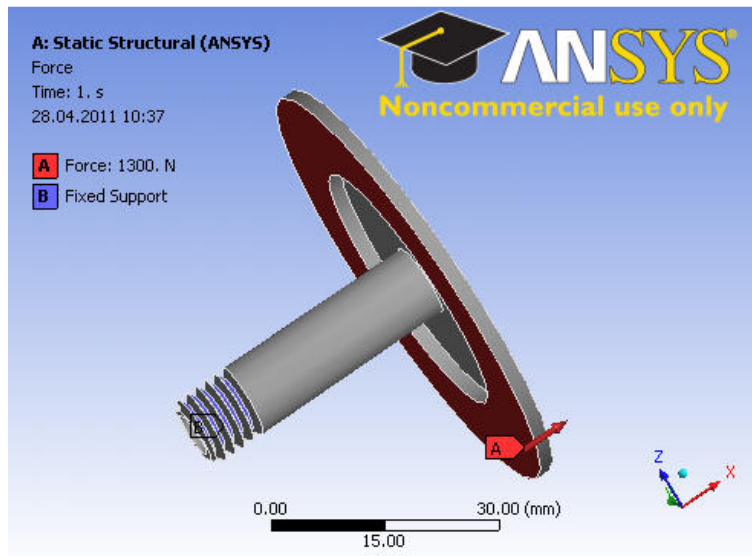


Figur 64: *Plot av ekvivalent spenning. Den maksimale spenningen er på ca. 12,7 MPa og befinner seg i området rundt det øverste ventileringshullet.*

Ved videre optimalisering av felgen må fysiske tester foretas. Inngrep som blir gjort med hensyn på reduksjon av vekt vil ha innvirkning på bremseeffekten. Selv om flere ventileringshull gir mindre friksjonsflate, kan det hende at bremsene blir bedre da temperaturen blir lavere. Men dette er igjen en hårfin balansegang, fordi som formelen for spesifikk varmekapasitet (avsnitt 2.2.2, effekt) illustrerer, så gir større vekt på det bremsende element lavere temperatur.

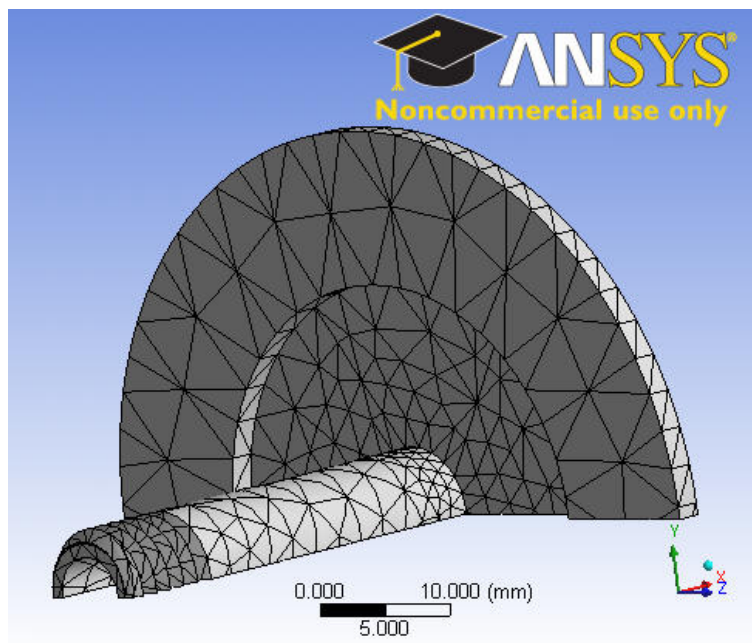
6.2 Bremselamell

Belastningssituasjon:



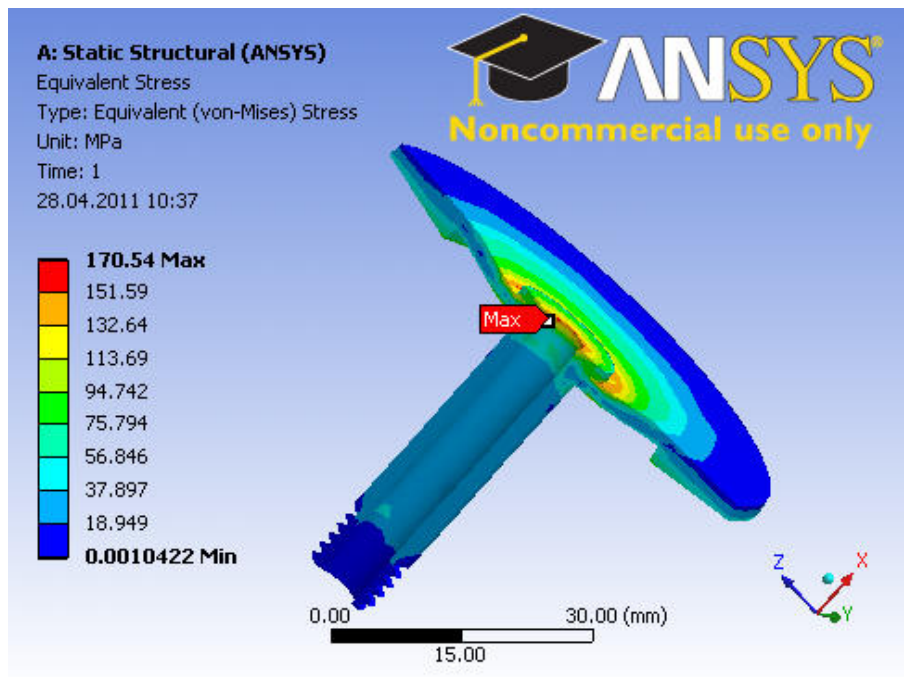
Figur 65: For å verifisere spenningen i overgangen mellom hylse og lamell er kraften A, på 1300 N påført arealet som presser mot felgen. Modellen er opplagret med fast innspenning B, i gjengene.

Mesh:



Figur 66: Lamellen er meshet med elementstørrelse på 3 mm, og det er gjort en meshforfining i overgangen mellom lamell og hylse.

Plot av ekvivalent spenning:

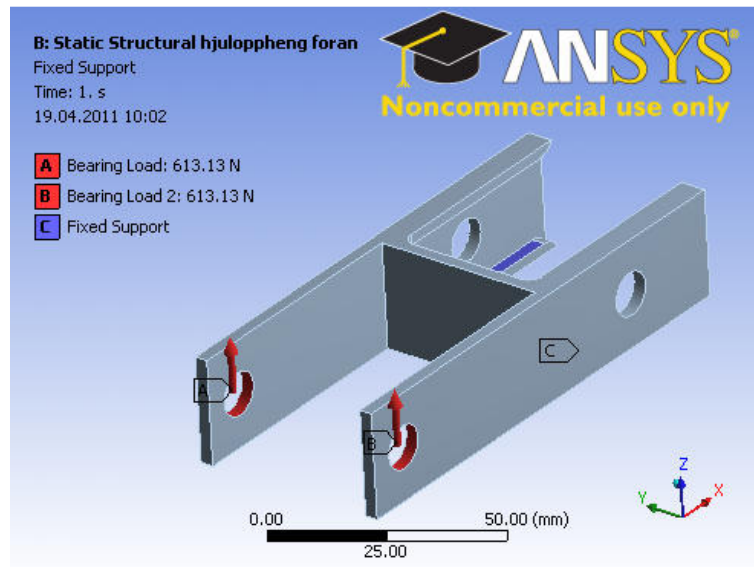


Figur 67: *Plot av ekvivalent spenning der maksimalverdien på 170,5 MPa befinner seg på kanten til den indre radiusen til hylsen. Spenningene er godt innenfor tillatt flytespenning og virker dessuten bare i overflaten.*

På lik linje med felgen må videre optimalisering av lamellene skje etter fysisk testing av bremsen. Hva gjelder skarpe kanter er det alltid en fordel å erstatte disse med radier slik at spenningen fordeles utover et større område. Men med hensyn på vekt og temperatur er det foreløpig uklart hva som er hensiktsmessig å revidere.

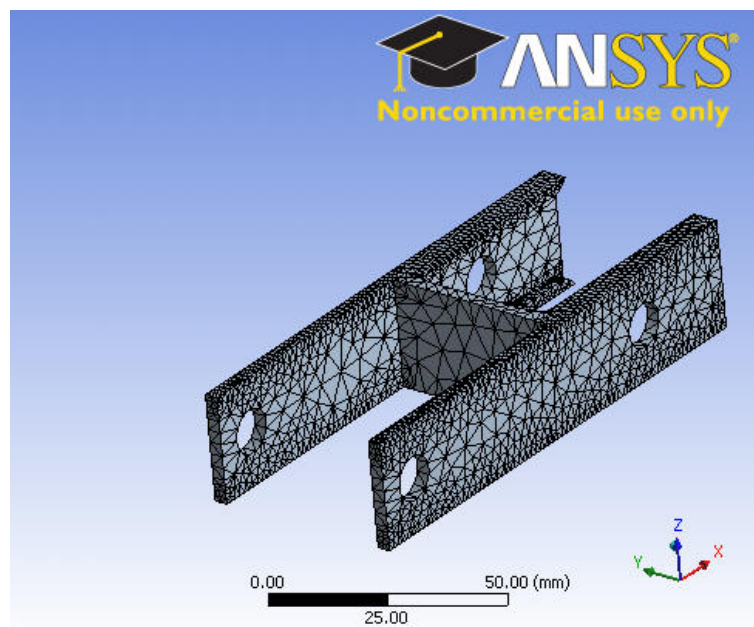
6.3 Hjuloppheng foran

Belastningssituasjon:



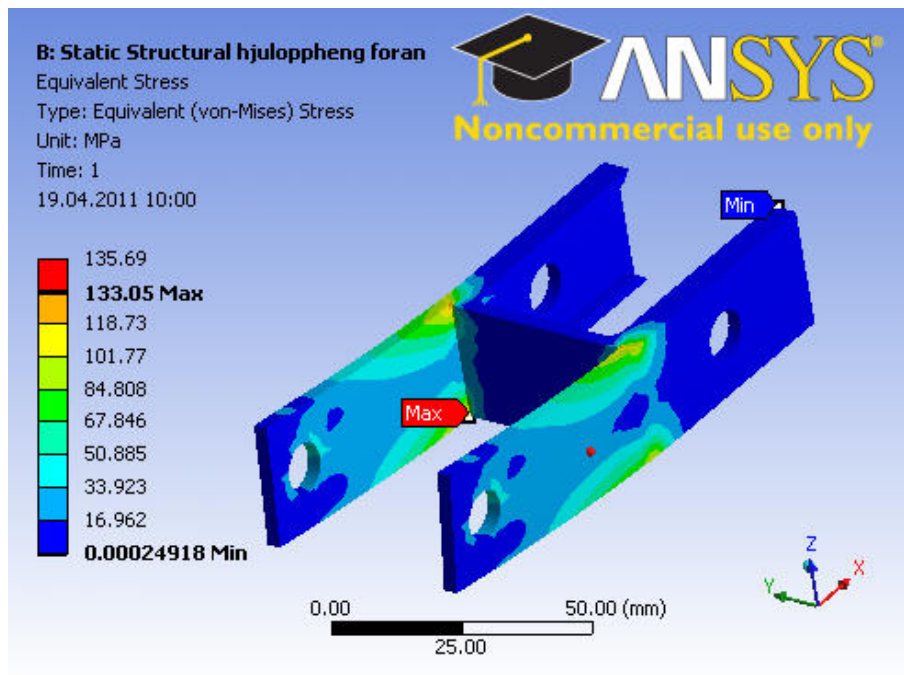
Figur 68: *To vertikale punktlaster er satt inn som "bearing load" der akselen sitter opplagret. Modellen er fast innspent i flensene i bakkant av hjuloppheget, både opp og nede.*

Mesh:



Figur 69: *Modellen er meshet med elementstørrelse på 3mm. Meshforfining på 1 mm er lagt til der spenningene er antatt å være størst.*

Plot av ekvivalent spenning:

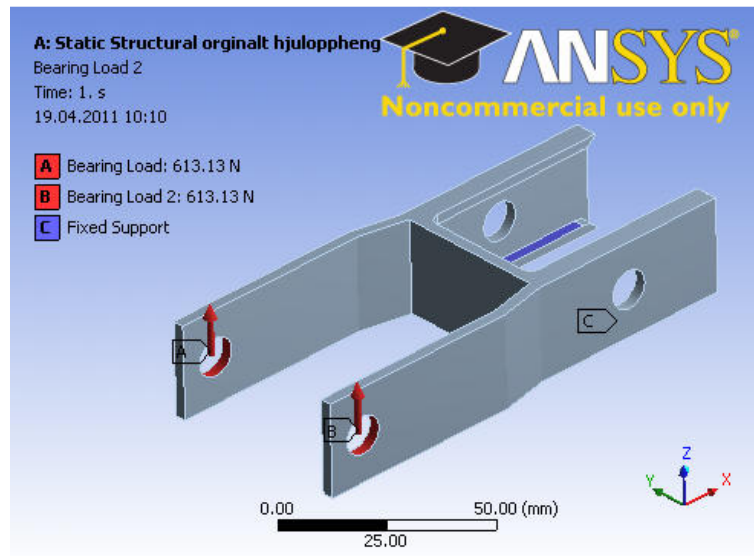


Figur 70: Den maksimale ekvivalente spenningen befinner seg på strekksiden av profilet og er på 133,05 Mpa. Dette stemmer bra med beregningene som er gjort i avsnitt [4.1.2].

Dimensjonene på hjuloppheng er dimensjonert etter tillatt bøyespenning. Ansys tar i tillegg hensyn til skjærspenning ved plot av den ekvivalente spenningen. Ser man på resultatene i ansys kontra resultatene i grunnlagsberegningene er den maksimale spenningen tilnærmet lik. Dette betyr i prinsippet at det var korrekt å neglisjere skjærspenningen, da den er veldig liten i forhold til bøyespenningen.

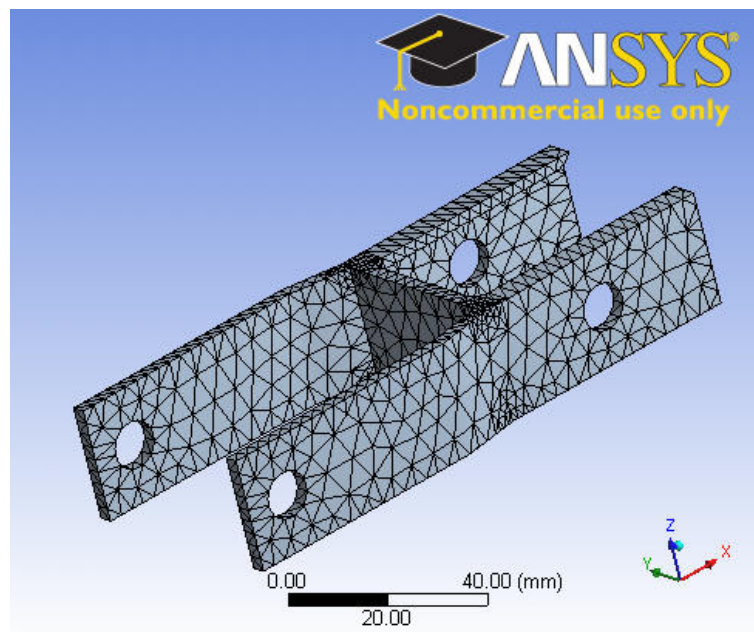
6.4 Hjuloppeng bak (brems)

Belastningssituasjon:



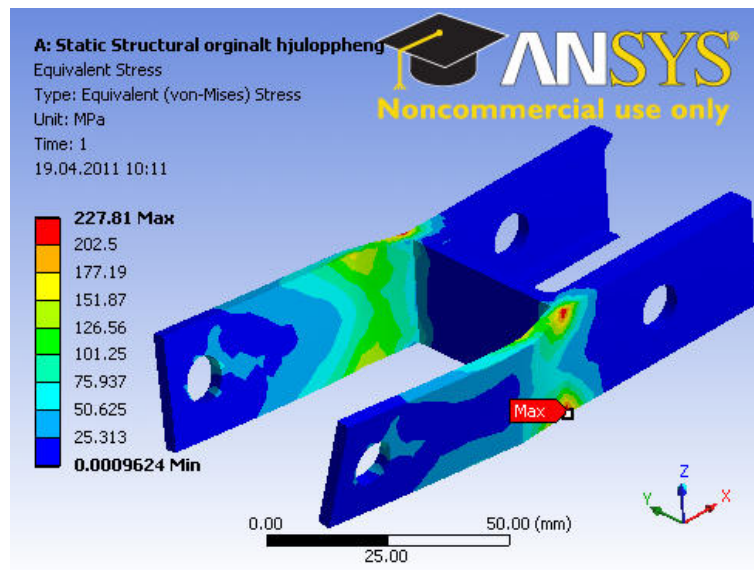
Figur 71: To vertikale punktlaster er satt inn som "bearing load", 613,13 N der akselen sitter opplagret. Modellen er fast innspent i flensene i bakkant av hjuloppheget, både oppe og nede.

Mesh:



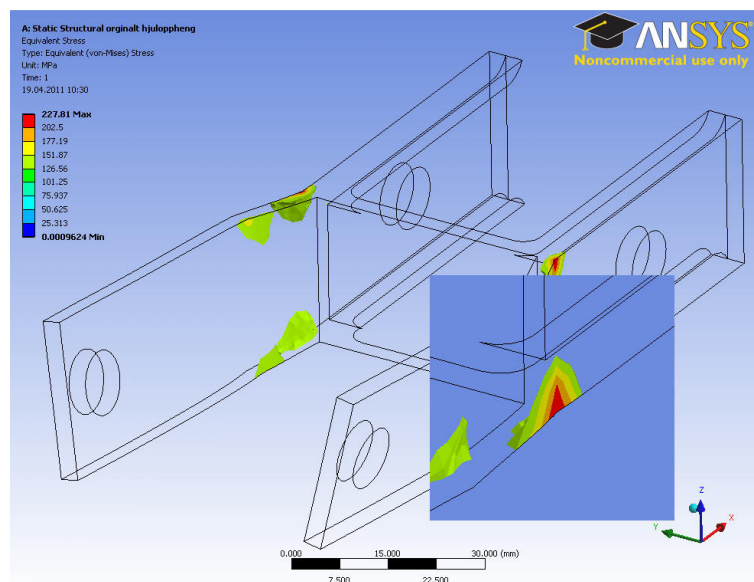
Figur 72: Meshet er mer eller mindre likt som for hjuloppheget foran. Meshforfining på 1 mm er lagt til der hvor spenningene er antatt å være størst.

Plot av ekvivalent spenning:



Figur 73: Plottet av den maksimale ekvivalente spenningen, 227,8 MPa overstiger materialets flytegrense. Det har altså stor betydning at hjuloppnget er gjort bredere for å få plass til bremsemekanismen.

Kontroll av største spenning:

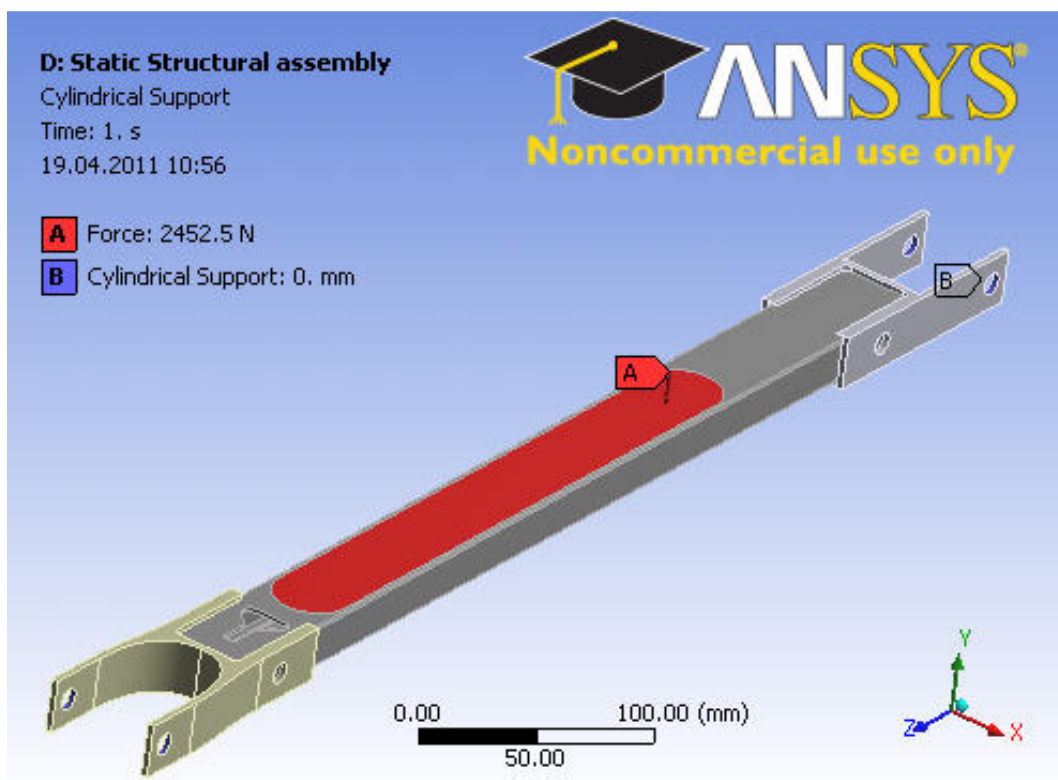


Figur 74: Utsnitt av område med størst ekvivalent spenning. Ser at spenningskonsentrasjonen opptrer lokalt rundt "knekk" i profilet, og at det ikke flyter gjennom hele godstykkelsen.

6.5 Kontroll av skistammen

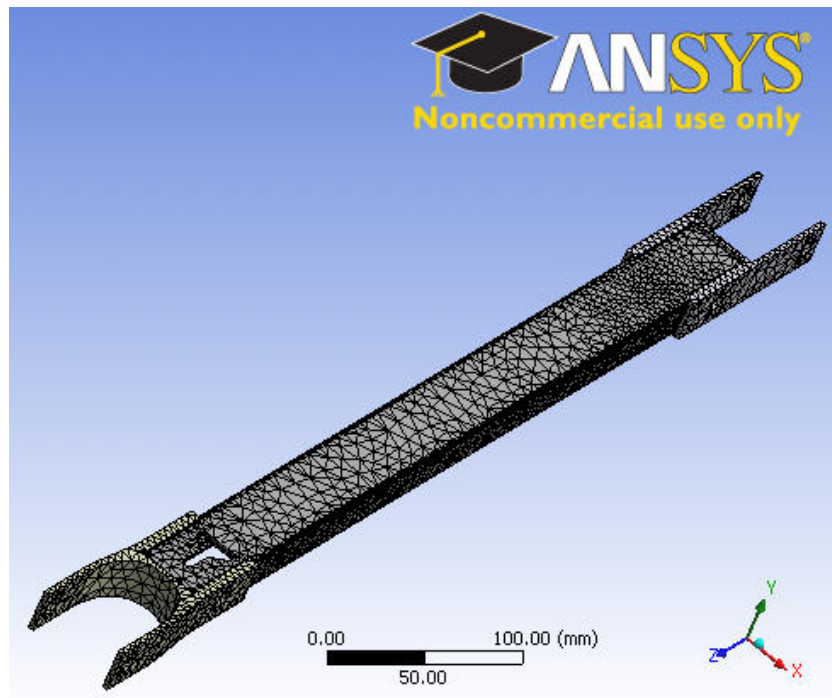
Selv om det er valgt å benytte standard profil (tilsvarende ski uten brems) for Rollersafe, er det gjort noen formendringer som gjør at den må kontrolleres. Det er skåret hull i profilets over- og underside for å få plass til lineærmotoren. Størrelsen på hullene er slik at de tillater at motoren roterer ved aktivisering av bremsen. Dessuten må spenningene i kontaktflatene mellom skistammen og hjulopphengene kontrolleres.

Belastningssituasjon:



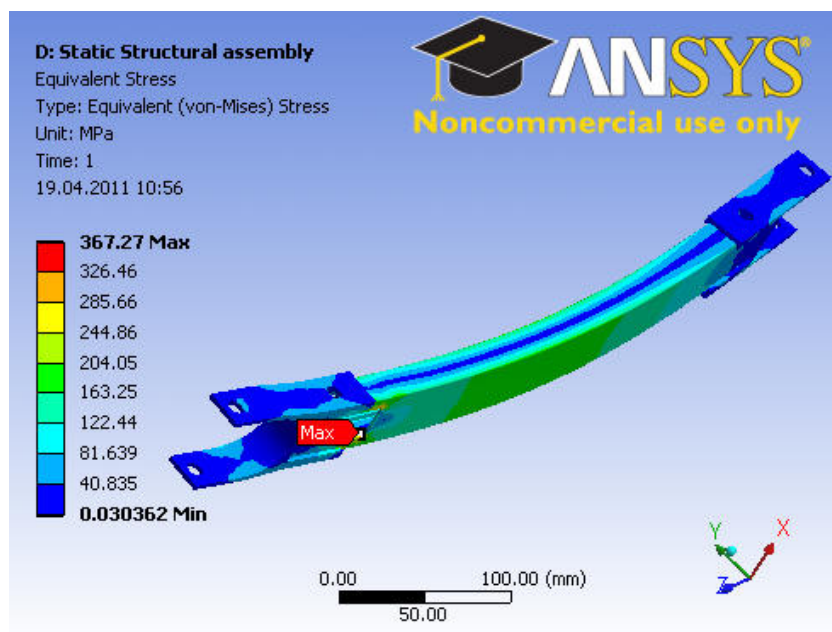
Figur 75: Skistamme med hjuloppheng blir belastet med en kraft, $A = 2452,5$ N der avtrykket til skoen befinner seg. Kontaktflaten mellom skistamme og hjuloppheng er definert som bonded mellom skistammens over- og underside, og de øvre og nedre flensene på hjulopphengene. Modellen er opplagret der hvor hjulakselen vil sitte med sylindrisk opplager. Videre er opplageret definert slik at radiell- og aksiell forflytning ikke er tillatt, mens tangentiell forflytning er tillatt.

Mesh:



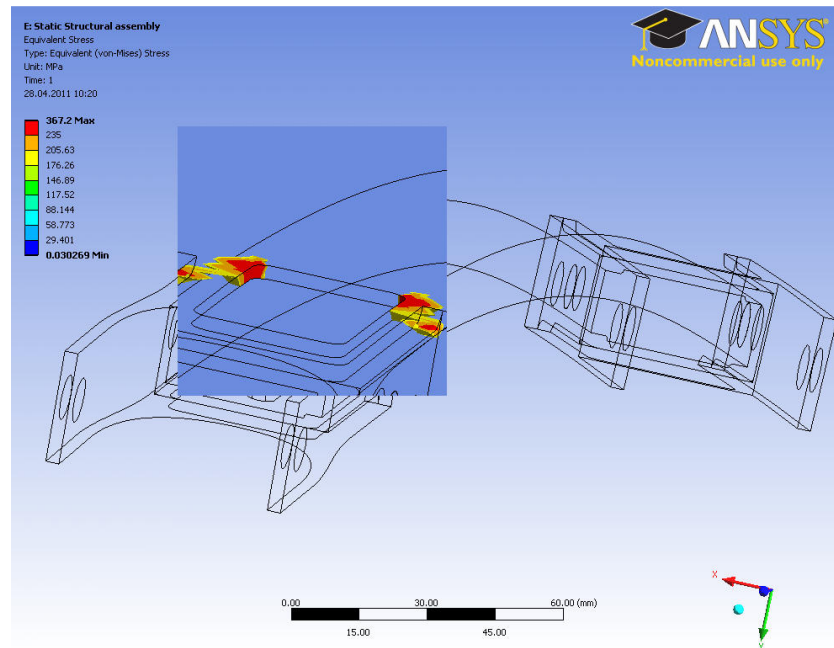
Figur 76: Modellen er meshet med elementstørrelse på 5 mm og det er ikke foretatt noen meshforfining.

Ekvivalent spenning:



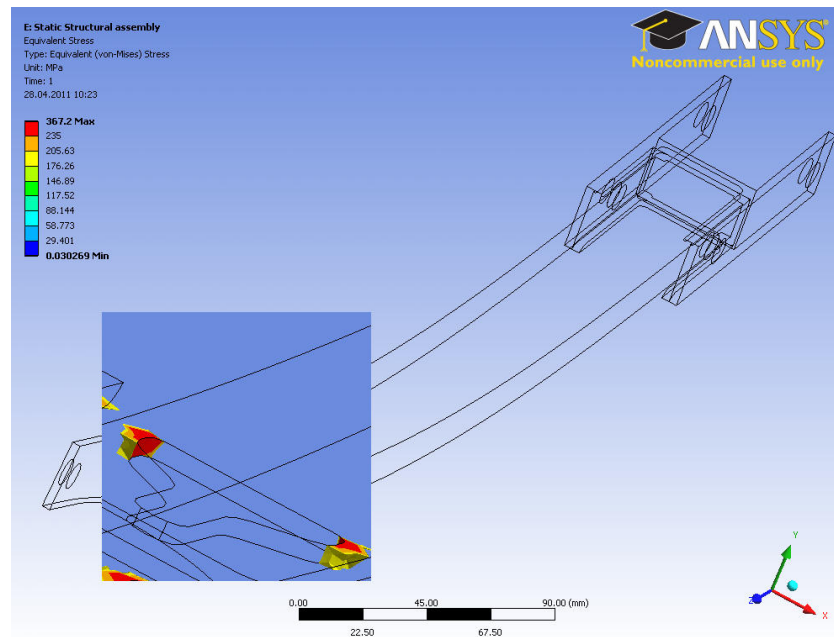
Figur 77: Den maksimale ekvivalente spenningen er som forventet langt over flytegrensen, 367,27 MPa i utskjæringen.

Kontroll av største spenning på skiens underside:



Figur 78: *Detalj bilde av område med den største ekvivalente spenningen. Ser at spenningene opptrer tvers gjennom materialet. Sprekkinitiering kan oppstå i dette område over tid.*

Kontroll av største spenning på skiens overside:



Figur 79: *Det samme problemet vil oppstå i utskjæringen på skiens overside. Også her opptrer spenningene tvers gjennom materialet.*

7 STRUKTUROPTIMERING

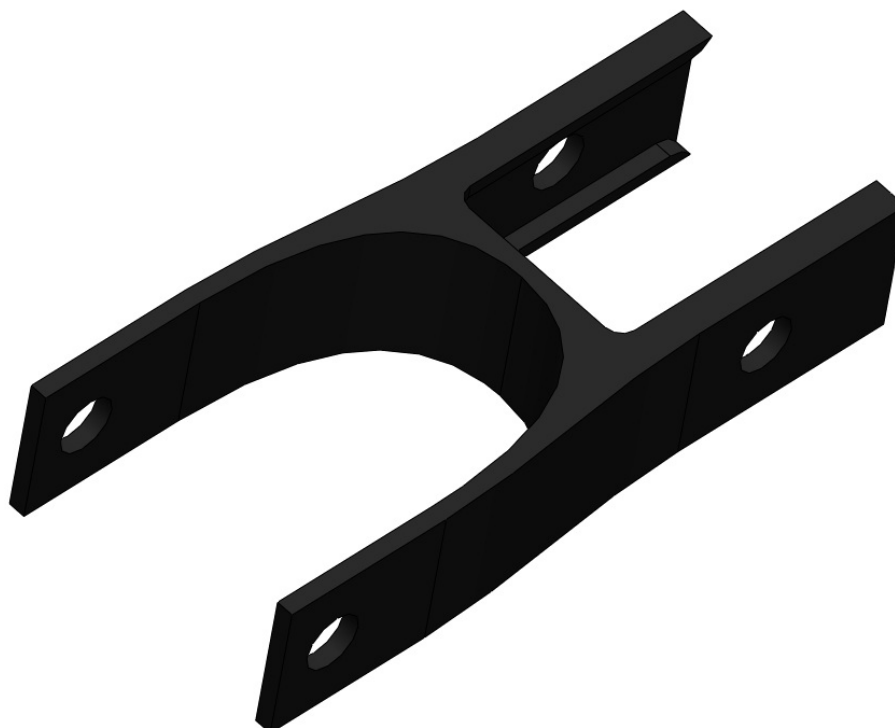
Slik det fremgår av FEM- analysen bør endringer foretas på det bakre hjulopphenget og skistammen. Utskjæringer på over- og underside av et profil som blir utsatt for bøyning er som forventet, uheldig for konstruksjonen. Man kan selvfølgelig ta høyde for store strekk- og trykkspenninger ved å tilføre mer gods i disse områdene, men det vil medføre økt kostnad samt at et standardprofil ikke lenger kan benyttes. Det blir derfor gjort en beslutning på å plassere motoren på oversiden av profilet.

Det bakre hjulopphenget vil i første omgang kun få tilført mindre endringer. Her vil skarpe kanter og hjørner erstattes med avrundede og rene flater.

7.1 Hjuloppheng bak

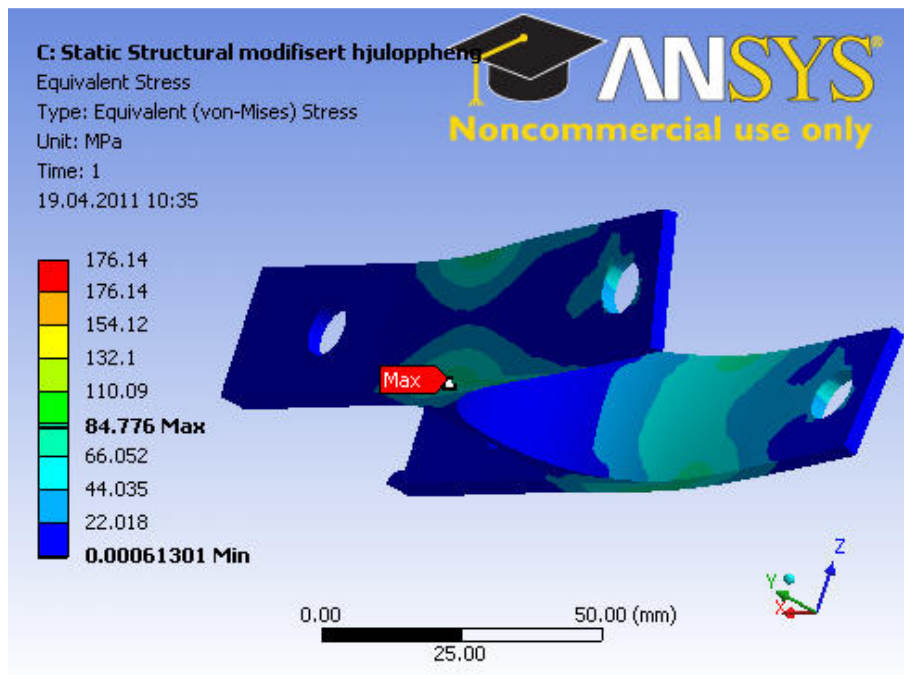
Det er gjort endringer på hjulopphenget slik at spenningene er innenfor den tillatte spenningen på 133 MPa. Overgangen fra tynn til bred side er utført med tangentielle buer for å unngå høye spenningskonsentrasjoner og eventuelle singulariteter. Veggen foran hjulet og også fått tilført en radius. Modellen er nå konstruert slik at det ikke er noen skarpe kanter og overganger der spenningene er størst. Alle ytre mål er bevart og modellen er fortsatt 3 mm tykk ved innfesting til skistammen og ved opplager til hjulaksel.

Revidert hjuloppheng bak:



Figur 80: Revidert hjuloppheng for å unngå høye verdier for ekvivalent spenning.

Plot av ekvivalent spenning:

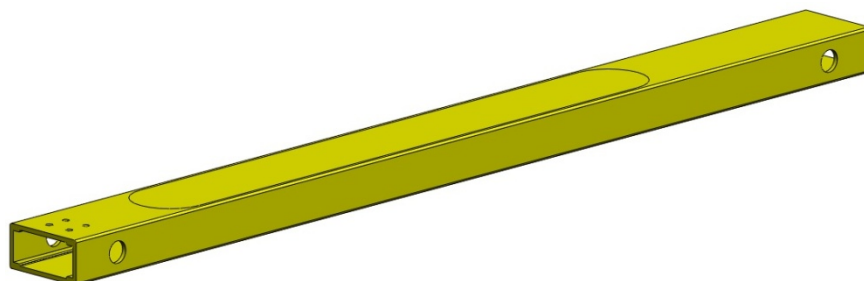


Figur 81: Den maksimale ekvivalente spenningen befinner seg fortsatt på strekksiden av profilet, men er nå redusert fra 227,8 MPa til 84,7 MPa. Dette er godt innenfor den tilatte spenningen på 133,33 MPa.

7.2 Skistamme

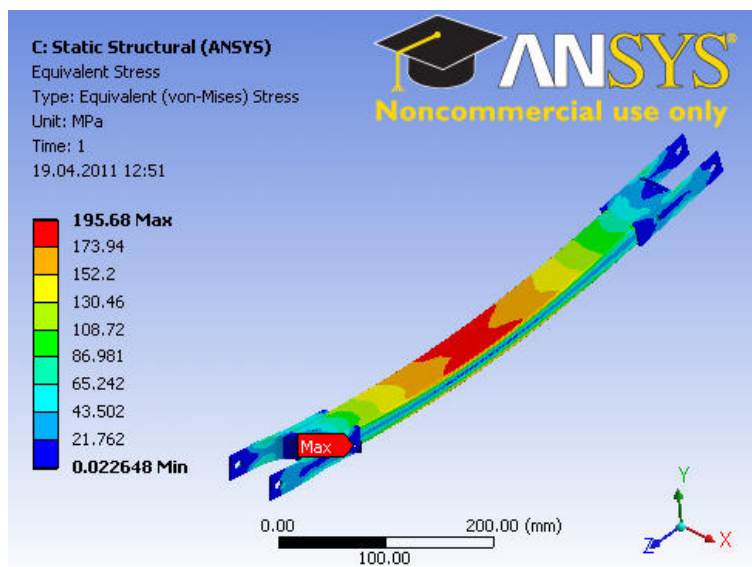
For å unngå utskjæringene på skistammens over- og underside må det lages et nytt motorfeste. Det er også nødvendig å benytte en annen type motor (kortere) for å opprettholde det samme utslaget på bremsen. Motorfeste kan integreres i hjuloppheng, men er i første omgang laget som en brakett som må skrues fast med fire skruer i skistammen.

Revidert skistamme:



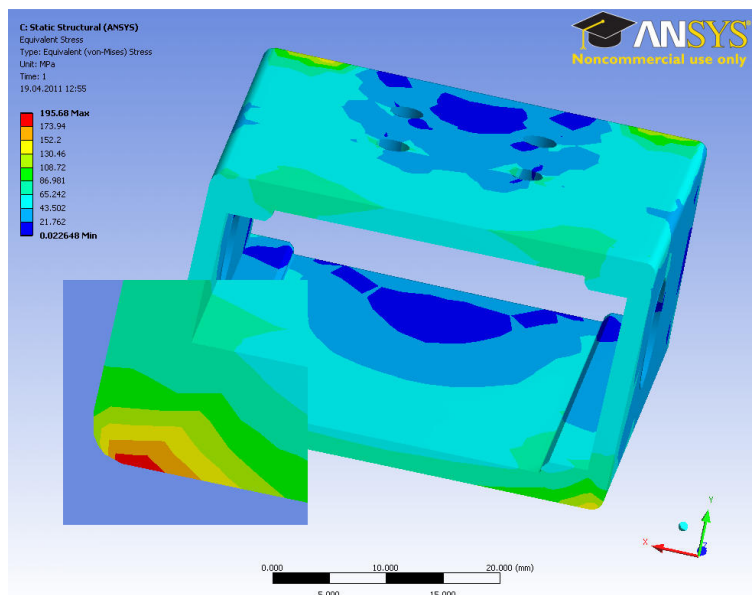
Figur 82: Revidert skistamme for nytt motorfeste.

Plot av ekvivalent spenning:



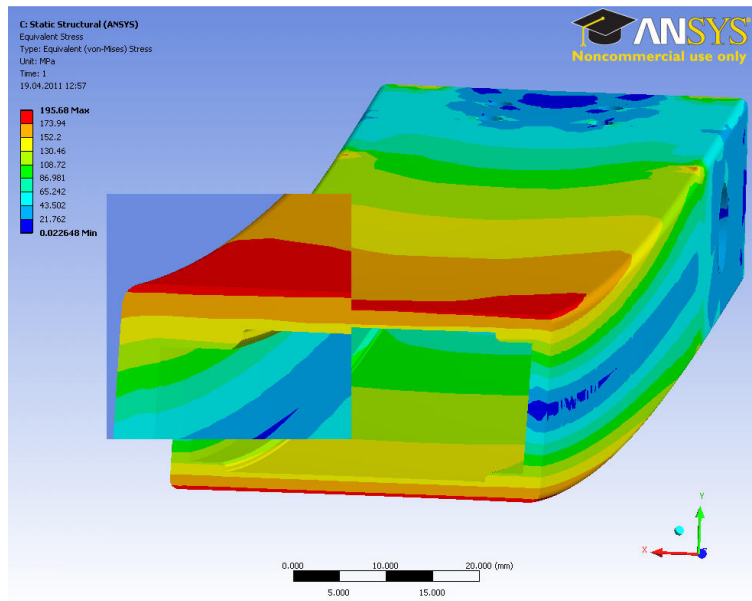
Figur 83: Den maksimale spenningen er redusert fra 367,27 MPa til 195,68 MPa og befinner seg i kontaktområde mellom skistammen og hjulopphenget.

Kontroll av største spenning:



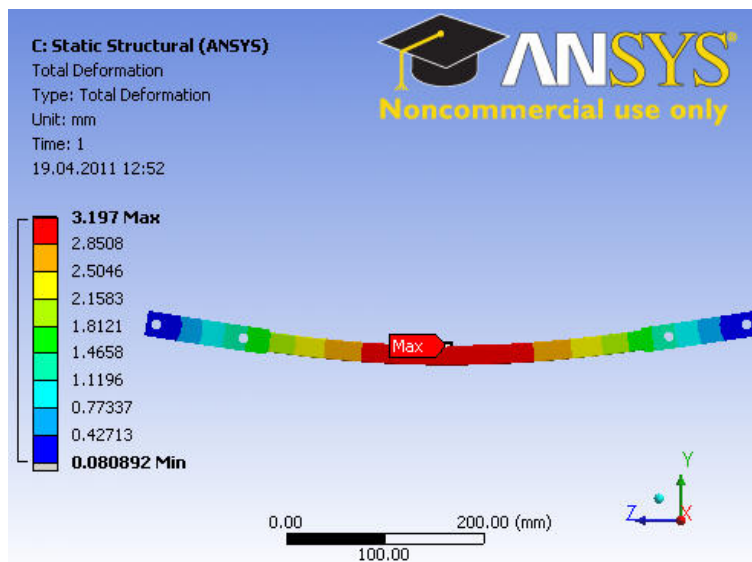
Figur 84: Spenningstoppen kan forklares som en singularitet og kommer av trykket mellom kontaktflatene. Ser også at spenningen er lokal i hjørnet på profilet og beveger seg ikke gjennom godset. Det er altså ingen fare for flyt.

Kontroll av spenningen mellom skistammen og "skiskoen":



Figur 85: *Profilen er snittet på midten for å kontrollere spenningen på oversiden. Spenningstoppen beveger seg ikke gjennom hele tverrsnittet, og vil ikke resultere i sprekkdannelse da det heller ikke er noen kjerver i dette området.*

Deformasjon:



Figur 86: *Da lastifelle tilsvarer en kroppsvekt på 100 kg + en impulslast på 1,5 multiplisert med kroppsvekten, må en nedbøyning på ca. 3,2 mm være akseptabelt.*

8 METODER OG KOSTNADER

8.1 Fremstillingsmetoder

Tabell 21: Materialvalg og produksjonsmetode.

Komponent	Materialvalg	Produksjonsmetode	Kommentar
Skistamme	Stål	Kappes / bores	Standard rulleskiprofil
Hjuloppheng foran	AlSi10Mg – T6	Presstøpes*	Skal T6 behandles
Hjuloppheng bak	AlSi10Mg – T6	Presstøpes*	Skal T6 behandles
Felg	6063 – T6	Ekstruderes* Anlegg for lager dreies	Må kappes opp i riktig bredde
Motorfeste	AlSi10Mg – T6	Presstøpes*	Skal T6 behandles
Aktiviseringsarm	Syrefast A4	Freses	Kvalitet: 1.4404
Gjengehylse m./ lamell	Syrefast A4	Dreies	Kvalitet: 1.4404
Lamell	Syrefast A4	Dreies	Kvalitet: 1.4404
Lineærmotor	-	Hyllevare	Haydon Kerk 2500
Motorbrakett	AlSi10Mg – T6	Presstøpes*	Skal T6 behandles
Skjerm	Plast - PE-HD300	Støpes*	Brukstemperatur: ± 100 ° C. Tåler langvarig bruk i opptil 80 ° C uten å bli varig deformert.
Foringer	POM	Dreies	Benyttes for å spare vekt, samt redusere risikoen for korrosjon
Skruer (hjuloppheng)	Syrefast A4 M6	Hyllevare	Fasthetsklasse 80
Skruer (aktiviseringsarm)	Syrefast A4 M3	Hyllevare	Fasthetsklasse 70
Skruer (motorfeste)	Syrefast A4 M3	Hyllevare	Fasthetsklasse 70
Skrue (gjengehylse på skjerm)	Syrefast A4 M3	Hyllevare	Fasthetsklasse 70
Hjullager	Syrefast	Hyllevare	Kulelager, syrefast 10x26x8 mm

*) Ved produksjon av prototyp vil delene maskineres, avvik fra materialvalg kan forekomme.

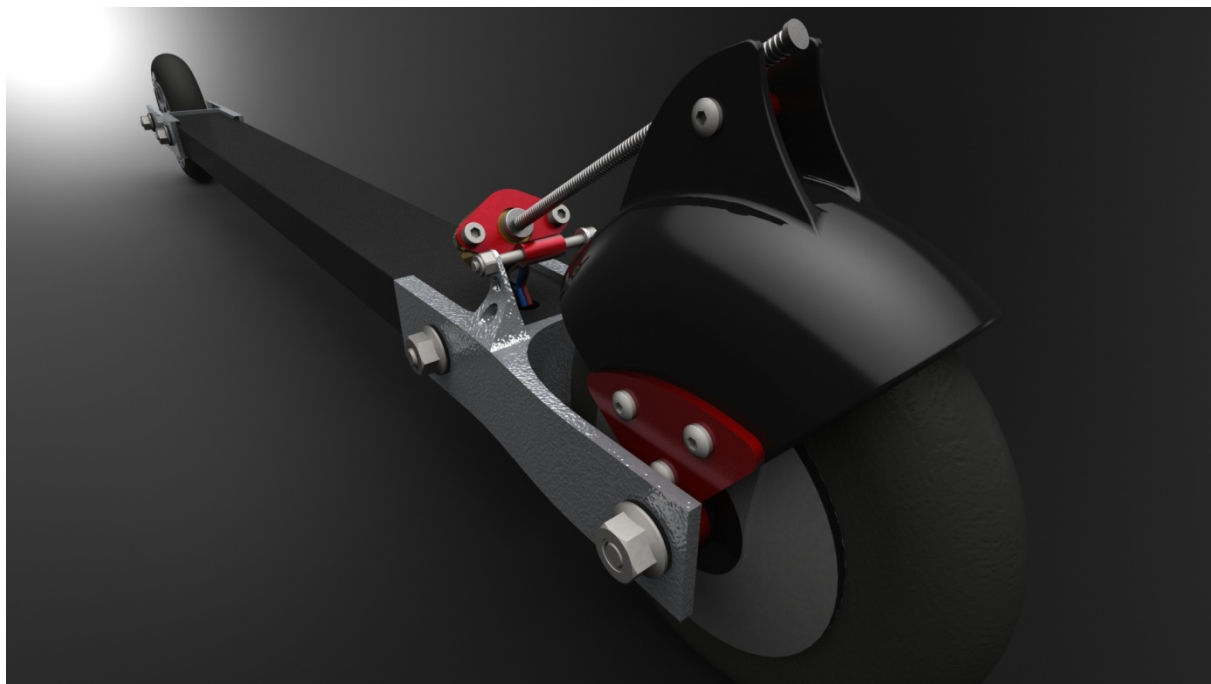
8.2 Kostnadsoverslag, prototyp

Tabell 22: Grovt kostnadsoverslag over utvikling og produksjon av prototyp, Rollersafe.

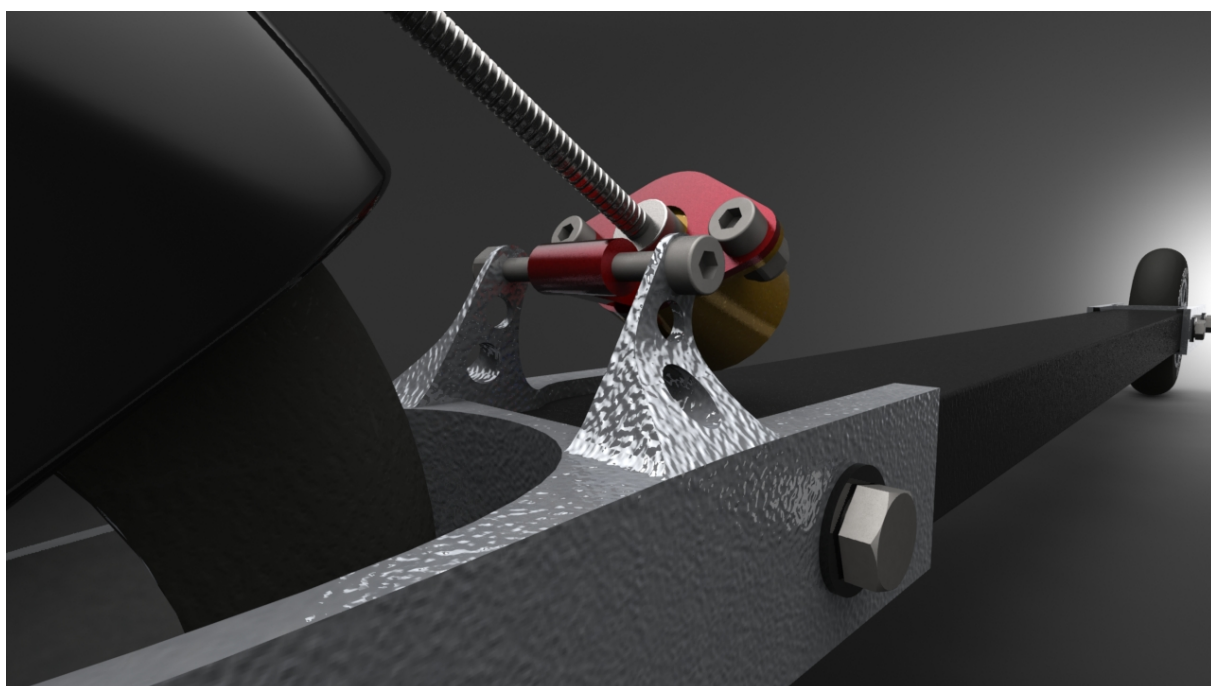
I. KONSETPUTVIKLING:	Timer	Kvanta	Enhet	Pris	Sum, NOK
1. Utredningsarbeid	224			550	123200
2. Konseptarbeid	168			550	92400
3. 3-D framstilling	112			550	61600
4. FEM - analyser	112			550	61600
5. Dokumentasjon	224			550	123200
<i>Delsum, konseptutvikling</i>					462000
II. PROTOTYPING:					
Arbeidskostnader					
1. Konstruksjonstegninger	56			550	30800
2. Maskinering	15			500	7500
3. Støpeformer*		2	stk	100 000	200000
4. Etterarbeid, støp*	3			200	600
5. Montering	1			500	500
Materialer og komponenter					
Festemateriell		10	stk	25	250
Aluminium, støpelegering		0,5	kg	1575	787,5
Syrefast		0,5	kg	53	26,5
Plast		0,5	kg	13	6,5
Motor		1		900	900
Div. elektrisk		-	-	750	750
<i>Delsum, prototyping</i>					242120,5
III. TOTALKOSTNAD:					704120,5

*Ved produksjon av prototyp vil delene maskineres, støpekostnaden faller derfor bort.

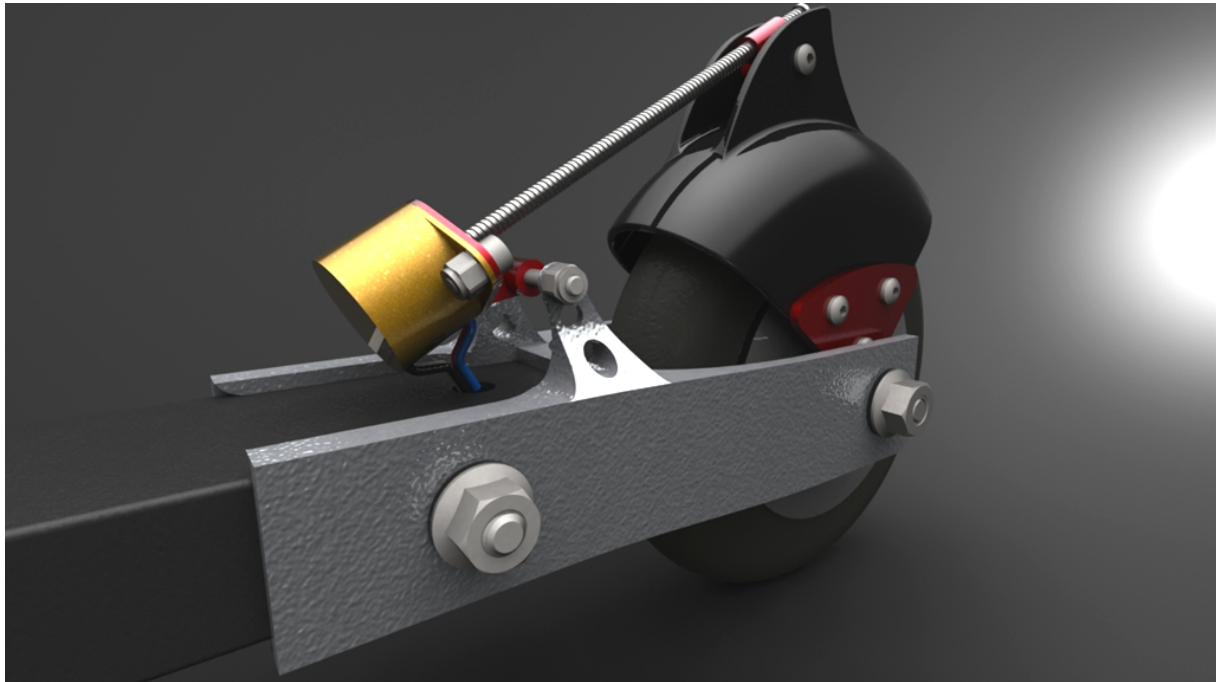
9 MARKEDSPRESENTASJON



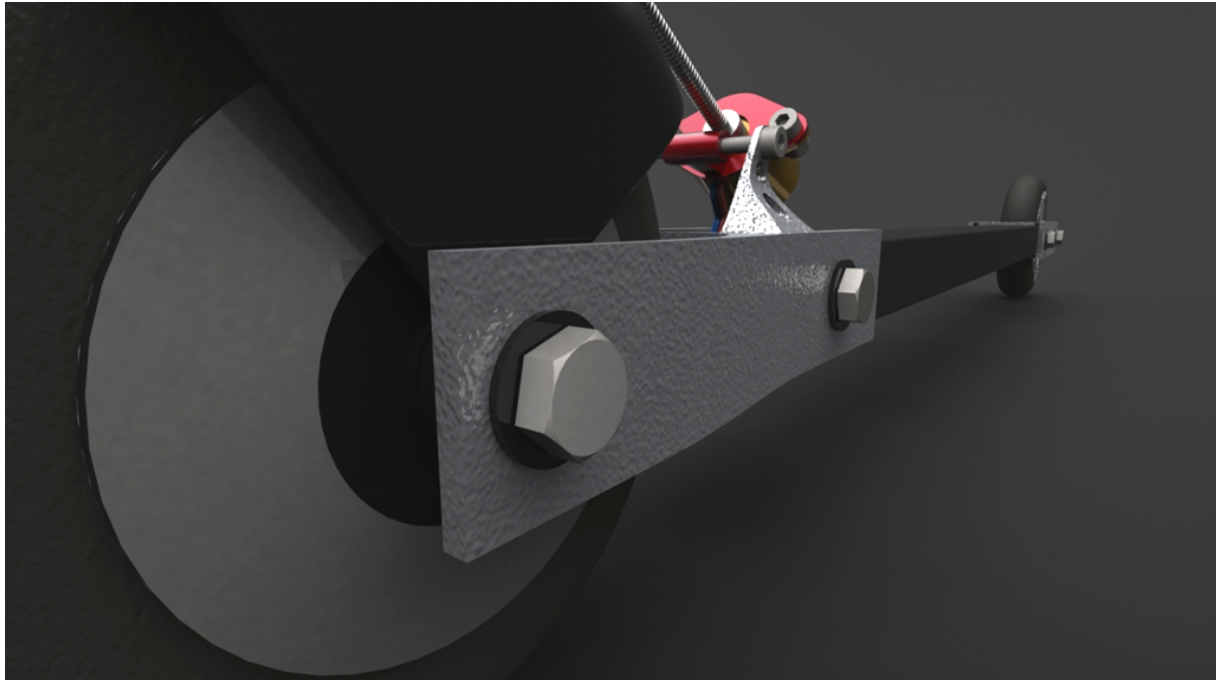
Figur 87: Rollersafe 1.



Figur 88: Rollersafe 2.



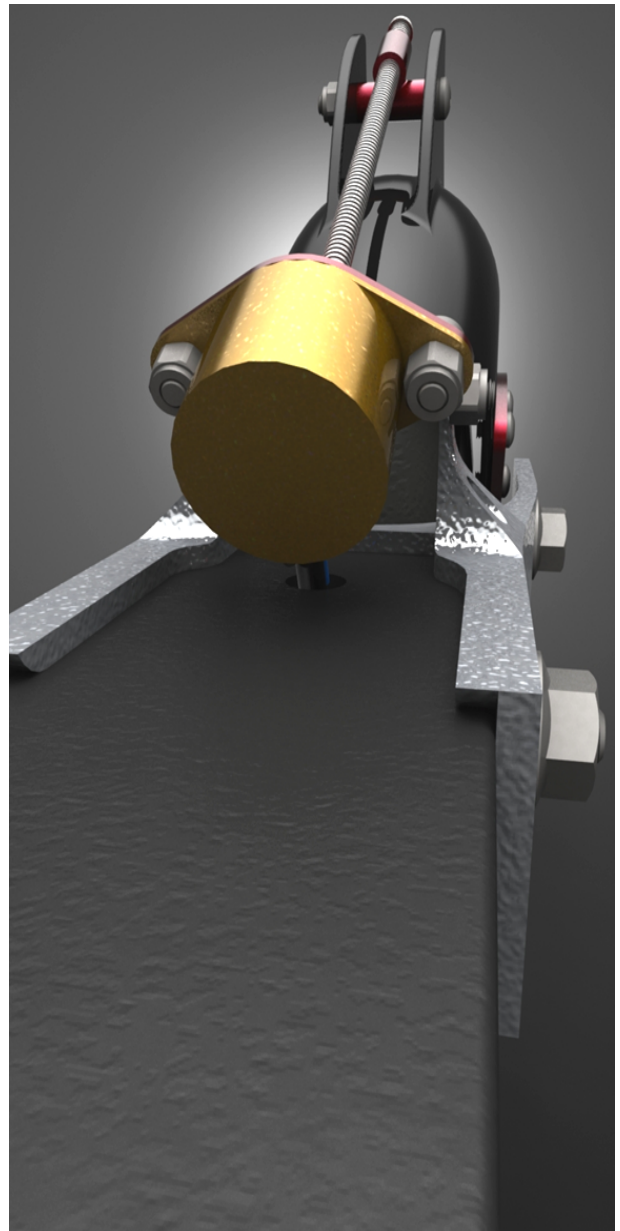
Figur 89: Rollersafe 3.



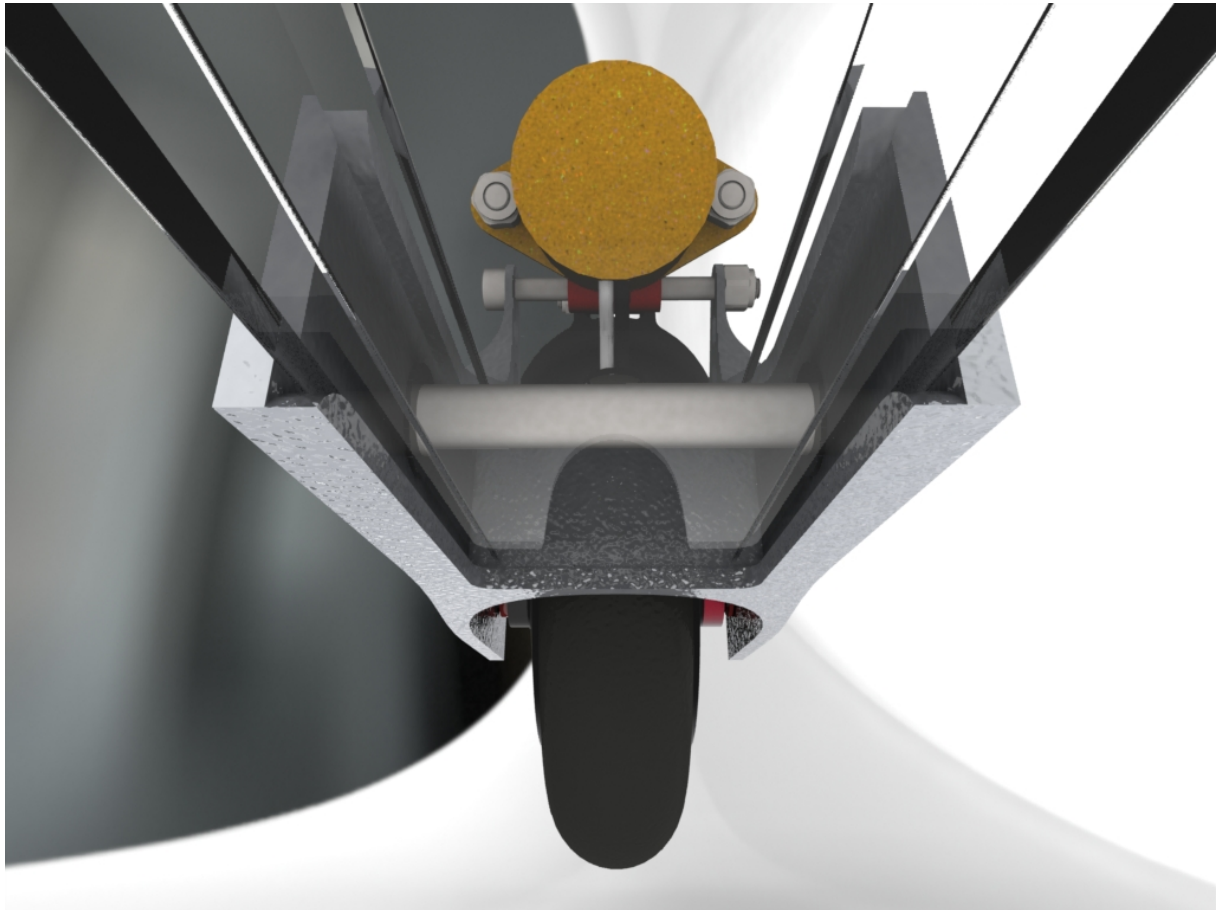
Figur 90: Rollersafe 4.



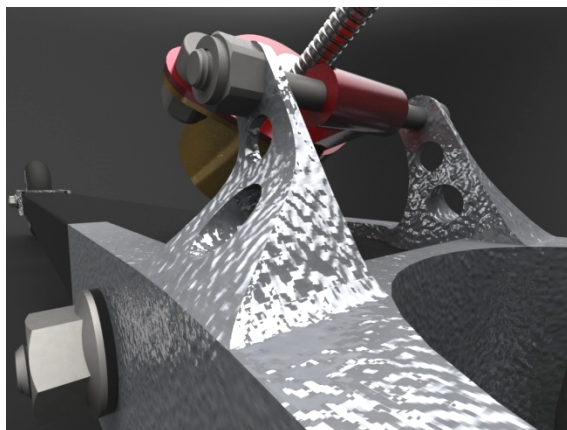
Figur 91: Rollersafe 5.



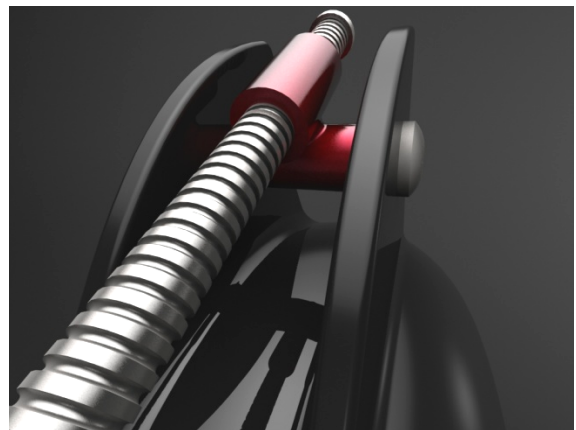
Figur 92: Rollersafe 6.



Figur 93: Rollersafe 7.



Figur 95: Rollersafe 9.



Figur 94: Rollersafe 8.

10 PROSESS- OG KONSEPTEVALUERING

Arbeidet med Rollersafe startet i midten av januar, etter at jeg ble forespeilet et produkt som kanskje vil revolusjonere bruk av rulleski. Atle Stubberud i Soondesign AS hadde en konseptidé som innebar å integrere et bremsesystem inni et rulleskihjul. Bremsen skulle kunne styres trådløst via en mekanisme på for eksempel staven, og den skulle også fungere som en ren motstand.

Personlig hadde jeg aldri gått på rulleski før, og av den grunn heller ikke fått erfare problematikken med for stor hastighet i nedoverbakker. Men jeg synes likevel at ideen var unik, samt at den ville gi store muligheter for kreativitet og en stor grad av praktisk utfoldelse.

En grundig undersøkelse av dagens rulleski, både med og uten brems ble tidlig utført. Og allerede etter noen dager var det et faktum at samtlige leverandører av rulleski med brems, benyttet det samme prinsippet, bakkebrems. Bakkebremsen er en utrolig enkel og billig brems. En arm med fastmontert bremsekloss vipper om et punkt, og bremseklossen treffer periferien på hjulet. Selv om bremsen er enkel og billig vil folk likevel ikke ha en slik brems, særlig på høyere nivå. Jeg ble derfor nødt til å finne ut hva årsaken kunne være. Etter mitt skjønn svikter bremsen på tre punkter. Den er stor og lite lekker, skien får unødig vekt og det er vanskelig å bremse på begge skiene samtidig. Arbeidet med å vurdere bremsesystemer på generell basis ble derfor iverksatt. Her ble industribremser, hydrauliske skivebrems, generatorer, elektromagnetiske brems og trommelbrems vurdert.

Etter en del enkle beregninger, samt en grundigere test av en børsteløs elektromotor falt valget på en egenutviklet trommelbrems. Men etter en del skissering og modellering kom jeg frem til at den del komponenter likevel måtte plasseres på utsiden av hjulet. Ideen om en lamellbrems med utenpåliggende lameller ble derfor tatt opp på et av prosjektmøtene. Denne løsningen ville medføre færre komponenter, enklere og rimeligere maskinering, og bedre styrkeegenskaper. Forslaget ble godt mottatt og prosjektet fikk en ny vinkling med nye utfordringer.

Fra en gammel Landsem rulleski tok vi ideen om å benytte en skruemekanisme, tilsvarende en skrustikke til å presse lamellene mot felgen. Og for å kunne styre bremsen elektronisk og trådløst, ville en servomotor (modellbil, -fly) eller en form for lineæraktuator være aktuelt. En idé fra Produktide om å la skjermen være med på å utføre bremsebevegelsen ble vurdert, og senere også valgt i kombinasjon med en lineæraktuator.

Konseptet var nå bestemt, og alle med innvirkning på prosjektet var fortrolige med at en endelig løsning var i boks. Skisser og modeller ble tegnet, slik at beregninger kunne foretas.

Av delene som ble styrkeberegnet kan jeg nevne felg, lameller, hjuloppheng og skistammen med hjulopphengene montert. Videre ble bremsekraft med hensyn på aktiviseringskraft og gjengestigning beregnet, og funnet akseptabel.

Etter å ha modellert bremsesystemet, Rollersafe i 3D, var jeg likevel ikke fornøyd. Jeg sitter med en følelse av at jeg har fokusert for mye på bremsekraften, og glemt litt hva som faktisk lar seg kommersialisere og ikke minst selge. Strukturoptimeringen førte til at lineæraktuatoren ble plassert på oversiden av skien, noe jeg mener er uheldig. Er heller ikke spesielt fornøyd med at "skruen" på lineæraktuatoren er så synlig og ubeskyttet. På grunn av begrenset tid har likevel valgt å fullføre produktet som det er. Under videre arbeid har jeg lagt frem et forslag jeg mener vil fungere og som lettere lar seg selge.

11 KONKLUSJON

Hovedmålet med oppgaven har vært å integrere bremsen i selve hjulet. Dette målet har jeg dessverre ikke klart å oppnå. Understreker likevel at Rollersafe er et bremsekonsept som langt på vei er i ferd med å bli et reelt produkt, selv om det gjenstår en god del. Jeg er fortrolig med at Rollersafe vil fungere som brems, slik den fremstår i rapporten. Har benyttet eksisterende og "umoderne" teknologi, og kombinert det med moderne elektronikk og utførelse.

11.1 Anbefalinger

- Ved å benytte en servomotor med en rotasjonskraft på 15 kg, ble klemkraften som et resultat av gjengenes utforming ca. 130 kg. Oppnådd retardasjon ble dermed rett i underkant av 4 m/s^2 , noe som tilsvarer normal oppbremsing med bil. Siden Rollersafe ikke er noen nødbremse er denne retardasjonen i aller høyeste grad akseptabel. Den bidrar til økt sikkerhet og trygg ferdsel langs veiene, og man kan om ønskelig øke treningsmotstanden.
- Materialene er valgt ut i fra produksjonsmetode og ut i fra hva som passer i kontakt med hverandre av hensyn til korrosjon. Hjuloppheng og brakett til motoren, begge i aluminium er tiltenkt støping. Aluminiumslegeringen AlSi10Mg – T6 ble valgt da den har passende styrkeegenskaper. T6 er betegnelsen for etterbehandlingen av materialet, og gir over dobbelt så gode styrkeegenskaper som AlSi10Mg – F, der F står for ubehandlet.
- Felgen skal ekstruderes og valgt aluminiumslegering er 6063, som også skal T6 behandles. Alle andre detaljer bortsett fra skjermen skal produseres i syrefast stål i A4 kvalitet. Selv om aluminium og syrefast stål ligger langt fra hverandre i spenningsrekka, er det dette som fungerer best. Lamellene og skruehylsen skal dreies, aktiviseringsarmen skal freses mens skruer er hyllevare og fås kjøpt hos blant annet Tingstad.
- Skjermen skal støpes i PE-HD300, som er en plastkvalitet som er godt egnet i nordiske forhold. Den har et bruksområde på +/- 100°C og tåler langvarig bruk på opptil 80°C.
- Har i tillegg valgt å plassere foringer laget i POM mellom skrue/aksel og hjuloppheng. På denne måten unngår man at aluminium og syrefast kommer i direkte kontakt. Hulltrykkspenningene i dette område vil i tillegg bli lavere, fordi radiusen må lages større for å få plass til foringen.

11.2 Videre arbeid

11.2.1 Prototyp

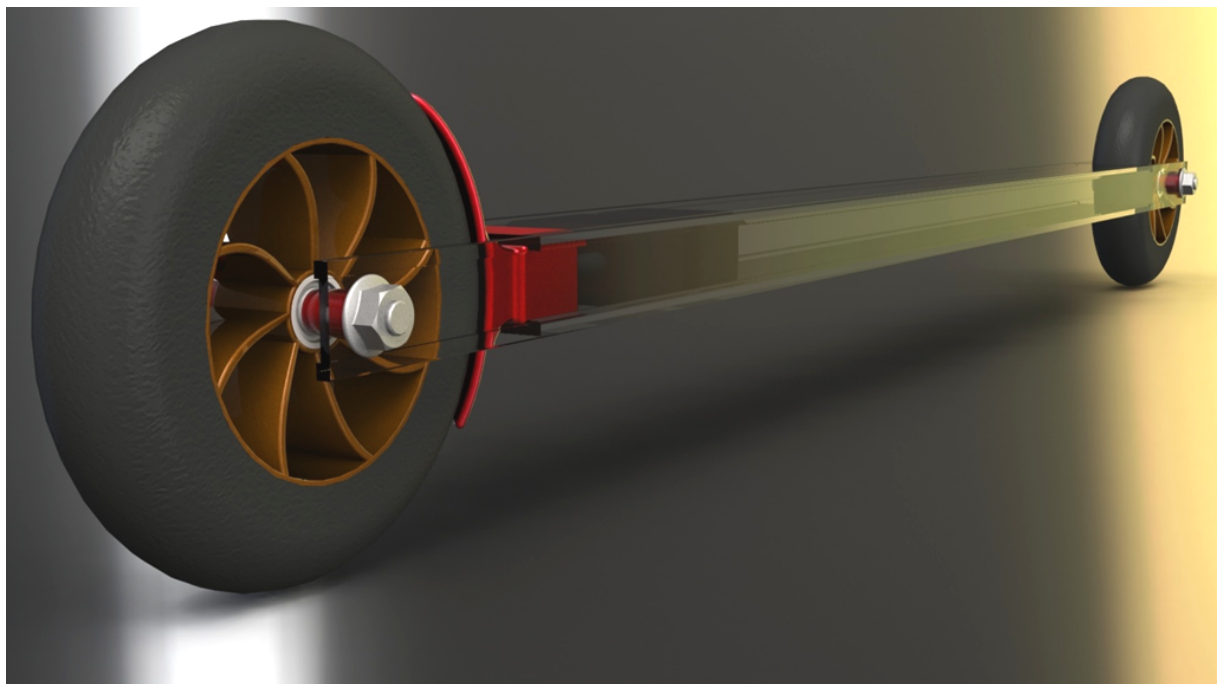
Før Rollersafe kan settes i produksjon, må en prototyp lages for videre testing. Setter derfor opp noen punkter som bør tas stilling til:

- Re - design av hjuloppheng slik at det lar seg maskinere. Her er det aktuelt å ta bort flensene i kontaktflaten mot skistammen og heller legge til en skrue, slik at det blir to skruer som tar opp kreftene. Hjulopphenget er modellert for støping, noe som ikke er lønnsomt ved produksjon av kun et eksemplar
- Benytte en annen type motor, gjerne servomotor til modellbil og plassere den på tvers av skien. På denne måten kan man benytte en enkel aktiviseringsarm, så skjermen kan utelates.
- Tilpasse lamellene for bruk av bremsebelegg. Kan for eksempel benytte en sirkulær skive i samme materiale som bremseklosser til felgbrems på tråsykkel. Videre er det ikke foretatt noen optimalisering av lamellene med hensyn på vekt, dette bør gjøres.
- Treningsutstyr faller per i dag utenom alle standarder, men det er sannsynlig at et produkt som er ment for å bedre sikkerheten vil bli stilt krav til. Dette må undersøkes nærmere.
- Det er satt en begrensning på rotasjon av aktiviseringsarmen på 90°. Denne vinkelen kan reduseres ved å la lamellene sitte nærmere felgen. Mindre rotasjonsvinkel vil medføre at skruen til lineæraktuatoren kan kortes inn. Eksakt avstand mellom lameller og felg avhenger noe av hvor presis aktuatoren er, og bør derfor testes.
- Felgen er en foreløpig konstruksjon, og er i utgangspunktet alt for solid til å være et treningsprodukt. Men av hensyn til bremseeffekt er den ikke optimalisert. Balansegangen mellom vekt, ventilering og bremseeffekt bør testes før utbedring av felgen blir gjort.

11.2.2 Konsept Rollersafe - X

Har valgt å fremlegge et nytt konsept som tilsynelatende ser helt lik ut som en original ruller. For å skille det nye konseptet fra det "gamle", blir dette konseptet tildelt navnet Rollersafe – X. Denne ideen er per dags dato helt uferdig, men siden den er banalt enkel skal det lite til før en prototyp kan testes.

Som det kommer frem av figur 96 er den eneste synlige forskjellen på Rollersafe – X og en original ruller, den røde bremseklossen. Skien er modellert transparent for å illustrere hvordan opplegg for motor og elektronikk kan plasseres. Med hensyn til markedsføring kan alle komponenter monteres i en egen modul, som enkelt kan skyves inn i skien før hjulet monteres. Modulen kan skrues fast med to skruer inn i siden på skien (nøytralsonen), en på hver side. Man har da en bremsepakke som kan selges eksternt, og som folk flest kan montere på egenhånd.



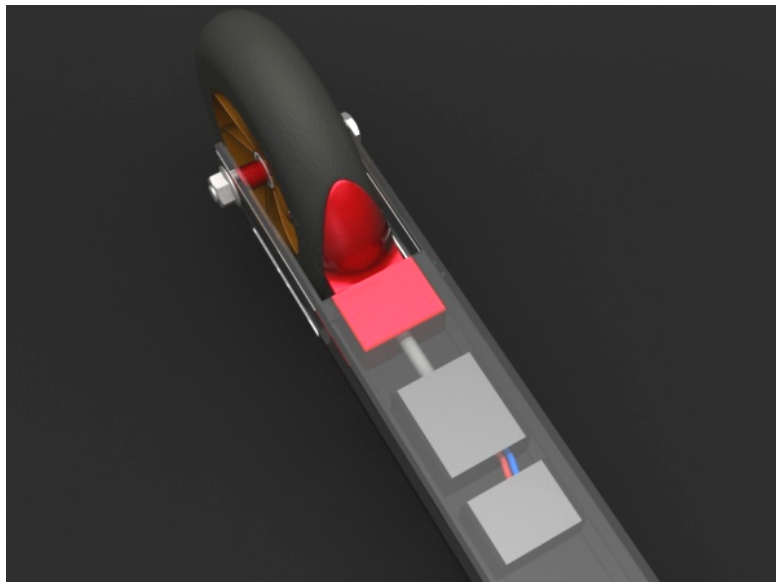
Figur 96: *Rollersafe – X.*

Før produksjon av en prototyp på Rollersafe – X bør følgende gjøres:

- Originale ski (Swenor) har flenser på innsiden, både oppe og nede. Disse kan mest sannsynlig brukes som føringer for bremseklossen. Dersom de er for grove må en skinneløsning vurderes. Videre vil et friksjonsmateriale av POM eller polyuretan være en god løsning for den delen av klossen som sitter inne i skien. Disse materialene inneholder olje som gir en viss smøring og dermed lav friksjon. Lengden på den delen av bremseklossen som er i kontakt med skien eller skinnen må vurderes. Det er en

fordel at dimensjonen i bevegelsesretningen er større en den tverrliggende for å unngå kiling.

- Kontroll av skiens deformasjon bør foretas, spesielt i område der bremseklossen skal bevegges. Er deformasjonen for stor kan hele konseptet bli problematisk, da kiling kan oppstå.
- En aktuator som tilfredsstillter kravet til bremseeffekt må velges, og det er selvsagt viktig at den får plass inni skien. En skrueaktuator eller et lite hydraulisk stempel vil være fordelaktig, da disse yter stor kraft selv når komponentene er små.
- I fart vil friksjonskraften mellom hjulet og bremseklossen forsøke og "dra" bremseklossen nedover. Innfestingen til bremseklossen må derfor være stiv nok til å motstå dette. Eventuelt kan en kopling mellom motor og bremsekloss som tillater en viss vinkel benyttes.
- Friksjonsmaterialet mellom bremsekloss og dekk/ gummi må velges. Et eksempel kan være å gjøre motsatt av det som gjøres på felgbremser til sykkel, rett og slett bruke aluminium. Ved å tilpasse bremseklossen etter formen på dekket, oppnås større friksjonsflate, samt at dekket beholder sin opprinnelige form.
- Vekten bør holdes nede for at produktet skal være konkurransedyktig. Skien i seg selv er allerede dimensjonert og optimalisert for å tåle de belastningene den blir utsatt for. Ved modellering og videre analyse av bremsekomponentene, bør områder som ikke blir utsatt for spenninger slankes. Ved modellering velges materiale, og vekten kan dermed leses av både i Solidworks og Ansys.



Rollersafe - X, bremsekomponenter.

12 REFERANSELISTE

12.1 Litteraturkilder

4. Terjesen, G. *Bremser og reimdrift*: Høgskolen i Oslo. 48 s. Upublisert manuskript.
8. Tilley, A. R. (2002). *The measure of man and woman: human factors in design*. New York: Wiley. 98 s.
9. *Automotive handbook*. (2004). Cambridge, Mass: Bentley. 1232 s.
10. Dahlvig, G., Christensen, S. & Strømsnes, G. (1991). *Konstruksjonselementer*. [Ås]: Yrkesopplæring. 486 s.
11. Fossmark, O. R. (1992). *Bilteknikk: bremses*. Oslo: Universitetsforl. 278 s.
17. Rusko, H. (2003). *Cross country skiing*. Malden, MA: Blackwell Science, Ltd. ix, 198 s.
18. Larsen, P. K. (2010). *Dimensjonering av stålkonstruksjoner*. [Trondheim]: Tapir akademisk forl. 554 s.
19. Waløen, Å. Ø. (1989). *Maskindeler*. [Trondheim]: Tapir. b. s.
20. Standard, N. (2010). *Eurokode 9: prosjektering av aluminiumskonstruksjoner, Del 1-3, Utmattingspåkjente konstruksjoner*. Lysaker: Standard Norge. 96, 4 s.

12.2 Internettkilder

1. SKF. (2011). *Kulelager*: SKF. Tilgjengelig fra: <http://www.skf.com/portal/skf/home> (lest 12.05).
2. SwenorSports. (2011). *Swenor Rollerskis*: Swenor sports. Tilgjengelig fra: <http://swenorsports.com/> (lest 12.05).
3. Stubberud, A. (2010). *SoonDesign*. 1555 Soon. Tilgjengelig fra: <http://www.soondesign.no>.
5. HowStuffWorks & Marshall, B. (2011). *Hvordan elektromotorer virker*. Tilgjengelig fra: <http://electronics.howstuffworks.com/motor.htm> (lest 28.01.2011).
6. TheDefensiveDriveBlog. (2010). *Disc brakes*. Tilgjengelig fra: <http://defdriving.wordpress.com/2010/11/18/how-do-brakes-work-%E2%80%93-part-2-disc-brakes-and-drum-brakes/> (lest 07.02.2011).
7. Treningsmagasinet. (2009). *Bremseteknikk rulleski*: Treningsmagasinet. Tilgjengelig fra: <http://www.treningsmagasinet.no/wip4/video.epl?cat=12972&id=322502>.
12. MaxBright. (2011). *Hub motor*: Max bright. Tilgjengelig fra: <http://maxbright.info/electric-bike-motor.asp> (lest 12.05).
13. TheNordicSkatingShop. (2006). *SkikeV07*. Tilgjengelig fra: http://www.skike-shop.com/Replacement-parts-for-Nordic-Ska/Skike-Spare-Parts:::51_30.html (lest 14.02.2011).
14. StussiSport. (2009). *Skike V07 med brems*: StussiSport. Tilgjengelig fra: <http://stussisport.com/skis> (lest 07.02.2011).
15. NordicSkater. *Rulleski med brems og hastighetsregulator*: NordicSkater. Tilgjengelig fra: <http://www.nordicskater.com/v2/index.html>.
16. NewMoonSkiAndBike. (2011). *V2 Aero Skate brems*. Tilgjengelig fra: http://www.newmoonski.com/mm5/merchant.mvc?Screen=PROD&Store_Code=nmss&Product_Code=64-1901&Category_Code=roller_skis_parts (lest 02.03.2011).
21. HaydonKerk_MotionSolutions. (2011). *Linear actuator, external*: Haydon Kerk. Tilgjengelig fra: <http://www.haydonkerk.com/LinearActuatorProducts/StepperMotorLinearActuators/LinearActuatorsCanstack/25000LinearActuator/tabid/283/Default.aspx#external> (lest 10.04).
22. Tingstad. (2011). *Festeteknikk, verktøy, materiell, forsyningsløsninger*: Tingstad as. Tilgjengelig fra: <http://www.tingstad.no/> (lest 12.05).

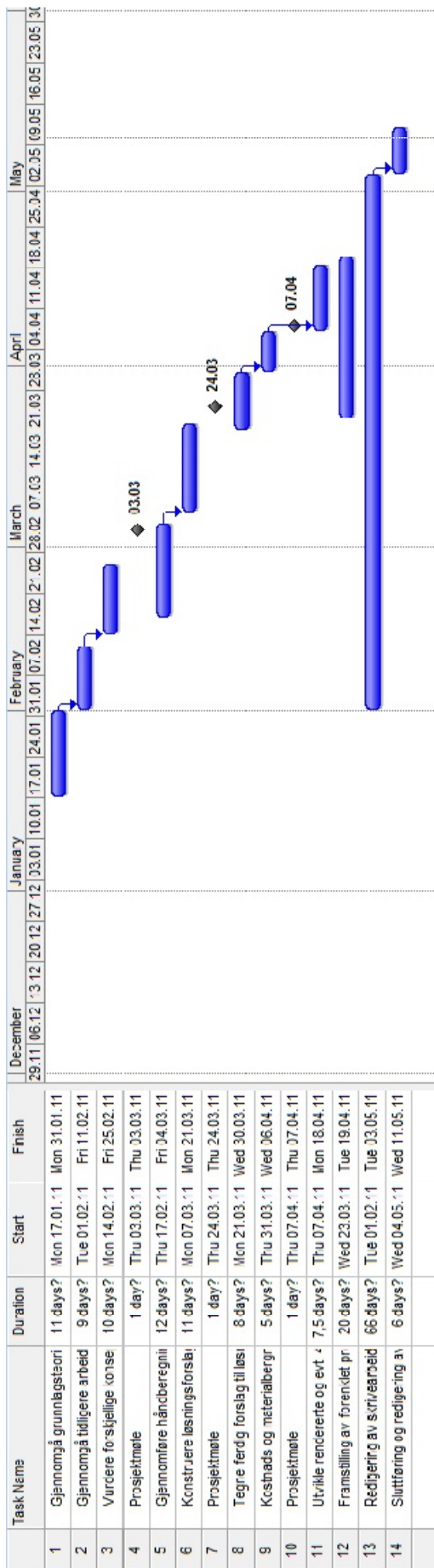
13 VEDLEGG

	Side:
V-01 Milepelplan for arbeidet	I
V-02 Canstack Linearaktuator fra Haydon Kerk	II
V-03 Valg av skruer, utdrag fra "www.tingstad.no" og "www.industrisalg.no"	VII
V-04 Valg av kulelager, utdrag fra "www.skf.no"	X
V-05 Forslag til prototyp med deler som forenkler produksjon	XI
V-06 Prosjektmøter med innflytelse på prosjektet	XII
V-07 Deler laget i forbindelse med testing av generator	XVI
CD Er å finne bak i rapporten	

Maskintegninger:

Tittel	Tegningsnummer:
Test av "stor" generator, deleliste	M-01
Overganger fra motor til generatorer	M-02
Foringer til testtrigg for generatorer	M-03
Brakett til testtrigg for generatorer	M-04
Rollersafe, deleliste	M-05
Skjerm (skal støpes; kun hovedmål)	M-06
Hjuloppheng (skal støpes; kun hovedmål)	M-07
Felg	M-08
Aktiviseringsarm	M-09
Motorbrakett (skal støpes; kun hovedmål)	M-10
Hylse mellom motor og skjerm	M-11
Gjengehylse med lamell	M-12
Enkel lamell	M-13
Foring til aksel	M-14
Foring til hjuloppheng, bak	M-15
Foring til hjuloppheng, foran	M-16
Skistamme	M-17
Hjuloppheng foran	M-18

Vedlegg: V-01



Vedlegg: V-02




Data for valgt motor er hentet fra "haydon kerk motion solutions", www.haydonkerk.com. [21].

G4 25000 SERIES 25mm (1.0") LINEAR ACTUATOR

Robust and Powerful...These 2 simple words describe the Haydon™ 25000 Series can-stacks from Haydon Kerk Motion Solutions. Compared with current offerings in the marketplace, the G4 generates the highest force in the industry in a 25mm package size. Designed for tough applications, it easily outperforms the competition in performance and durability.

Standard motors are Class B rated for maximum temperature of 130°C.

[Part Number Selection Guide](#)

Captive	Non-Captive	External
		
» Technical Drawing Download 2D/3D Model	» Technical Drawing Download 2D/3D Model	» Technical Drawing Download 2D/3D Model

SALIENT CHARACTERISTICS - G4 25000 SERIES

LINEAR ACTUATOR 25mm (1.0") 25000 SERIES

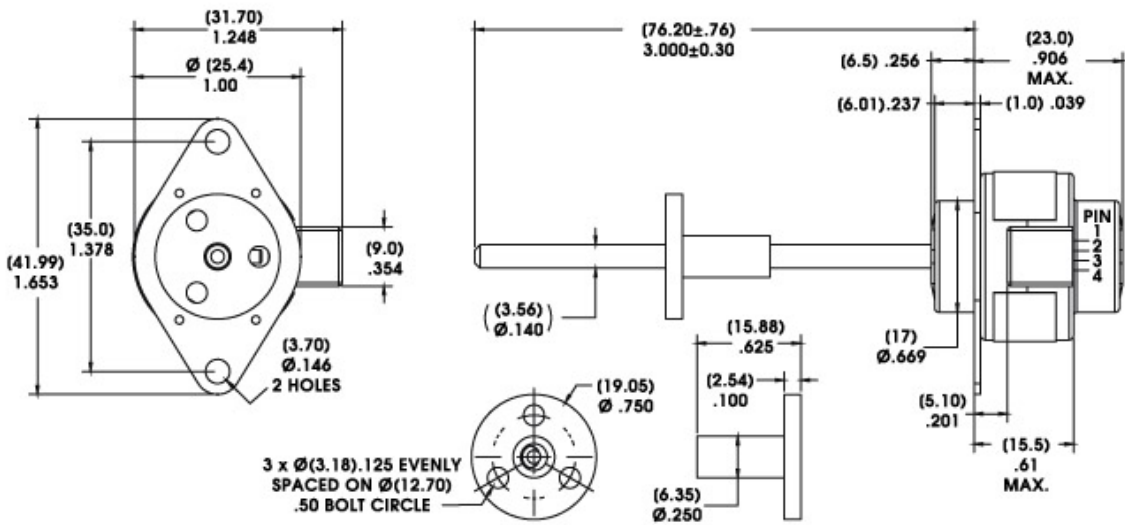
Part Number	Captive	2544(X)-V	2554(X)-V
	Non-Captive	2534(X)-V	2584(X)-V
	External	E2544(X)-V	E2554(X)-V
Wiring	Bipolar		
Step Angle	7.5°		15°
Operating Voltage	5 VDC	12 VDC	5VDC 12 VDC
Current / Phase	385 mA	160 mA	385 mA 160 mA
Resistance / Phase	13 Ω	72 Ω	13 Ω 72 Ω
Inductance / Phase	10.6 mH	60 mH	8.08 mH 48 mH

Power Consumption 3.85 W
 Rotor Inertia 1.07 gcm²
 Temperature rise 135° F (75°C) Rise
 Weight 1.74 oz. (49 g)
 Insulation resistance 20M ohms

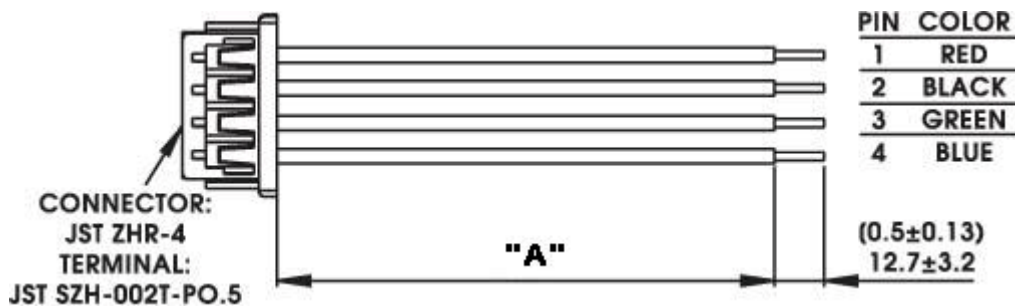
LINEAR TRAVEL STEP - G4 25000 SERIES

tep Angle	Inches/Step	mm/Step	Order Code ID
7.5°	0.0005	0.013	3
7.5°	0.001	0.025	1
7.5°	0.002	0.051	2
15°	0.001	0.025	1
15°	0.002	0.051	2
15°	0.004	0.102	4

25000 Series External Linear Haydon G4 Stepper Motor



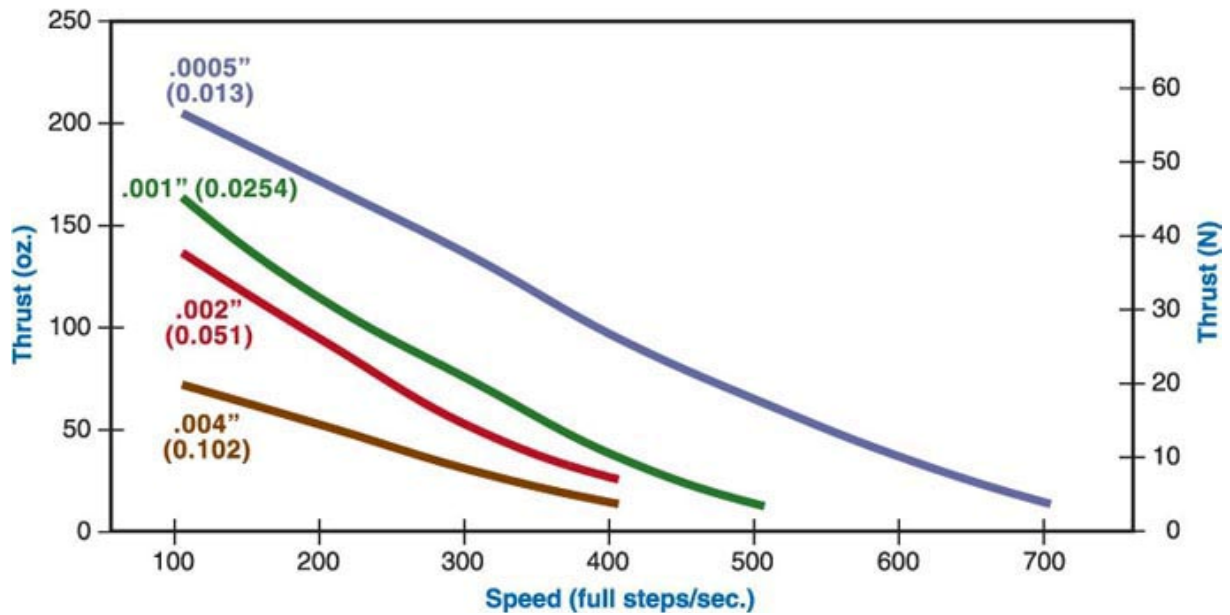
www.HaydonKerk.com



Connector Part Numbers	
Part Number	Dim "A"
56-1318-4	610+/-10mm
56-1318-3	450+/-10mm
56-1318-2	300+/-10mm
56-1318-1	150+/-10mm

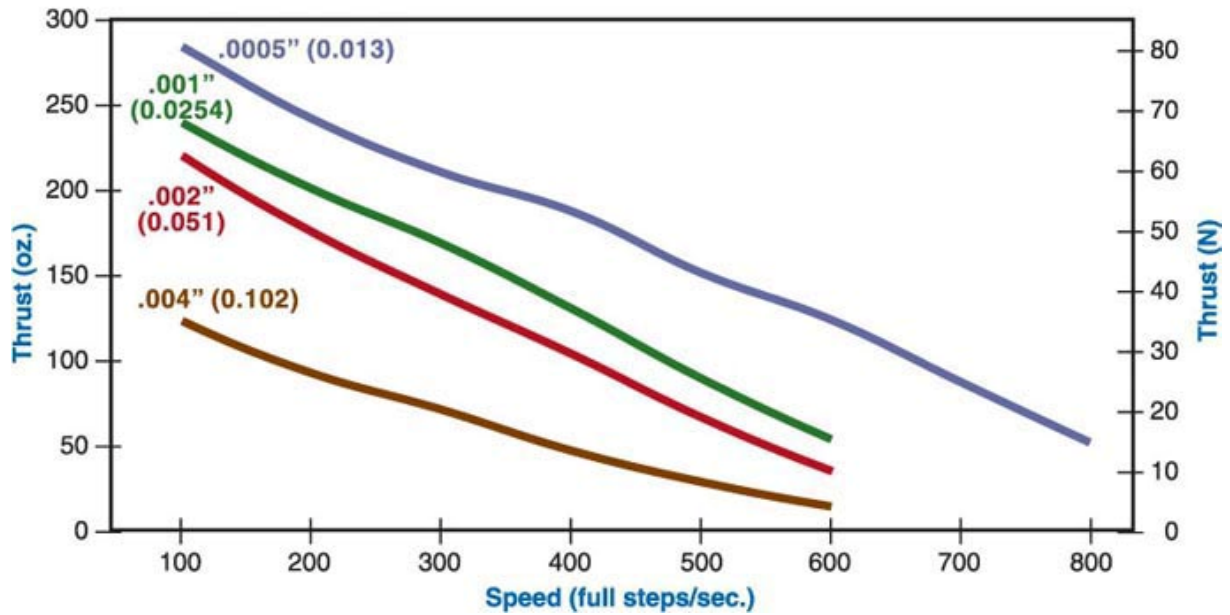
PERFORMANCE CURVES - G4 25000 SERIES - THRUST vs. FULL STEP/SECOND

BIPOLAR L/R DRIVE 100% DUTY CYCLE



BIPOLAR L/R DRIVE 25% DUTY CYCLE

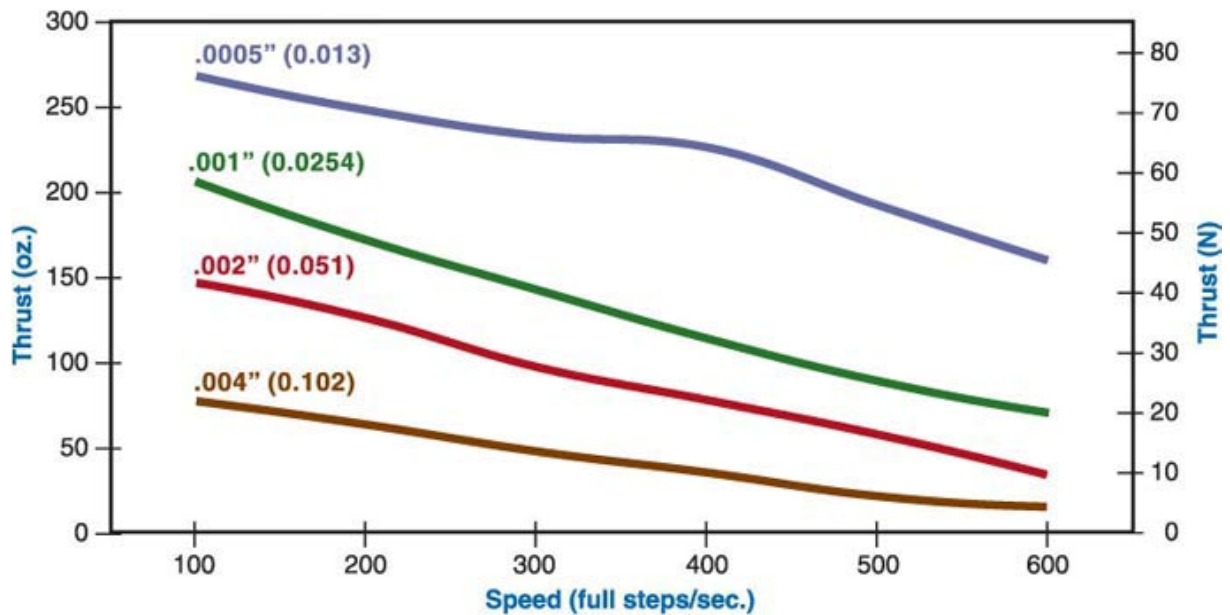
25% Duty cycle is obtained by a special winding or by running a standard motor at double the rated voltage.



NOTE: Ramping can increase the performance of a motor either by increasing the top speed or getting a heavier load accelerated up to speed faster. Also, deceleration can be used to stop the motor without overshoot.

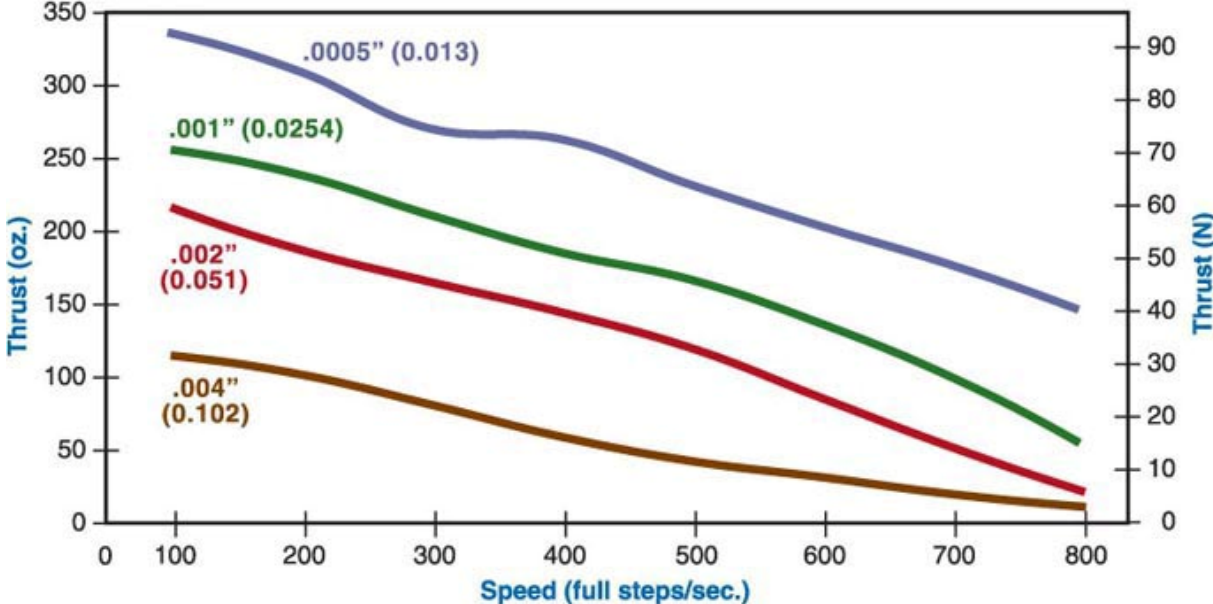
PERFORMANCE CURVES - G4 25000 SERIES - THRUST vs. FULL STEP/SECOND

BIPOLAR CHOPPER DRIVE 100% DUTY CYCLE



BIPOLAR CHOPPER DRIVE 25% DUTY CYCLE

25% Duty cycle is obtained by a special winding or by running a standard motor at double the rated current.



NOTE: All chopper drive curves were created with a 5 Volt motor and a 40 Volt power supply.

Ramping can increase the performance of a motor either by increasing the top speed or getting a heavier load accelerated up to speed faster. Also, deceleration can be used to stop the motor without overshoot.

Vedlegg: V-03

Data for for skrue- og mutterdimensjoner er hentet fra Tingstad, www.tingstad.no. [22]

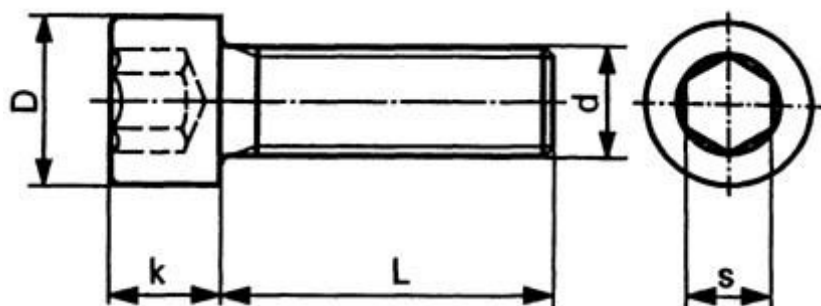
➤➤➤ [KATALOG](#) / [FESTEMATERIELL](#) / [SOCKETSKRUER/PLUGGER](#) / [SYREFAST A4 KVALITET 80](#)

Varenr	Varenavn	Enhet	Pakkestr.
156052	SYL SKR M3x8 DIN 912 A4 80 IN6KT	STK	1000

Varegruppe: 8426

Mappe: / [KATALOG](#) / [FESTEMATERIELL](#) / [SOCKETSKRUER/PLUGGER](#) / [SYREFAST A4 KVALITET 80 / M3](#)

Klikk på mappenavnet for alle varer i mappen



Gjenger d	M2	M2,5	M3	M4	M5	M6	M8	M10
Gjengestigning mm	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5
Hodediameter D mm	3,8	4,5	5,5	7	8,5	10	13	16
Hodehøyde k mm	2	2,5	3	4	5	6	8	10
Nøkkelvidde s mm	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8
Helgjenget til l mm	20	25	20	25	25	30	35	40
Nom. gjenglengde mm			18	20	22	24	28	32

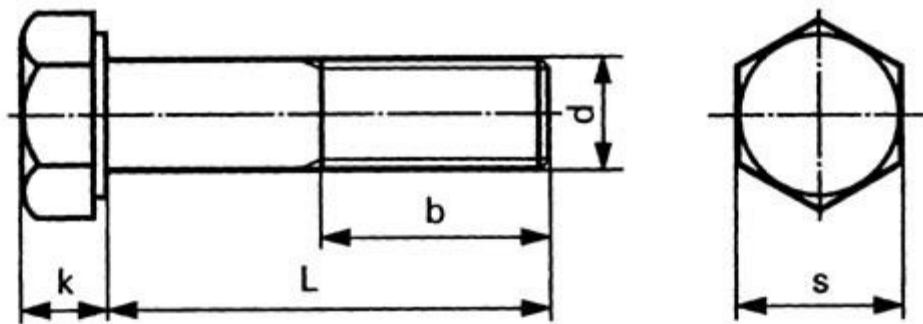
157132	6KT SKR DELGJ M6x65 DIN 931 A4 80	STK	100
--------	-----------------------------------	-----	-----

==

Varegruppe: 8410

Mappe: / [KATALOG](#) / [FESTEMATERIELL](#) / [SEKSKANTSKRUER](#) / [SYREFAST A4 KVALITET 80](#) / [M6](#)

Klikk på mappenavnet for alle varer i mappen



Gjenger d	M4	M5	M6	M8	M10	M12
Gjengestigning mm	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75
Nøkkelvidde s mm	7	8	10	13	17	19
Hode høyde k mm	2,8	3,5	4	5,5	7	8
Nom.gjengelengd. bmm						
Nom.gjengelengd. <125mm	14	16	18	22	26	30
Nom.gjengelengd. 125-200 mm.			24	28	32	36
Nom.gjengelengd. >200 mm.					45	49

**A4 LINSESKRUER M/6KT HULL
ISO 7380**

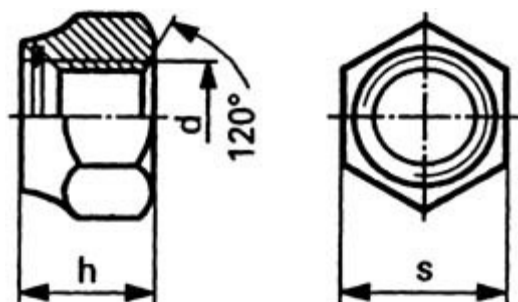
Gjenger	M 3	M 5	M 6	M 8
Gjengestigning	0,5	0,8	1	1,25
Hodediameter	5,7	9,5	10,5	14
Hodehøyde	1,65	2,7	3,2	4,3
Nøkkelvidde	2	3	4	5

Varenr	Varenavn	Enhet	Pakkestr.
158050	6KT LÅSEMUTTER M3 DIN 985 A4 MED NYLON RING	STK	500

==

Varegruppe: 8413
 Mappe: / [KATALOG](#) / [FESTEMATERIELL](#) / [MUTTERE](#) / [SYREFAST A4](#) / [M3](#)

Klikk på mappenavnet for alle varer i mappen



Gjenger	M3	M4	M5	M6	M8	M10
Gjengestigning mm	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5
Nøkkelvidde s mm	5,5	7	8	10	13	17
Høyde h mm	4	5	5	6	8	10

Varenr	Varenavn									Enhet	Pakkestr.
348497	SELFLOCK LÅSEMUTTER VIBRASJONSSIKKER	M6	DIN	6923	MED	RILLER	A4	80	STK	1000	

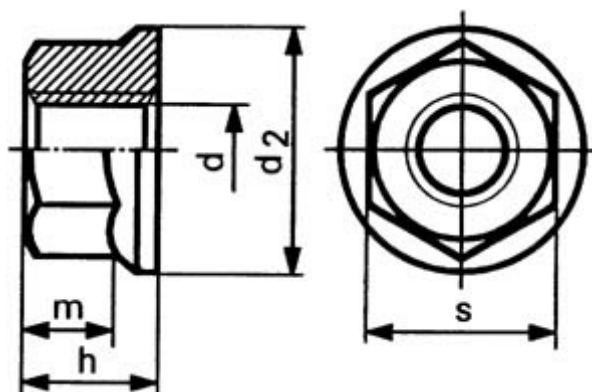
==

Varegruppe:

8413

Mappe: / [KATALOG](#) / [FESTEMATERIELL](#) / [MUTTERE](#) / [SYREFAST A4](#) / [M6](#)

Klikk på mappenavnet for alle varer i mappen



Gjenger	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16
Gjengestigning mm	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2
Nøkkelvidde s mm	8	10	13	15	18	21	24
Høyde h mm	7,1	9,1	11,1	13,5	16,1	18,2	20,3

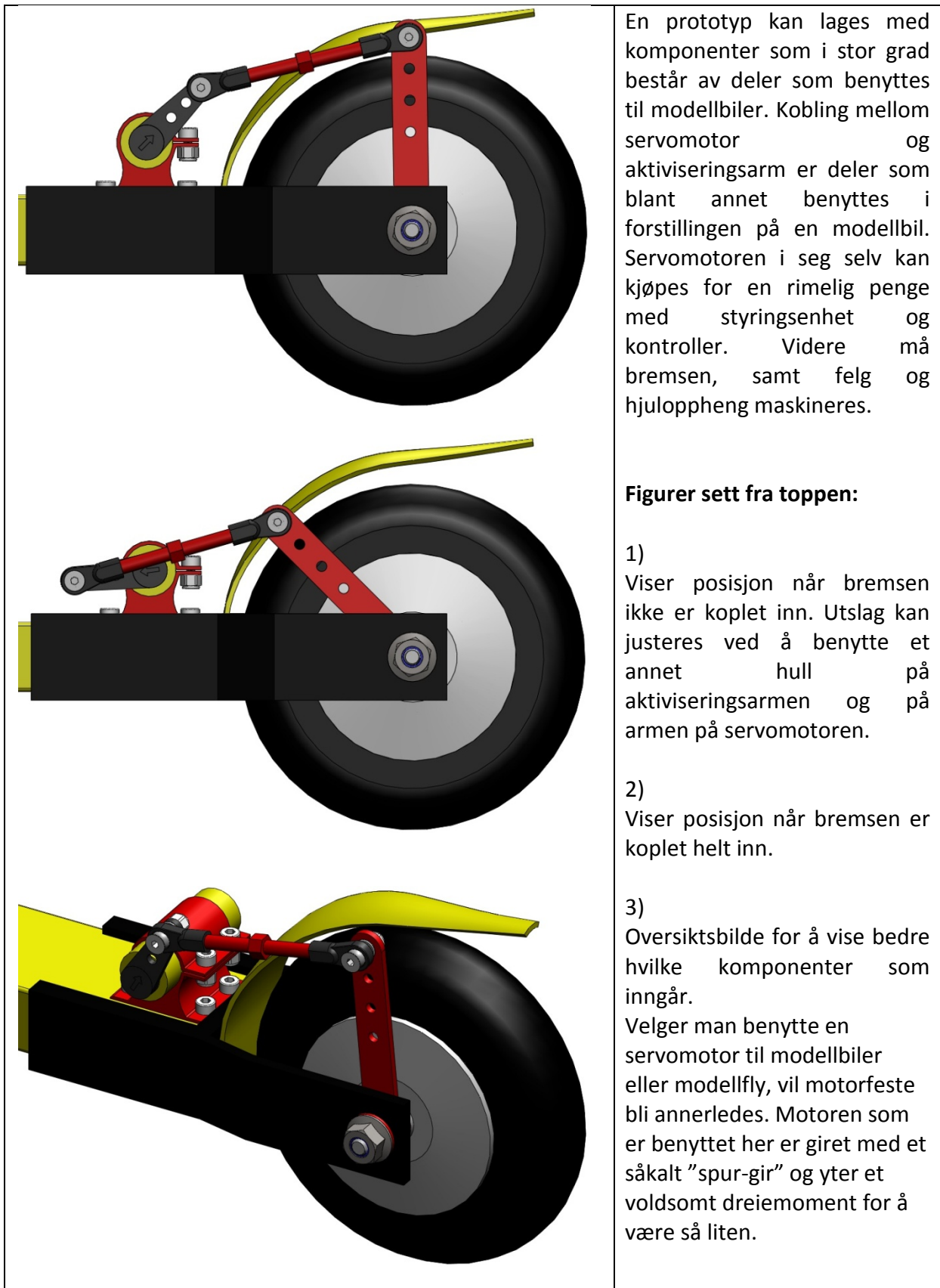
Vedlegg: V-04

Kulelagerdata er hentet fra SKF, www.skf.com. [1]



Deep groove ball bearings, single row, stainless steel

Principal dimensions			Basic load ratings			Fatigue load limit P_f	Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	C ₀					
mm	mm	mm	kN	mm	kN	r/min	r/min	kg		
9	20	6	1,4	0,83	0,036	80000	38000	0,0035	W 619/9-ZZ	
9	24	7	3,12	1,6	0,071	70000	43000	0,014	W 609	
9	24	7	3,12	1,6	0,071	70000	34000	0,015	W 609-ZZ	
9	26	8	3,9	1,9	0,083	60000	38000	0,020	W 629	
9	26	8	3,9	1,9	0,083	60000	30000	0,022	W 629-ZZ	
9,525	22,225	7,142	2,81	1,37	0,06	70000	45000	0,011	WEEMB 3	
9,525	22,225	7,142	2,01	1,37	0,06	70000	36000	0,011	WLCMD 3-ZZ	
10	15	3	0,715	0,425	0,018	85000	56000	0,0014	W 61700	
10	16	5	1,11	0,57	0,025	80000	48000	0,0055	W 61800	
10	16	5	1,14	0,57	0,025	-	22000	0,0036	W 61800-2RS1	
10	16	5	1,14	0,57	0,025	80000	38000	0,0056	W 61800-ZZ	
10	16	5	1,14	0,57	0,025	80000	36000	0,0074	W 63800-ZZ	
10	22	6	1,74	0,815	0,036	75000	45000	0,010	W 61900	
10	22	6	1,74	0,815	0,036	75000	36000	0,010	W 61900-ZZ	
10	26	8	3,9	1,9	0,083	67000	40000	0,019	W 6000	
10	26	8	3,0	1,0	0,063	-	19000	0,010	W 6000-2RS1	
10	26	8	3,9	1,9	0,083	67000	34000	0,019	W 6000-ZZ	
10	30	9	4,23	2,28	0,1	56000	34000	0,032	W 6200	
10	30	9	4,23	2,28	0,1	-	17000	0,032	W 6200-2RS1	
10	30	9	4,23	2,28	0,1	56000	28000	0,032	W 6200-ZZ	
10	35	11	6,78	3,25	0,143	50000	32000	0,053	W 6300	
10	35	11	6,78	3,25	0,143	-	15000	0,053	W 6300-2RS1	
10	35	11	6,78	3,25	0,143	50000	26000	0,053	W 6300-ZZ	
12	21	5	1,21	0,64	0,028	70000	43000	0,0053	W 61801	
12	21	5	1,21	0,64	0,028	70000	36000	0,0055	W 61801-ZZ	



Prosjektmøter – Rollersafe – 2011

Torsdag 13.01.11

Møte hjemme hos Atle Stubberud

Tilstede:

- Atle Stubberud, SoonDesign As
- Kristoffer Schie, student ved UMB i Ås

Gikk igjennom selve produktideen og snakket løst og fast om forskjellige løsningsalternativer. Atle ser for seg et hjul som kan monteres i alle typer rulleski (uavhengig av leverandør). Integreert i hjulet ser han for seg en brems/motstandssystem som skal reguleres ved hjelp av et RF- system via en bryter/switch på staven. Atle har sendt en e-post med bakgrunnsstoff og foreløpig kommersialiseringsinfo. I tillegg har jeg blitt tilsendt en 3D modell av en rulleski designet i 1:1 skala. Denne skal jeg benytte med hensyn på størrelser og volum, slik at det blir lettere å se hvordan komponentplasseringen kan gjøres. Ellers pratet vi om helt andre ting som sykling, design (3D og 2D) og andre ting han har gjort, kan nevne biopeis, lampe, coastkey, etc.

Atle Stubberud er opprinnelig utdannet transportdesigner og sitter med god ekspertise innenfor design og skissering. Han bruker i tillegg Solidworks som modelleringsverktøy. I dette prosjektet vil Atle fungere som prosjektleder i tillegg til å være designer. Det var Atle selv som kom opp med produktideen, Rollersafe.

Fredag 21.01.11

Møte hos produktidé.

Tilstede:

- Atle Stubberud, SoonDesign As
- Atle Silgjerd, Produktidé As
- Kristoffer Schie, student ved UMB i Ås

Produktidé holder til på sydspissen av hurumlandet inne på et gammelt industriområde. Fikk først en omvisning av selve produksjonslinja, noe som var veldig fascinerende. Produktidé har så vidt jeg forsto sin hovedekspertise innen småelektronikk og styringssystemer. De produserer svært komplekse kretskort til styring av det aller meste. På tegnebrettet bestemmer de hva kretskortet skal inneholde, så blir tegningene sendt til Kina hvor baner og koblingspunkter blir etset inn i selve kortet. Når de så får kortet tilbake begynner prosessen med å montere alle komponenter, som motstander, hjerner, spoler, etc. Alt dette foregår automatisk gjennom en produksjonsmaskin som på forhånd er programmert til å velge riktig komponent til riktig plass. Alle kretskortene blir deretter testet og kvalitetssikret for å undersøke om de virker som de skal.

Etter en kort innføring i hva som foregår på bruket var det lunsj med påfølgende møte om prosjekt Rollersafe! Det var tydelig at vi hadde tenkt i litt forskjellig retning. Jeg på min side hadde sett for meg en løsning hvor elektronikken kommer inn som et styringssystem for en

mer mekanisk løsning. Eksempelvis en slags trommelbrems, eller en magnetstyrt brems/motstand. Atle Silgjerd hadde en helt annen løsning på problemet, han hadde sett for seg at en elektro- motor skulle stå for selve bremsingen. Ideen hans går ut på å benytte en børsteløs motor innebygd i selve hjulet dersom dette er mulig. Børsteløse motorer er regenerative og trenger derfor ikke batteri. Så etter de første rullemeterene vil motoren ha nok strøm til å kunne bremse hjulet. Den vil i tillegg kunne generere strøm til andre formål som lys, lade iphone?, etc. Med meg hjem fikk jeg to børsteløse motorer, en stor og en liten. Den store med roterende aksel og fast hus, og den lille med roterende aksel og hus.

For min del vil oppgaven i så tilfelle å finne ut hvor liten motor som kan benyttes, for så å modellere denne inn i en felg som tåler de belastningene det blir påført. Ved hjelp av en børsteløs motor med roterende hus og gjennomgående aksel har man kanskje slått to fluer i et smekk? Jeg blir nødt til å lage en enkel testbenk for å se virkningen av de forskjellige motorene. Plotte data som Amp og Volt opp mot den respektive hastigheten for så å lese av dataene. Momentet kan testes ved å montere på en vektarm. Forhåpentligvis vil dette gi en indikasjon på hvor stor motor som er nødvendig.

Tirsdag 01.02.11

Møte på UMB

Tilstede:

- Tom Ringstad, elektrolærer på UMB i Ås
- Kristoffer Schie, student ved UMB i Ås

Fikk en grundig gjennomgang av hvordan man kan teste elektromotorer som generatorer. Kom opp med flere mulige løsninger for hvordan jeg kan teste de "små" børsteløse motorene jeg har fått fra Produktidé. Ble enige om en løsning hvor jeg får alle input jeg trenger, direkte inn i et dataprogram. Det som må gjøres i første omgang er å lage en fast kobling mellom drivmotor og generator (børsteløs motor). Må diskutere med Geir og Bjørn på verkstedet for å finne ut hvordan dette skal løses på en best mulig måte.

Torsdag 10.02.11

Lunsmøte i Vika i Oslo

Tilstede:

- Atle Stubberud
- Morten H. Østli
- Kristoffer Schie, student ved UMB i Ås

La opp en strategi for hvordan vi skal gå frem ved eventuelle innovasjonsstipend og patentering. Ble enige om å presentere Rollersafe som et slags sikkerhetssystem for rulleski uten å gå i detalj på selve konseptet. Det er mulig å motta støtte via Dnb's innovasjonsstipend, samt at det gis ut en form for stipend i indre oslofjord for nytenkende produkter. A. Stubberud kommer til å jobbe videre med et komplett design av selve skien hvor for eksempel bindingen sitter integrert. Skien vil i første omgang være et supplement til

selve hjulet for å fremheve et slags komplett futuristisk konsept. Toyota gjorde det samme da de lanserte sin første hybridbil med Toyota Prius.

Torsdag 24.03.11

Prosjektmøte hos Produktidé.

Tilstede:

- Atle Stubberud, SoonDesign
- Atle Silgjerd, Produktidé
- Per Morten Enersen Brun, Produktidé
- Kristoffer Schie, student ved UMB i Ås

Prosjektet har kommet til punkt hvor det er på høy tid å definere en preferert løsning. Først og fremst på grunn av tidspress og omfang av masteroppgaven, men også med hensyn på diverse søknader om utviklingsstipend/ innovasjonsstipend. Det ble derfor tatt en beslutning om å ha et møte med alle som er med på utviklingsdelen av Rollersafe.

I forkant av møte hadde jeg i utgangspunktet bestemt meg for en trommelbrems løsning, årsak er beskrevet i prosjektrapporten. Men selv denne løsningen krever modifisering av skien. Så tanken med å integrere alt inne i skien er foreløpig lagt til side. Da skien likevel må modifiseres kom tanken på å benytte et slags lamellbremsprinsipp på bane (en idé som ble forkastet i rapporten). Ved å benytte lameller/ skiver, en på hver side av hjulet som presser mot felgen, kan man aktivisere bremsen med en lengre arm (v-brems prinsipp på tråsykkel). Løsningen er billig å produsere, den har god styrke og dermed lang levetid. Foreløpig hadde jeg ikke sett for meg hvordan bremsen skulle aktiviseres.

Ideen ble presentert på møte, og det viste seg at løsningen hadde mange fellestrekk med en bremseløsning på en gammel ski som A. Stubberud hadde medbrakt. Bremsen på denne skien fungerer som en skrustikke, og må fysisk aktiviseres med hånden eller staven. På bakgrunn av aktiviseringsmetoden ble mekanismen satt ut av funksjon, rett og slett fordi den var farlig å bruke.

Men alle var likevel enige om at prinsippet var godt, og det kan dessuten kombineres med en servostyring eller en elektromotor m./ gir. Den endelige løsningen for masteroppgaven er dermed definert. I prosjektets sammenheng vil nok justeringer bli gjort etter hvert som prototypen er laget.

Torsdag 28.04.11

Prosjektmøte hos Atle Stubberud

Tilstede:

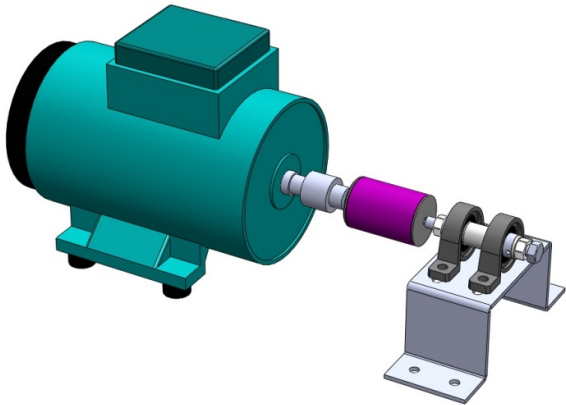
- Atle Stubberud, SoonDesign AS
- Kristoffer Schie, student ved UMB i Ås

Prosjektet går mot slutten, så det var greit å gå gjennom rapporten med Atle. Det var ikke så mye han ikke hadde sett fra før av, men jeg trengte å diskutere løsningen jeg hadde kommet fram til. Forklarte først hvorfor delene var blitt som de blitt, deretter luftet jeg ut hva synes rent estetisk; Personlig synes jeg løsningen har for mange deler, i tillegg til at enkelte av dem sitter noe utsatt til. Jeg forklarte for Atle at jeg synes produktet blir litt for "Reodor Felgen" til å kommersialiseres.

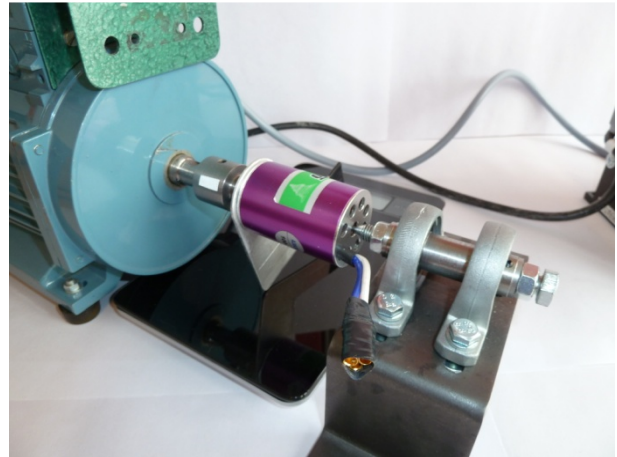
La derfor fram en idè jeg har grublet på en stund. Ideen trekker konseptet helt tilbake til der alt startet, med en friksjonskloss direkte på gummien. Fortsatt vil aktiviseringen gjøres med en lineæraktuator, men den kan plasseres inne i selve skien. Kan for eksempel plassere alle komponentene til bremsen med tilhørende elektronikk i en modul, som videre kan skyves inn i en original ski. Konseptet vil medføre minimalt med deler, ergo, det er færre ting som gå i stykker. Men det er ikke gjort noen beregninger på hvorvidt denne løsningen vil gi god nok brems.

Siden tiden er knapp, rekker jeg ikke å gå gjennom denne løsningen på grundig vis. Velger derfor å fremlegge noen konseptbilder under kapittelet for videre arbeid.

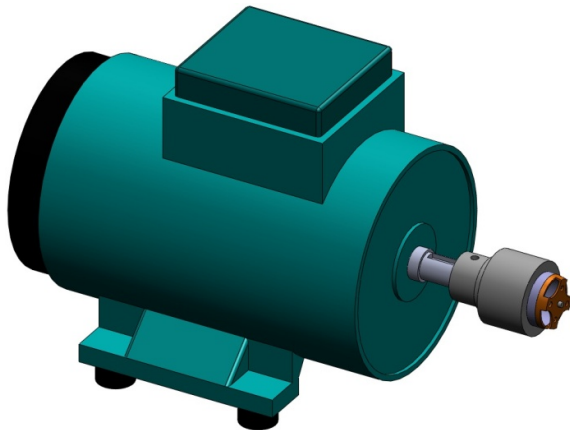
Vedlegg: V-07



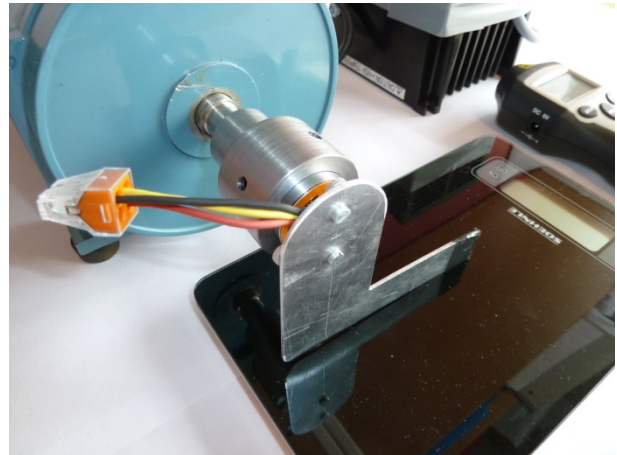
3D- modell av testbenk laget for test av "stor" generator. Bilde viser motoren (grønn) som ble benyttet til å kjøre generatoren, generator (lilla) og komponenter som ble laget i forbindelse med testingen. Grunnen til at testbenken ble laget slik (i første omgang), var for at lageret inni generatoren ikke skulle bli bøyebelastet. Meningen var at generatoren skulle opplagres i kun akslingen som er gjennomgående. Under testingen ble braketten med de to lagerhusene tatt bort, da lagrene hadde for stor treghet.



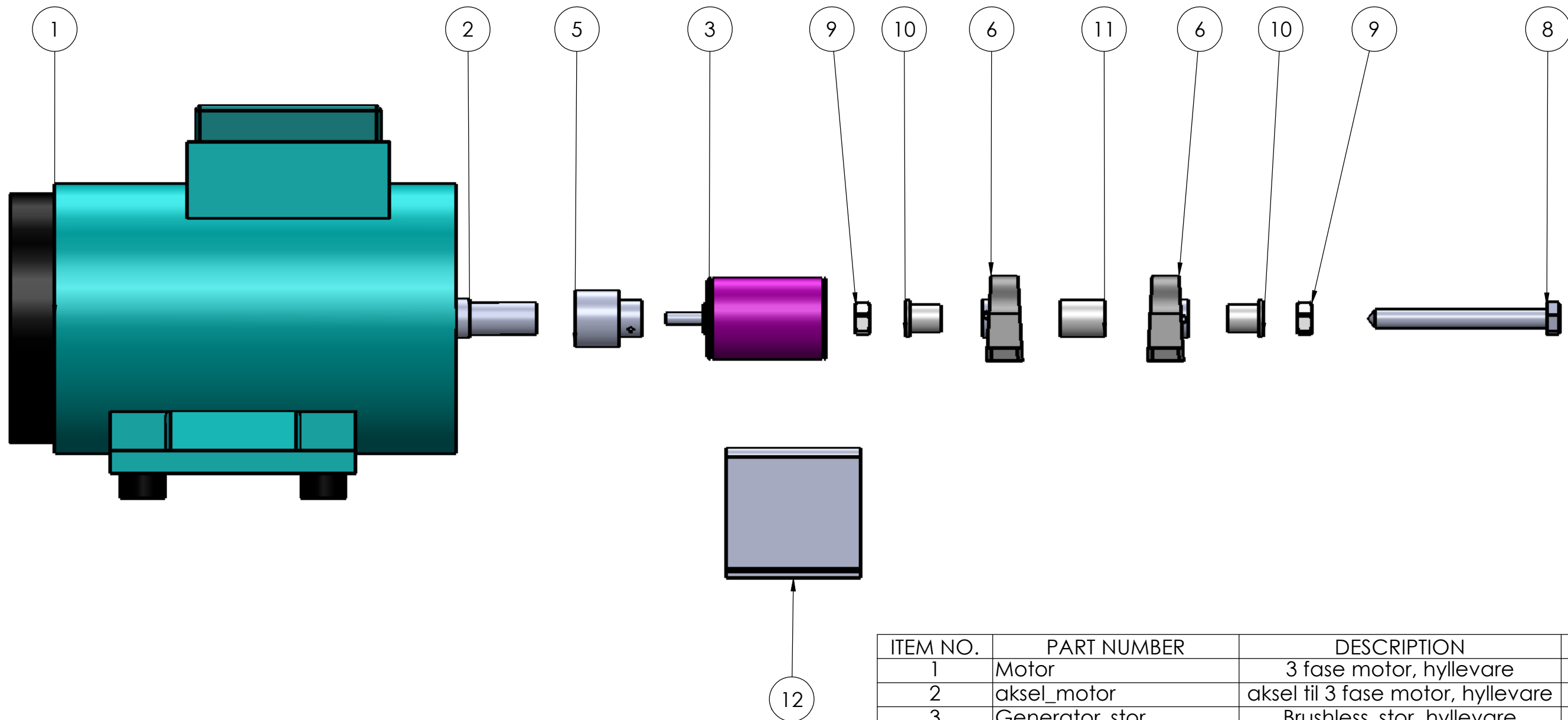
Bilde viser hvordan delene ble i virkligheten. Det er i tillegg montert på en arm i front av generatoren (mot den grønne motoren). Braketten med lagerhusene ble som sagt fjærnet.



3D- modell av motor (grønn) og den "lille" generatoren montert i en hylse. Grunnen til at opplegget for den lille og den store generatoren er forskjellig er at generatorene er konstruert forskjellig. På den store fungerer huset som stator, mens på den lille fungerer huset som rotor.

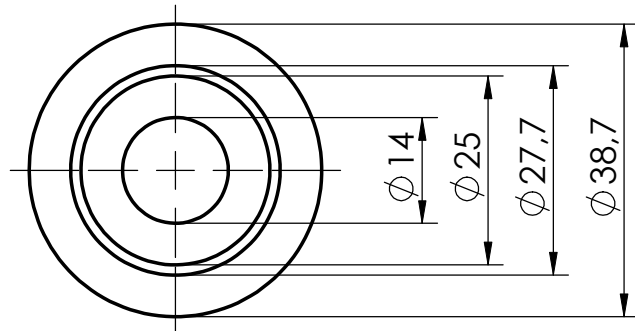
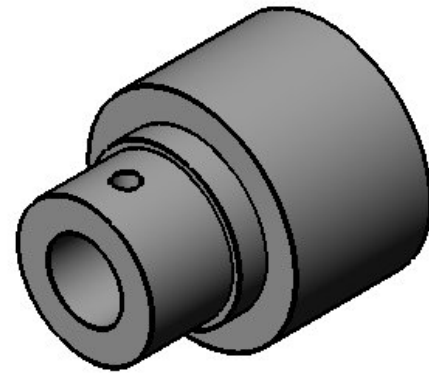
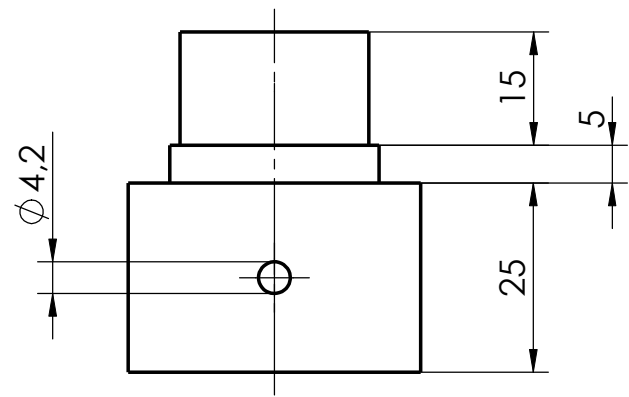


Bildet viser hvordan delene ble i virkeligheten. Det er i tillegg blitt montert på en arm i bakkant av generatoren, som roterer ned på en kjøkkenvekt. I rapporten er denne testen ikke tatt med, fordi det viste seg at selv den "store" generatoren ble alt for liten.

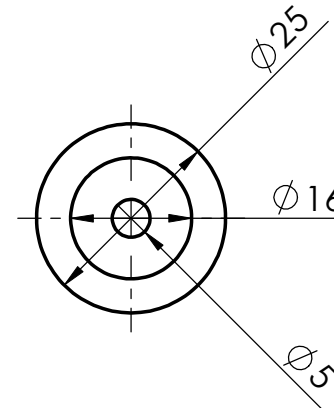
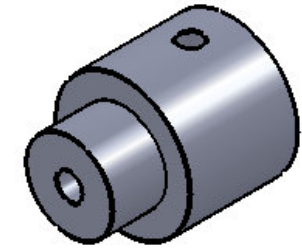
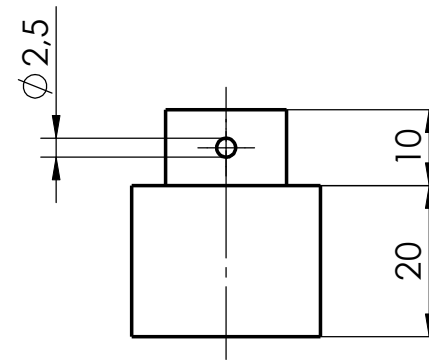
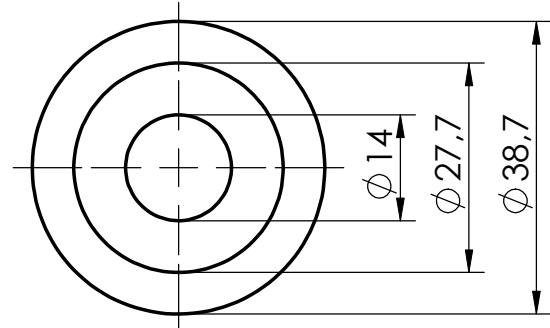
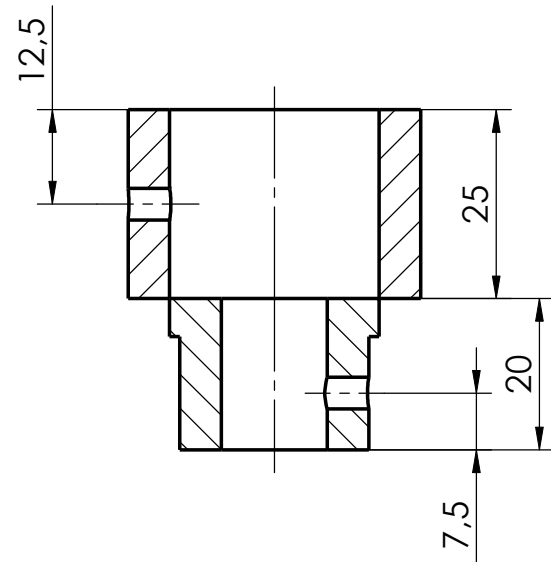
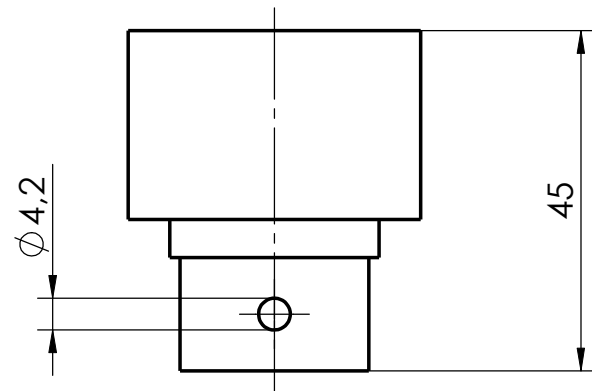


ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY.
1	Motor	3 fase motor, hyllevare		1
2	aksel_motor	aksel til 3 fase motor, hyllevare		1
3	Generator_stor	Brushless_stor, hyllevare		1
5	overgang_motorer	overgang fra stor til liten aksel, skal dreies	Al	1
6	lager_del2	kulelager med hus, hyllevare		2
8	M8_8.8	M8_8.8_100mm, hyllevare, dreies kon i tuppen		1
9	User Library-Nut M08	M8_mutter, hyllevare		2
10	foring_lager	foring til lager_innvendig gjenger, skal dreies	Al	2
11	avstandsstykke	avstandsstykke mellom lager, skal dreies	Al	1
12	brakett_lager	brakett til innfesting av lager, skal knekkes	Al/stål	1

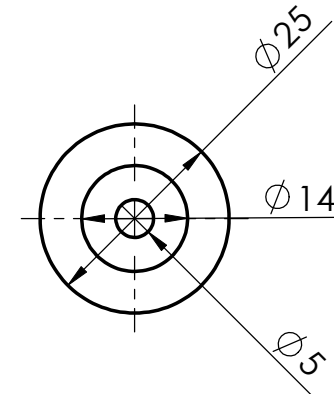
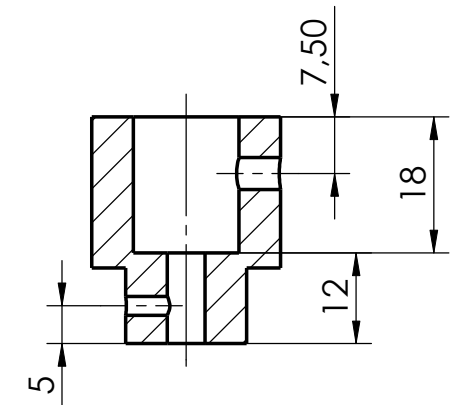
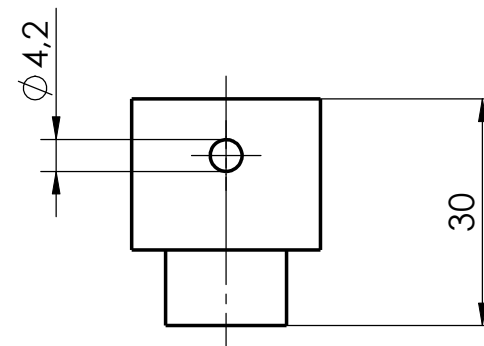
Dato:	03.02.11	Konstr./Tegnet:	K.S	Målestokk:	1:2	UMB stud
EMNE: Masteroppgave Oppgave: Testbenk for generator					Erstatning for:	
					Tegn. nr. M-01	
Henvisning:			Beregning:			



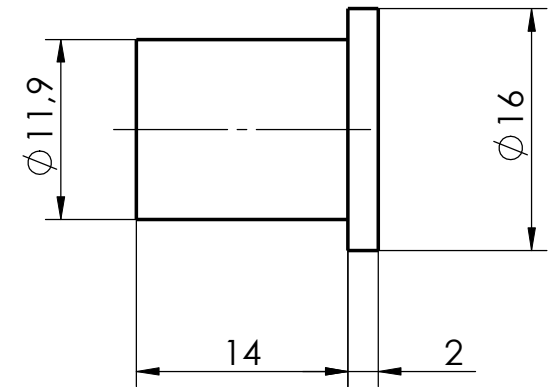
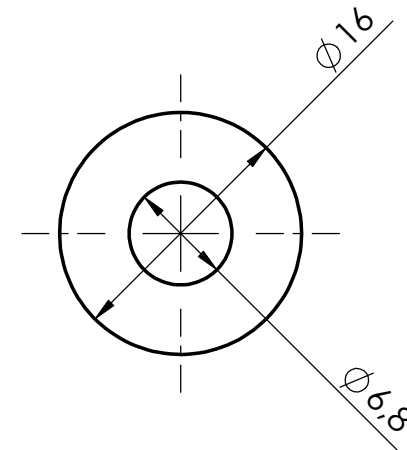
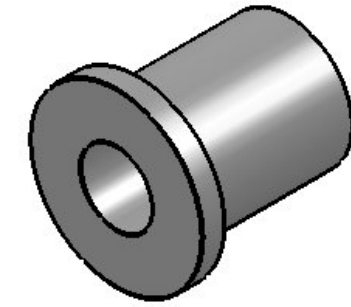
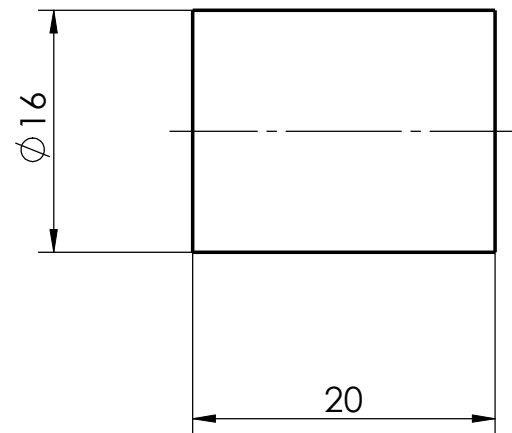
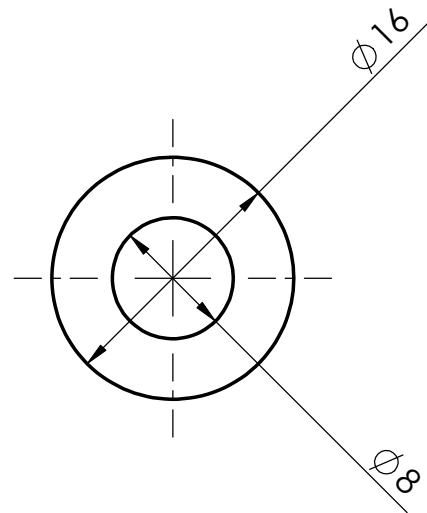
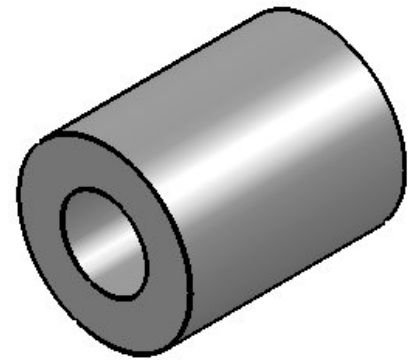
Hull til settskruer plasseres 180 grader i forhold til hverandre



Hull til settskruer plasseres 180 grader i forhold til hverandre

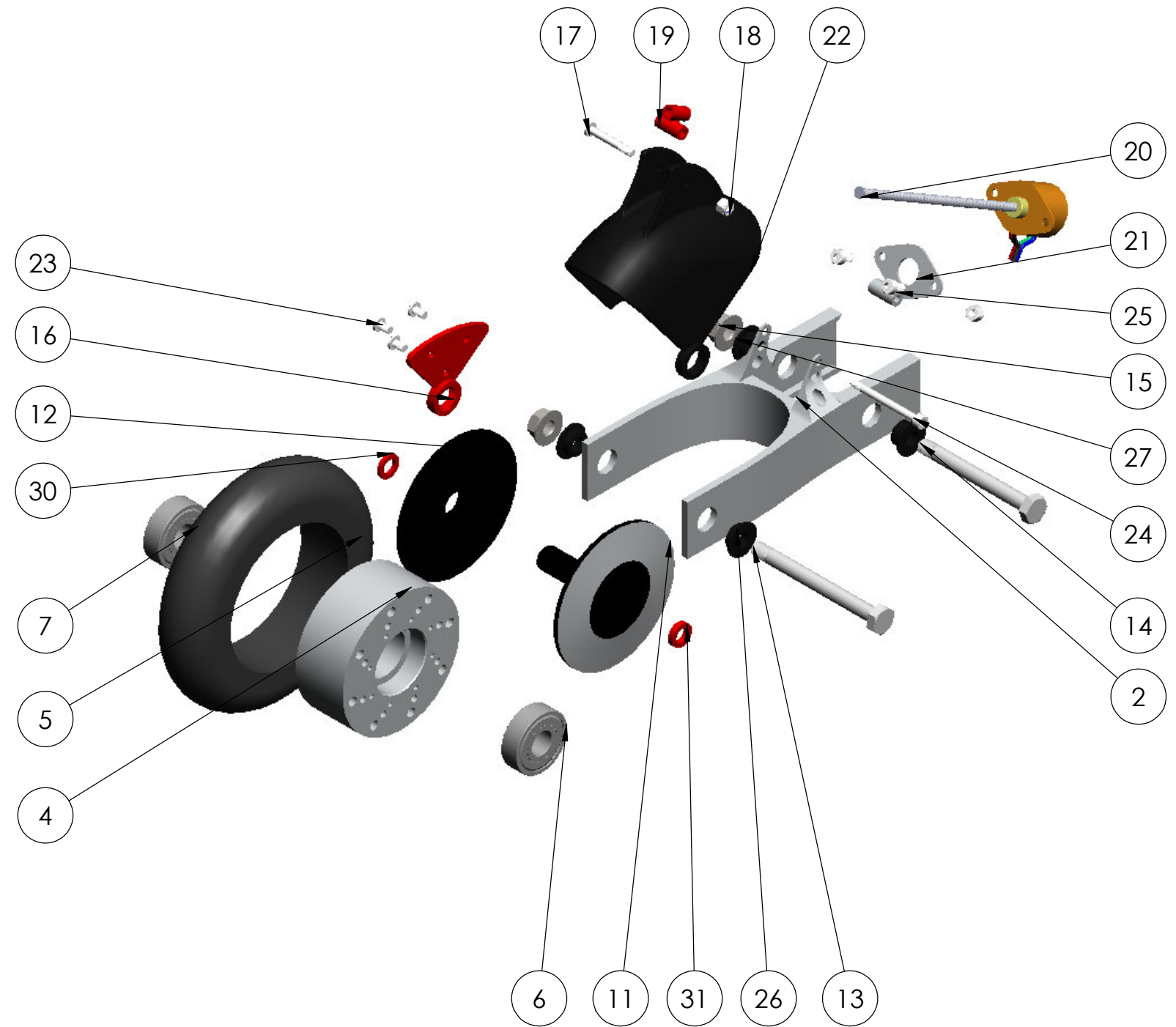


Dato:	04.02.11	Konstr./Tegnet:	K.S	Målestokk:	1:1	UMB stud
EMNE: Master oppgave					Erstatning for:	
Oppgave: Testbenk for generator					Erstattet av:	
					Tegn. nr. M-02	
Henvisning:			Beregning:			

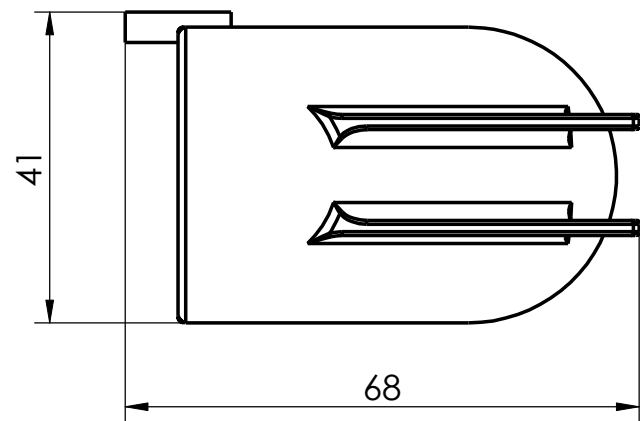
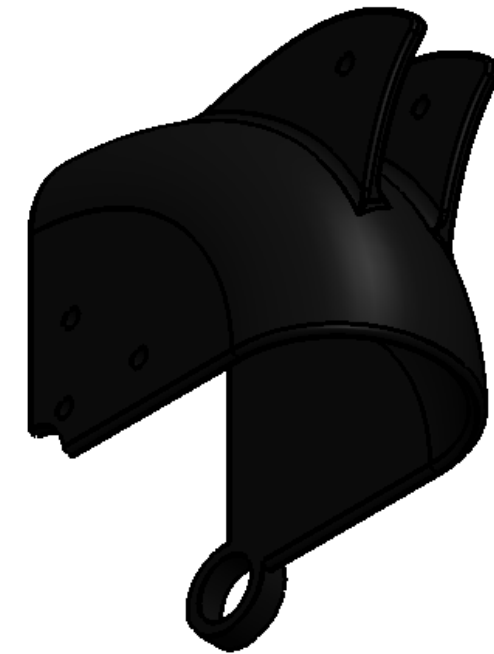
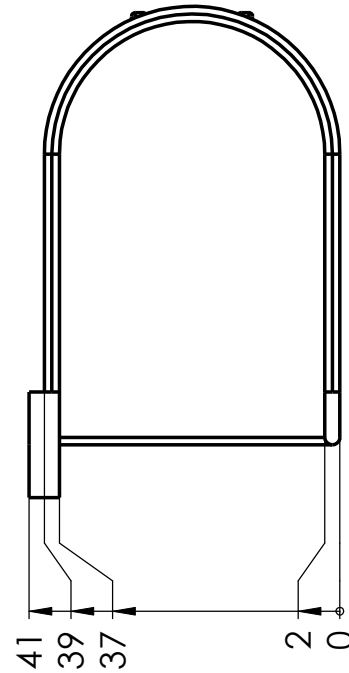
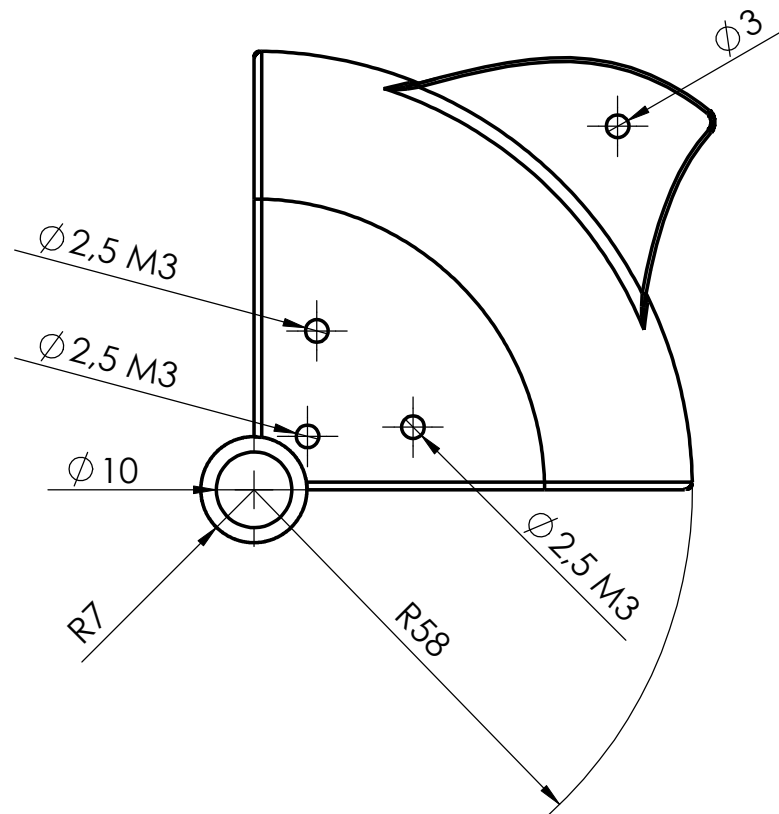


Dato:	04.02.11	Konstr./Tegnet:	K.S	Målestokk:	2:1	UMB stud
EMNE: Master oppgave					Erstatning for:	Erstattet av:
Oppgave: Testbenk for generator					Tegn. nr. M-03	
Henvisning:			Beregning:			

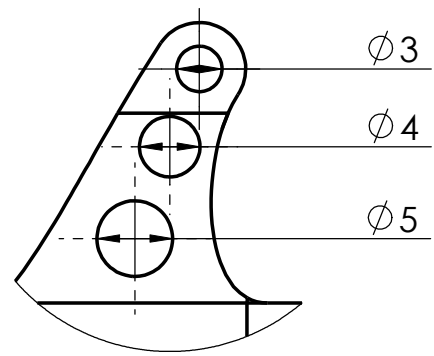
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
2	hjuloppheng2 - revidert	AlSi10Mg - T6	1
4	felg2	6063 - T6	1
5	dekk2		1
6	ball_bearing_ - 6000-2z_1_01		2
7	ball_bearing_ - 6000-2z_1_02		2
11	bremsehylse2	Syrefast A4 - 70	1
12	bremseplate2	Syrefast A4 - 70	1
13	M6_bolt2	Syrefast A4 - 80	1
14	M6_bolt_ski-hjuloppheng	Syrefast A4 - 80	3
15	907648_6-mattssons2	Flange lock nut stainless steel, A4-80 M6	4
16	akt arm2	Syrefast A4 - 70	1
17	90042_13_6-mattssons - 2	Hex socket cap security screw pin stainless steel, A2, ISO 7380 M3x6	1
18	09854_3-mattssons - 2	Locking nut stainless steel, A4, DIN 985 M3	4
19	link_motor-skjerm	Syrefast A4 - 70	1
20	Haydon-E20541-5-3-12_20000_External_Linear_Motor		1
21	rotasjons brakett	AlSi10Mg - T6	1
22	skjerm_aktivisering_nytt feste	PE-HD300	1
23	90042_13_6-mattssons - 2 -3x5	Hex socket cap security screw pin stainless steel, A2, ISO 7380 M3x6	3
24	3x30	Hex socket cap screw stainless steel, A2-80, ISO 4762 M3x6	1
25	091228_3_6-mattssons	Hex socket cap screw stainless steel, A2-80, ISO 4762 M3x6	2
26	foring aksel 3mm	POM	4
27	foring hj sta 6mm	POM	4
30	foring_1	POM	1
31	foring_2	POM	1



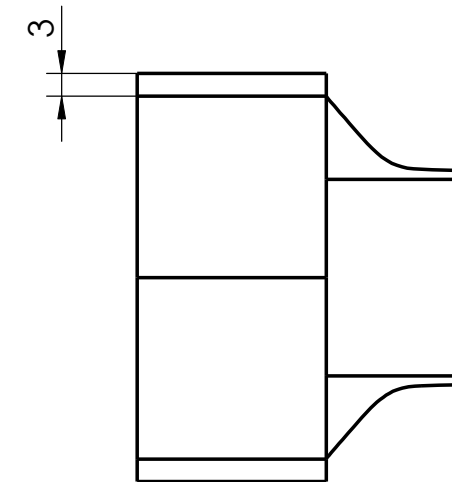
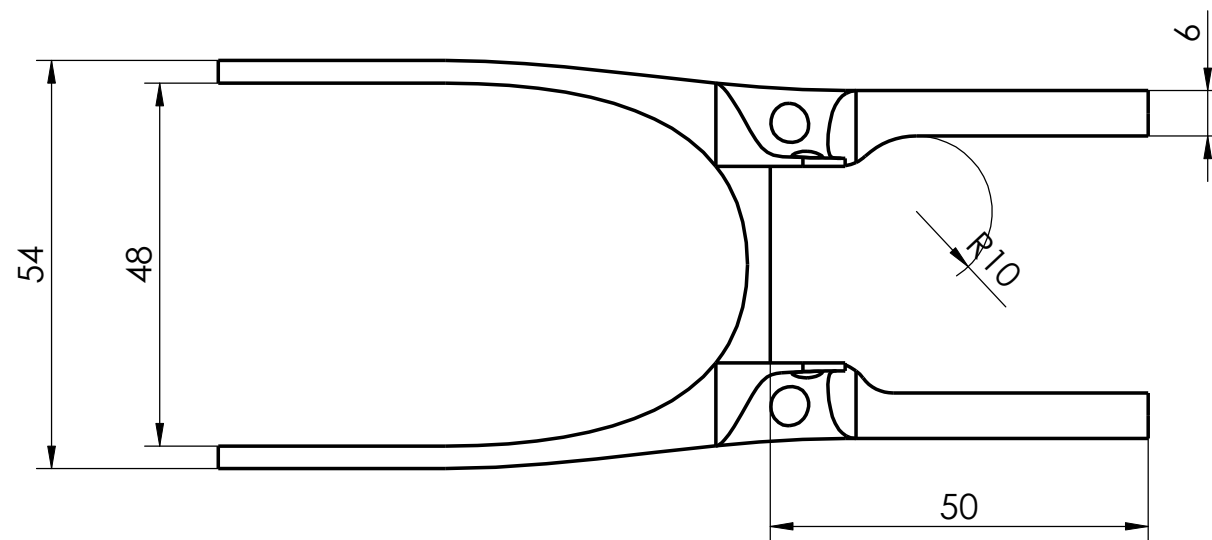
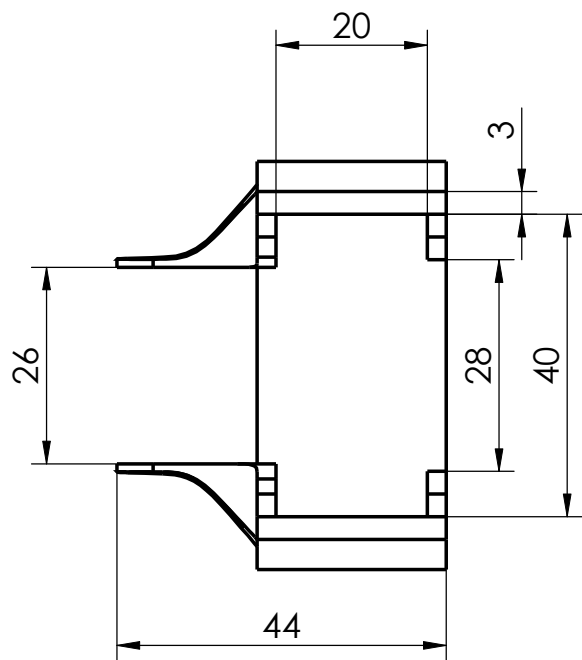
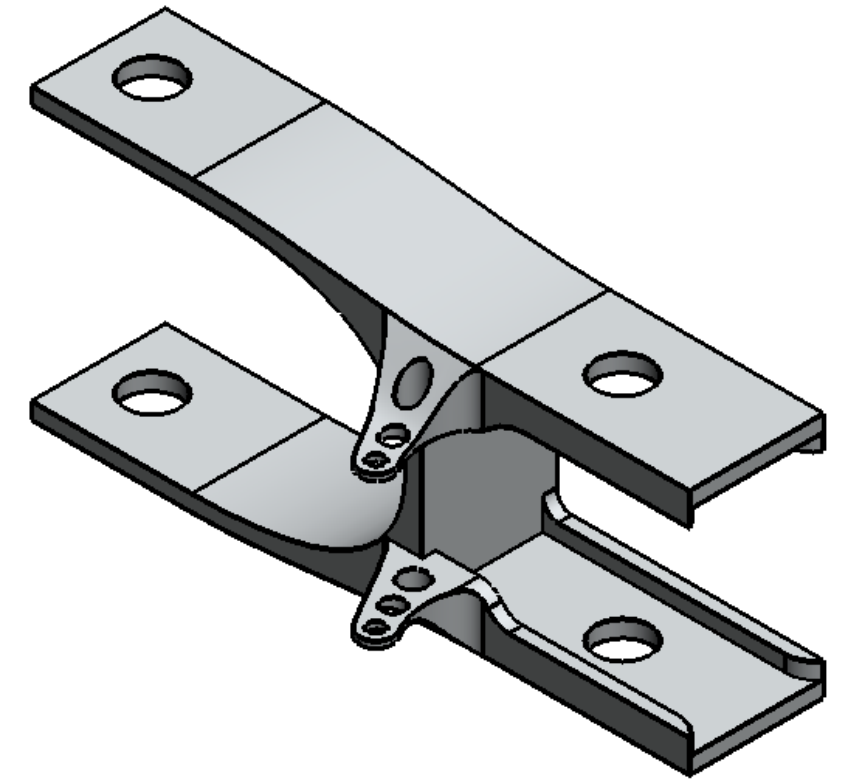
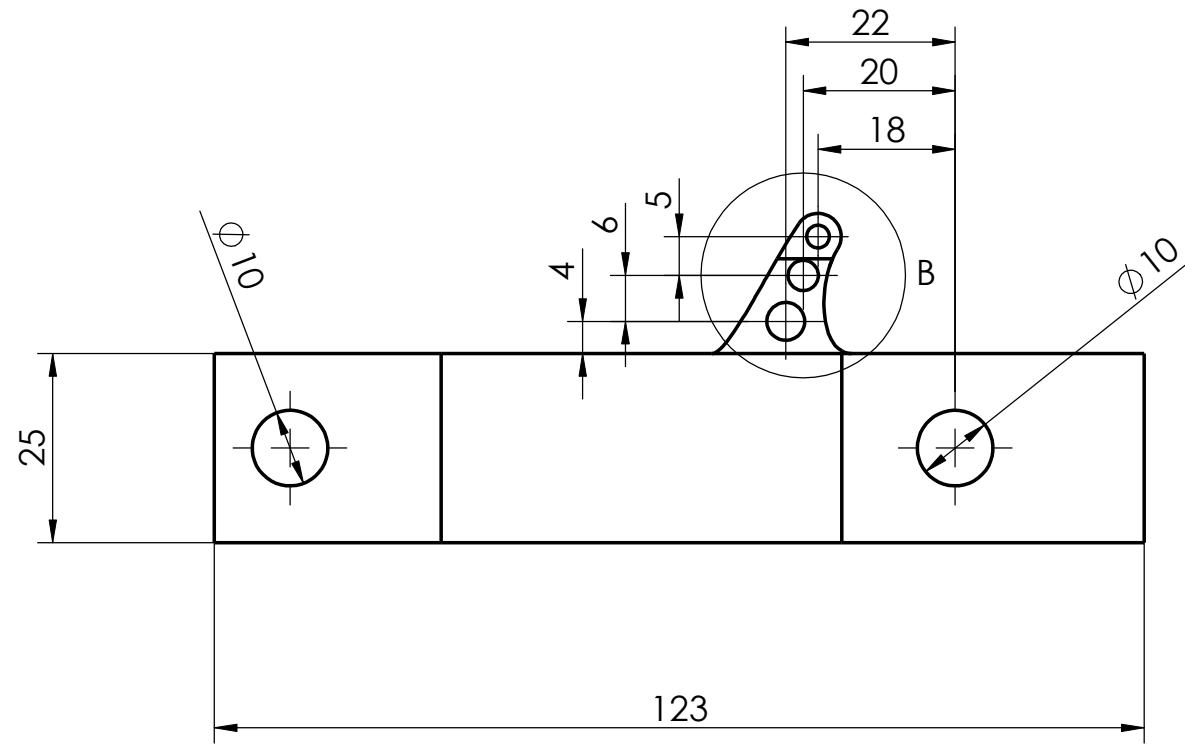
Dato: 04.05.2011	Konstr./Tegnet: K.S	Målestokk: 1:2	UMB stud	
EMNE: Masteroppgave			Tegn. nr. M-05	
Oppgave: Rollersafe			Eksplodert tegning med deler	
Henvisning:		Beregning:		



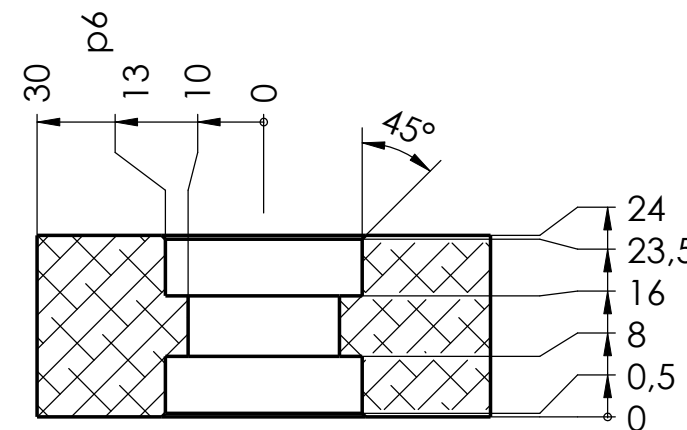
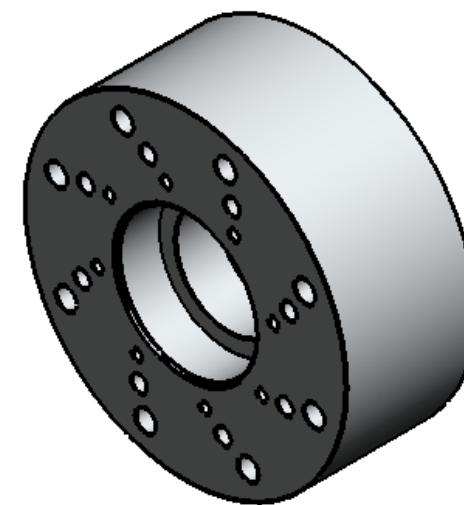
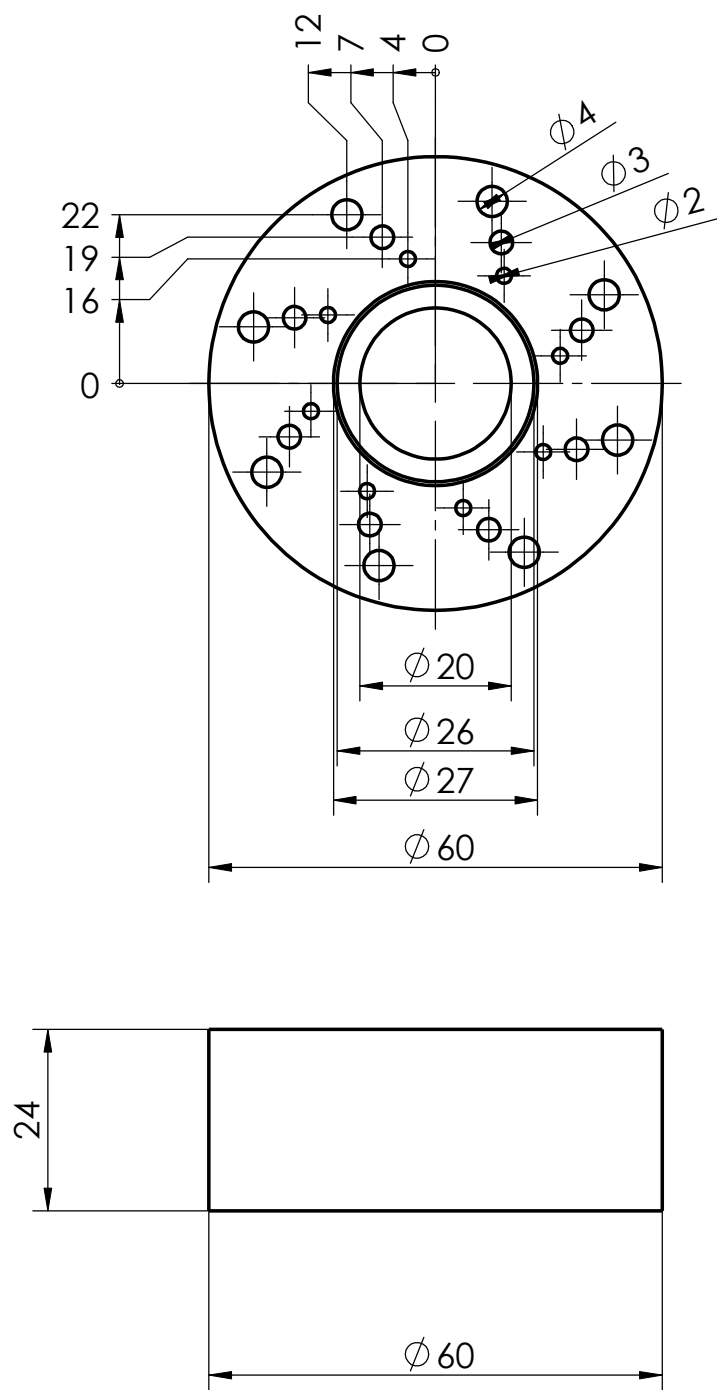
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	skjerm_aktivisering_nytt feste	PE-HD300	1
Dato: 07.05.11	Konstr./Tegnet: K.S	Målestokk: 1:1	UMB stud
EMNE: MASTEROPPGAVE		Erstatning for:	
Oppgave: ROLLERSAFE SKJERM		Tegn. nr. M-06	
Henvisning:		Beregning:	



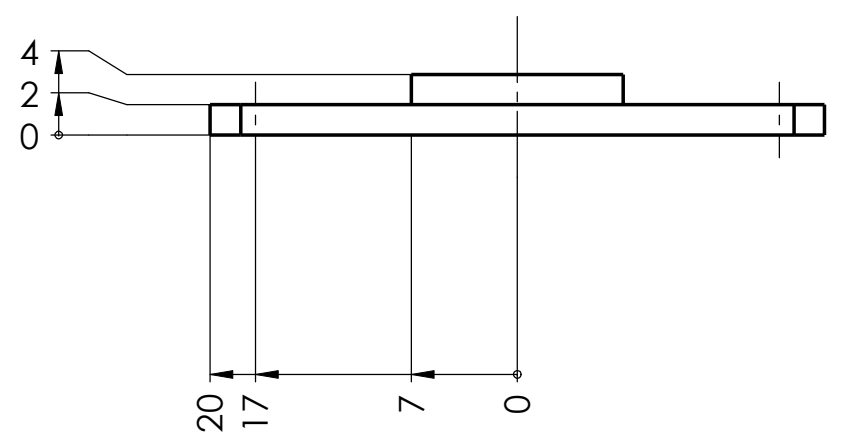
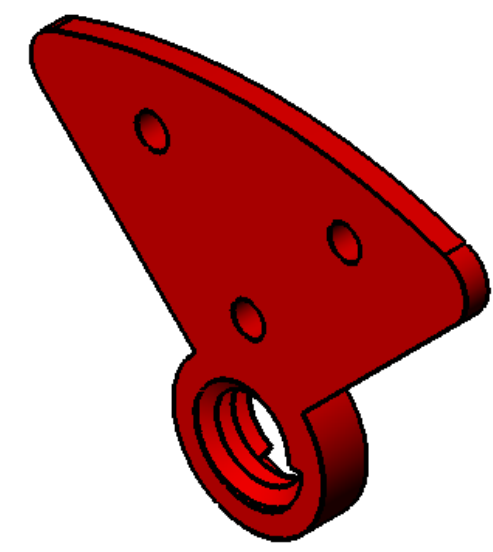
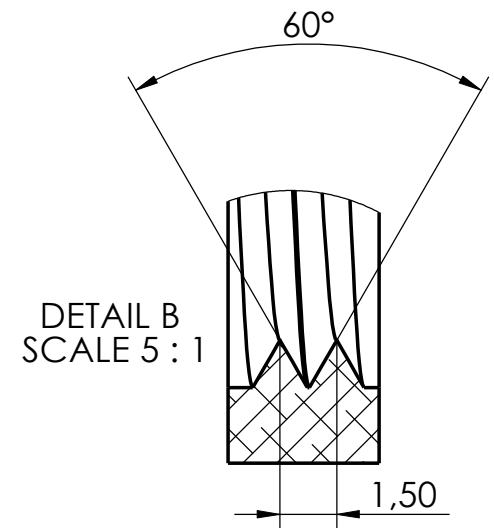
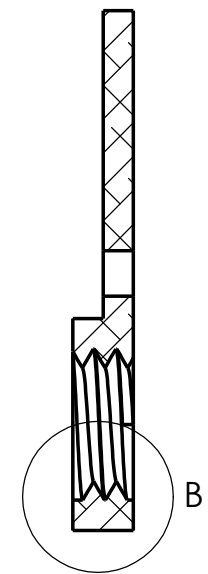
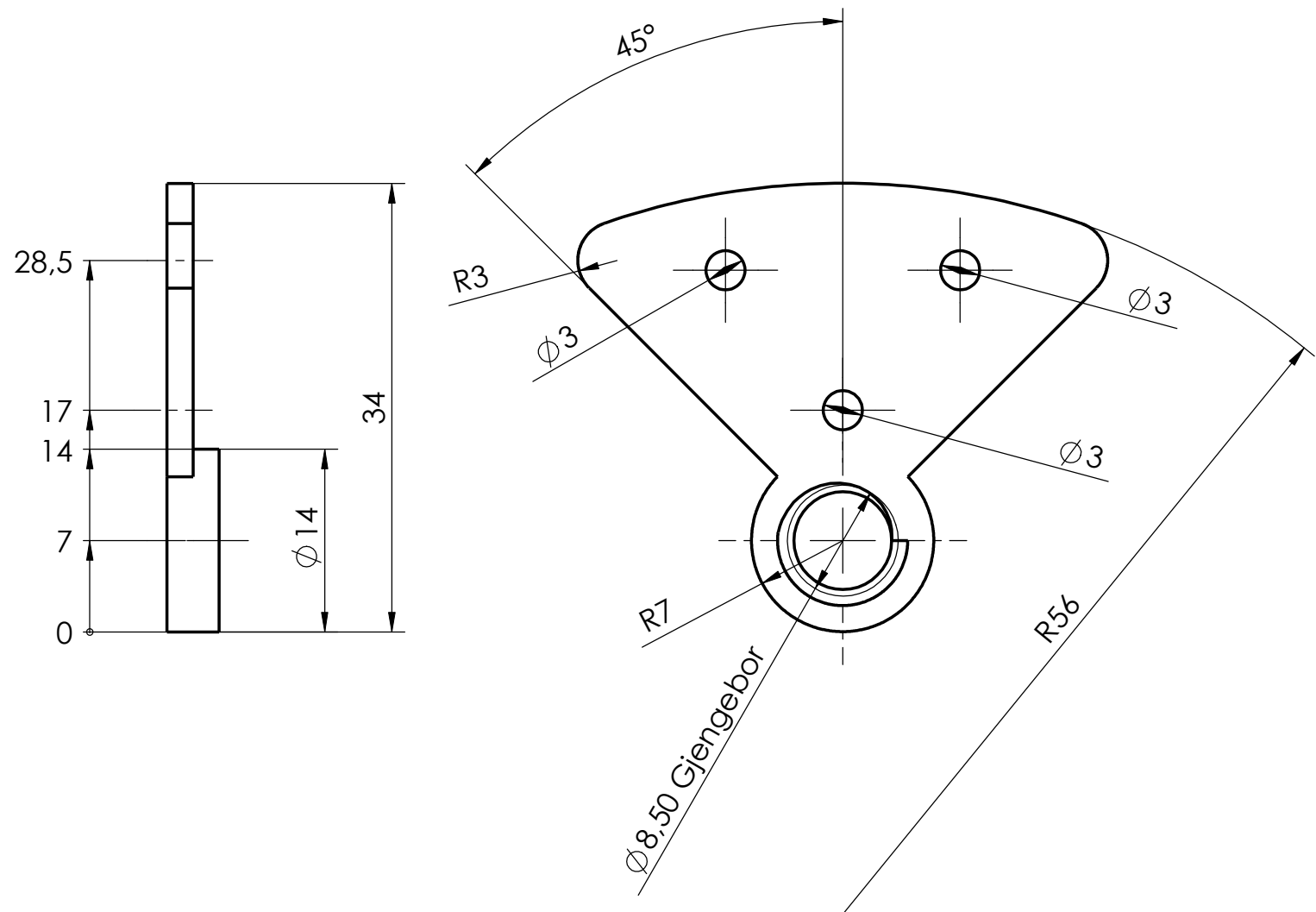
DETAIL B
SCALE 2 : 1



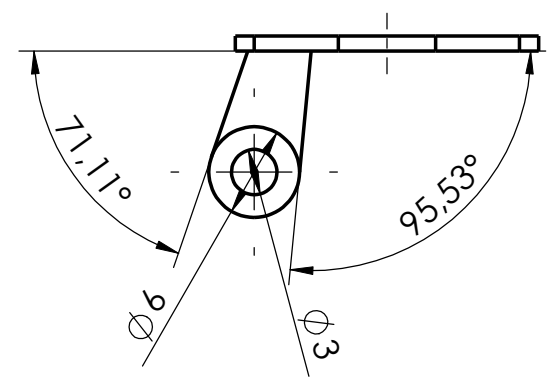
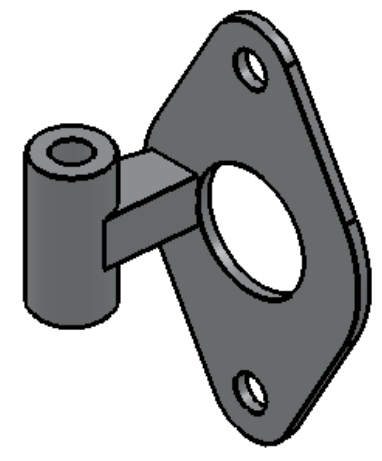
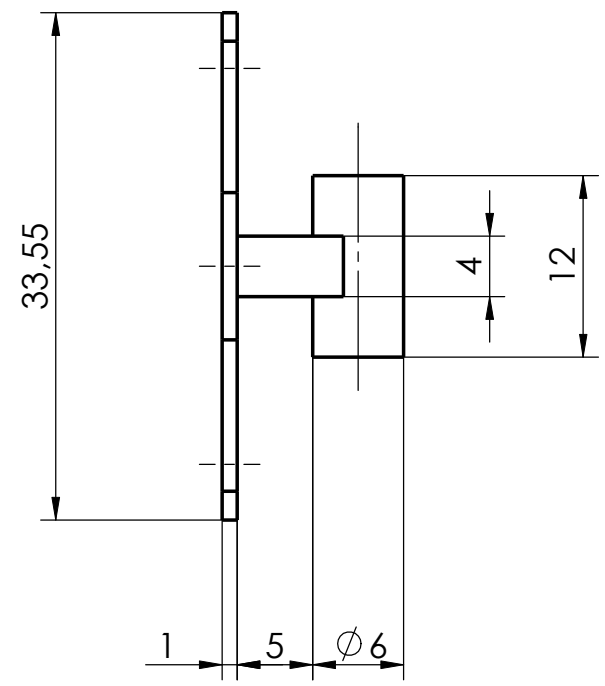
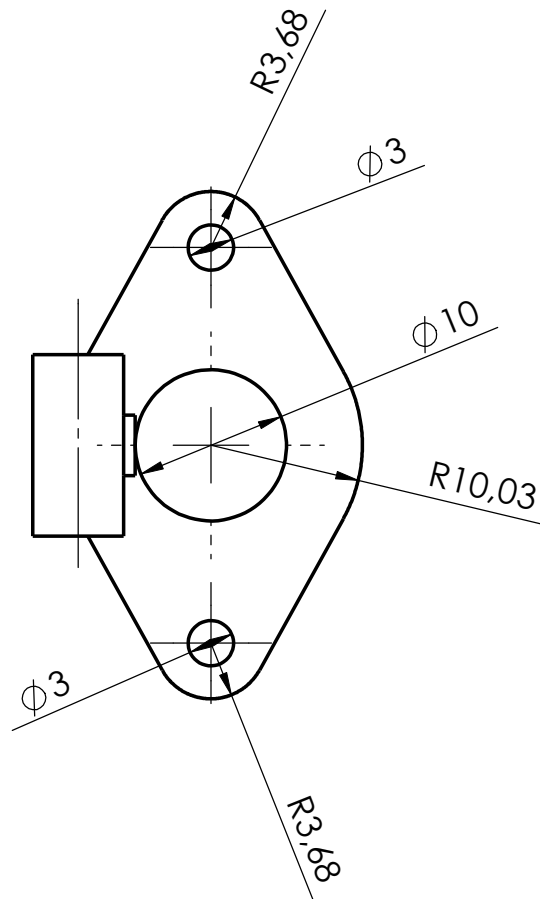
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	hjuloppheng2 - revidert	AlSi10Mg - T6	1
Dato: 09.05.11		Konstr./Tegnet: K.S	Målestokk: 1:1
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for: Erstattet av:
Oppgave: HJULOPPHENG BAK			
Henvising:		Beregning:	Tegn. nr. M-07



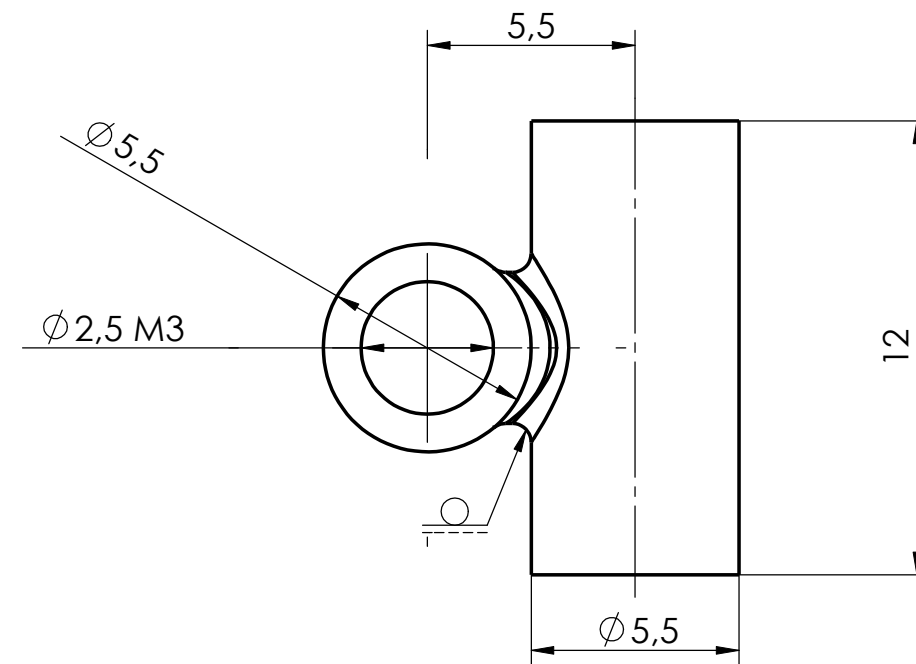
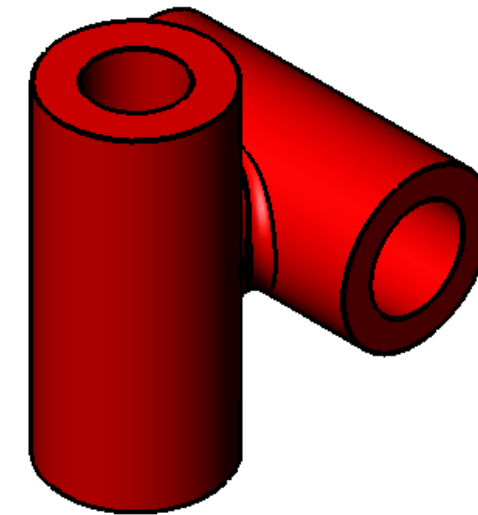
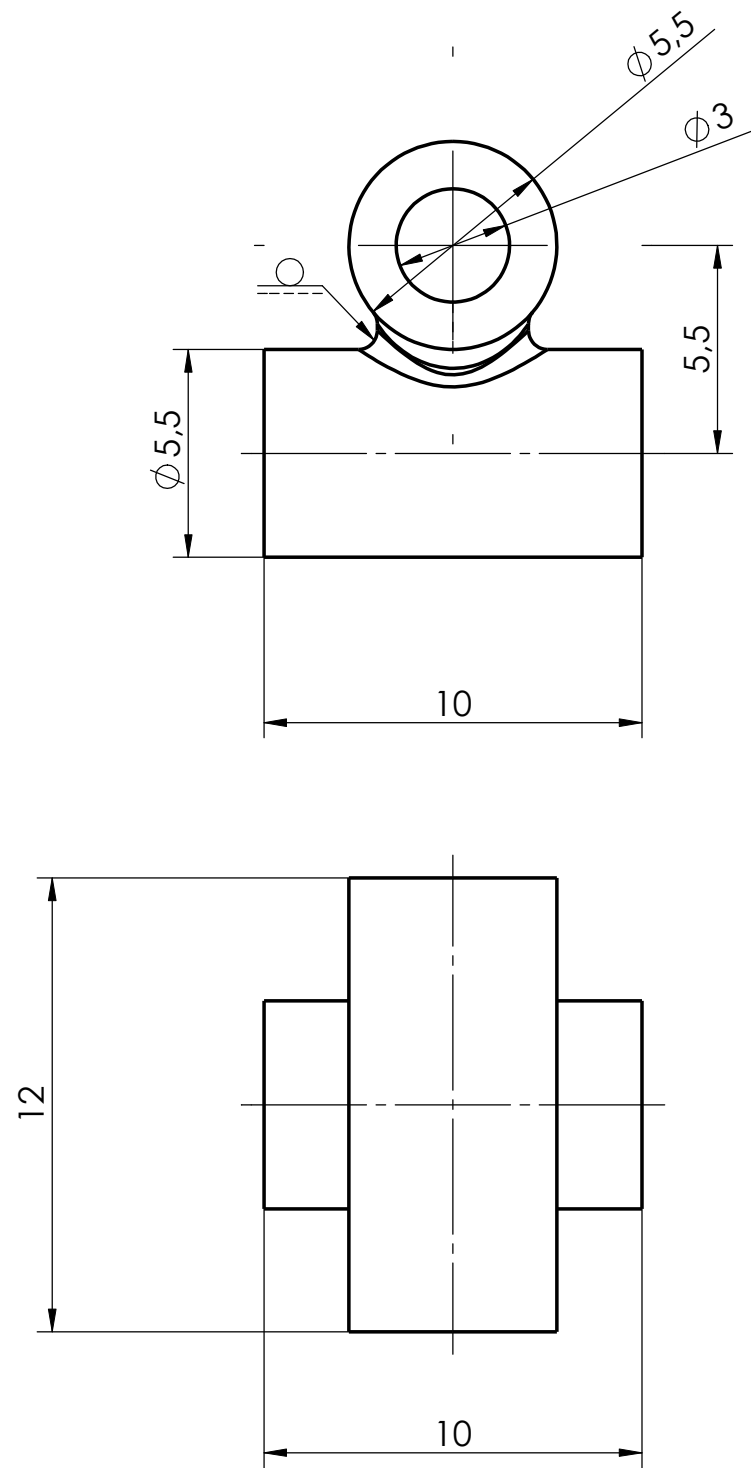
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	felg2 - for beregning	6063 - T6	1
Dato: 05.05.11		Konstr./Tegnet: K.S	Målestokk: 1:1
EMNE: Masteroppgave			Erstatning for: Erstattet av:
Oppgave: Rollersafe felg			
Henvising:			Beregning:
			UMB stud
			Tegn. nr. M-08



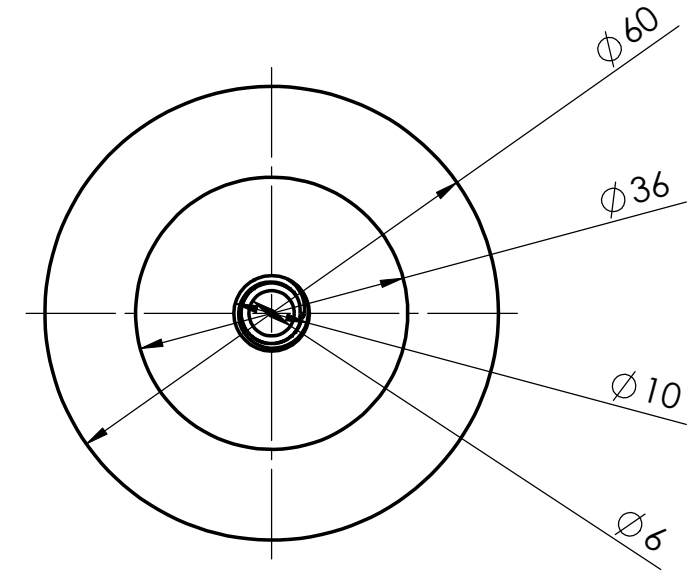
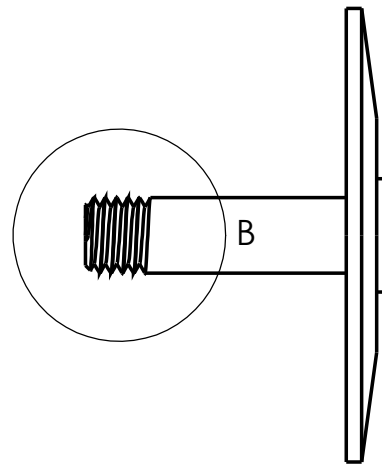
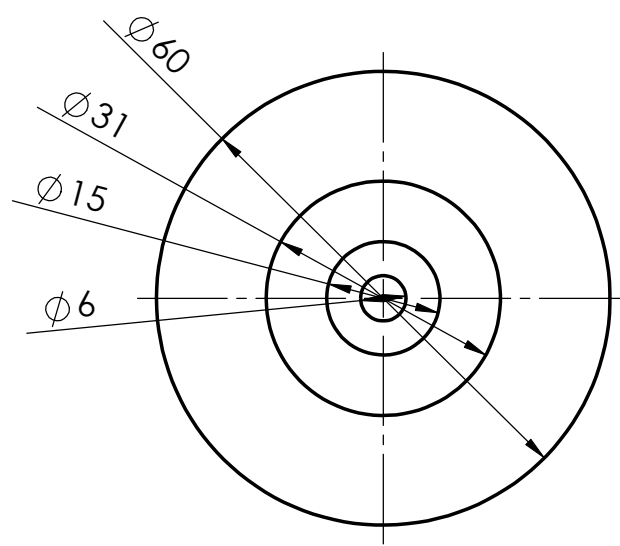
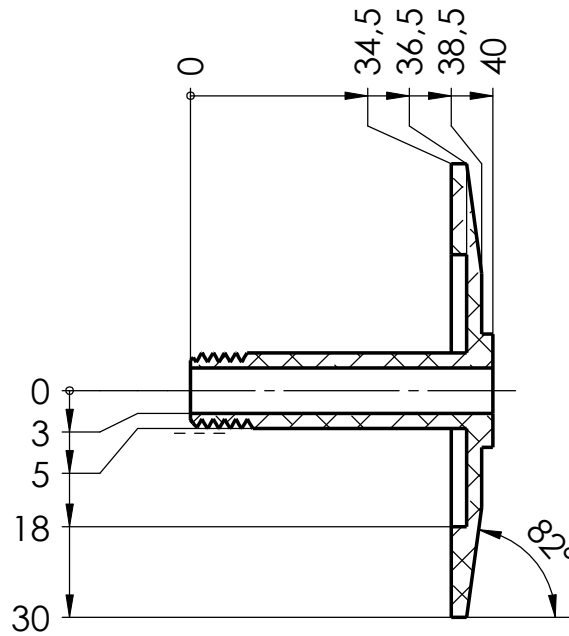
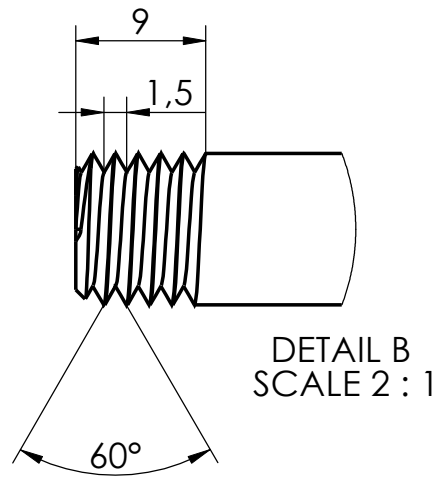
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION		QTY.
1	akt arm2	Syrefast, 1.4404		1
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud	
09.05.11	K.S	1:1		
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for:	Erstattet av:
Oppgave: AKTIVISERINGSARM			Tegn. nr. M-09	
Henvisning:		Beregning:		



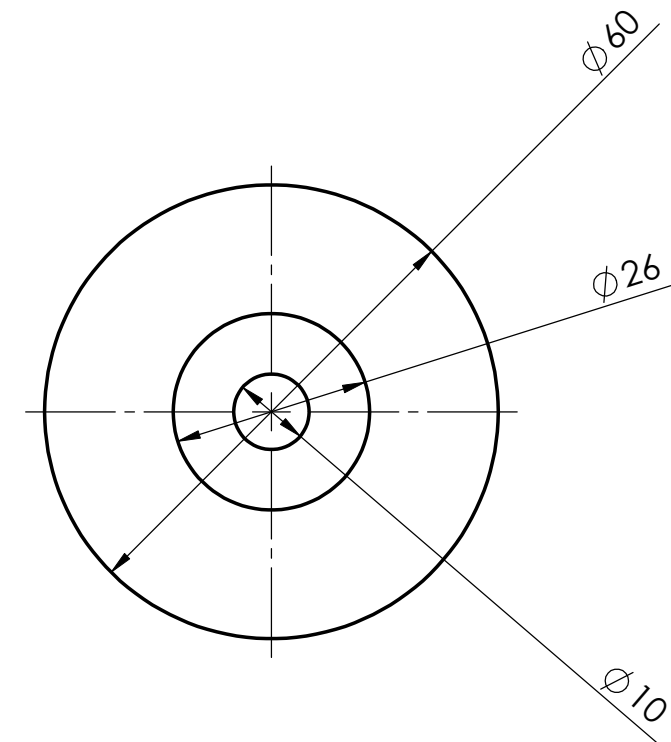
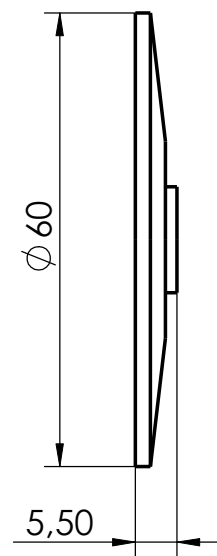
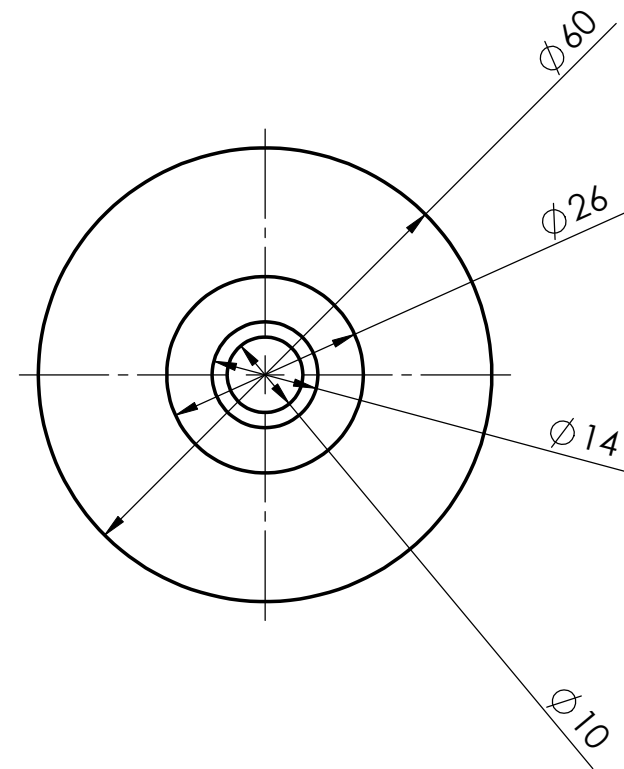
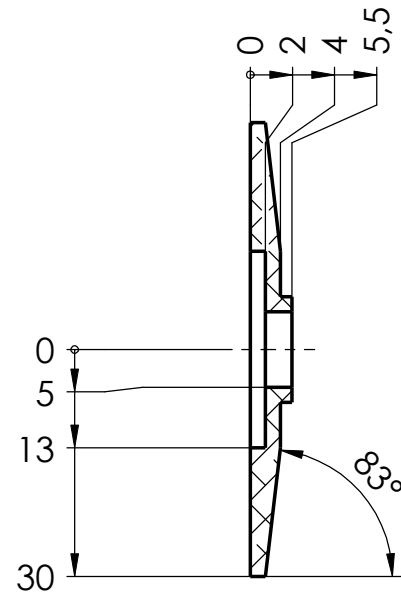
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	rotasjons brakett	AlSi10Mg - T6	1
Dato: 09.05.11	Konstr./Tegnet: K.S	Målestokk: 2:1	UMB stud
EMNE: MASTEROPPGAVE		Erstatning for:	
Oppgave: ROTASJONSBRAKETT, MOTOR		Tegn. nr. M-10	
Henvisning:		Beregning:	



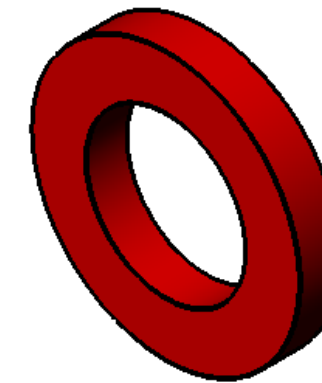
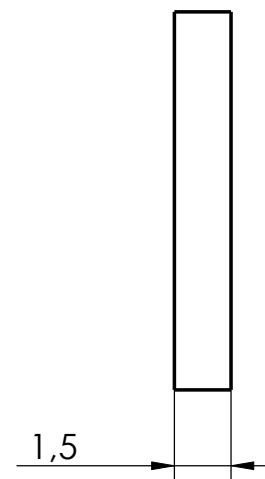
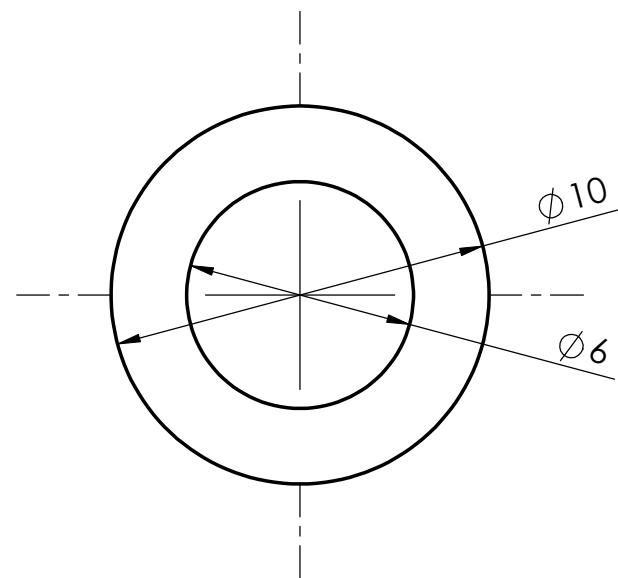
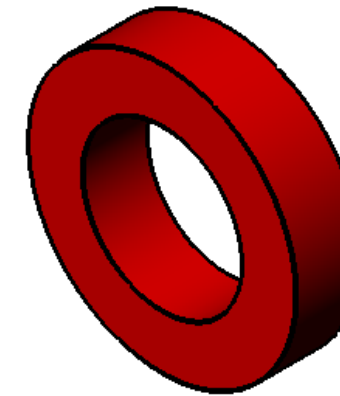
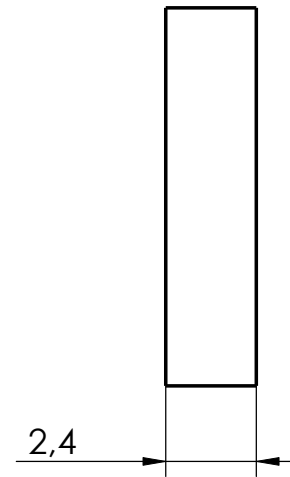
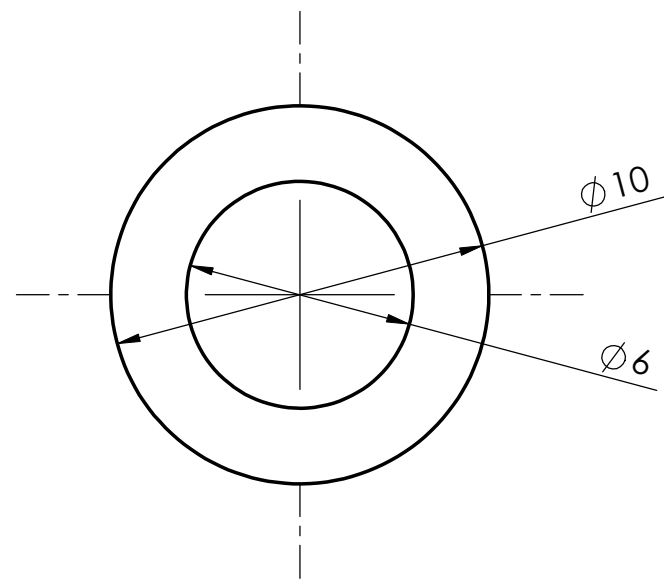
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	link_motor-skjerm	Syrefast, 1.4404	1
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud
09.05.11	K.S	5:1	
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for:
Oppgave: LINK MELLOM MOTOR OG SKJERM			Erstattet av:
Henvisning:			Tegn. nr. M-11
Beregning:			



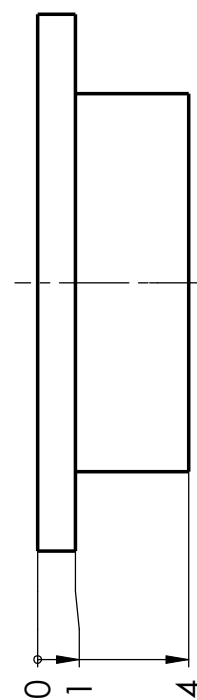
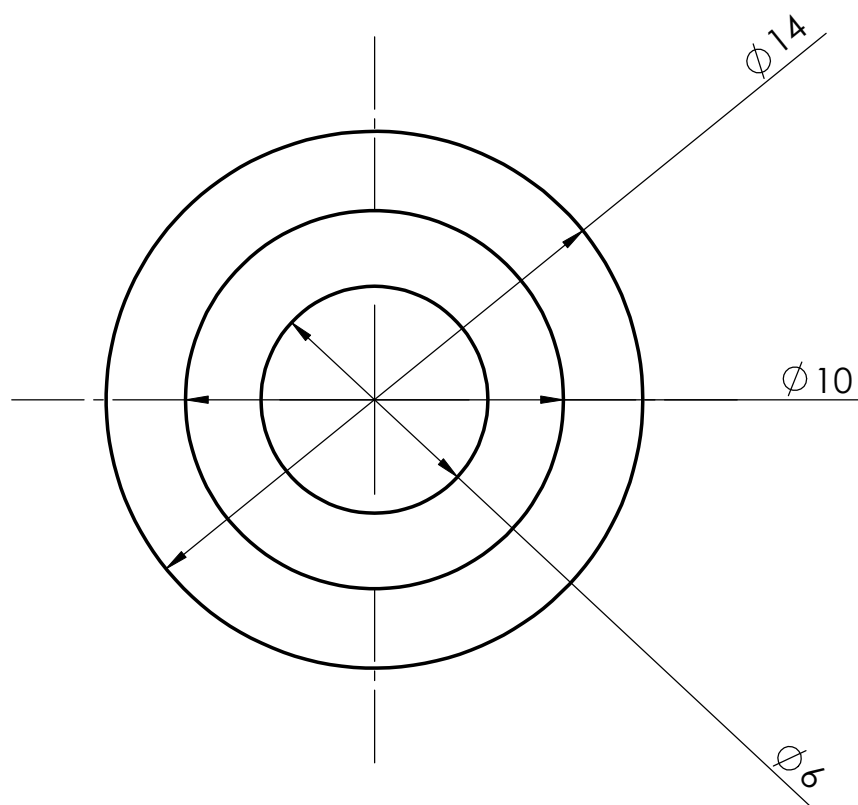
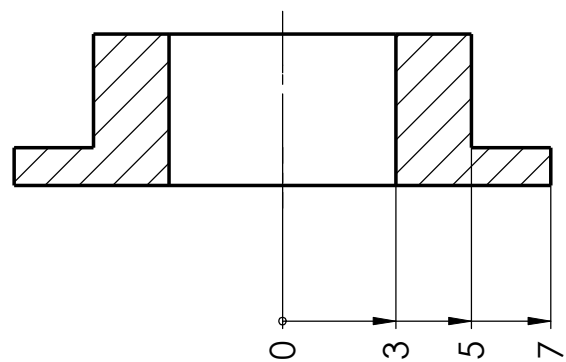
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	bremsehylse2	Syrefast, 1.4404	1
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud
09.05.11	K.S	1:1	
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for:
Oppgave: BREMSELAMELL MED GJENGER			Erstattet av:
Henvising:			Tegn. nr. M-12
Beregning:			



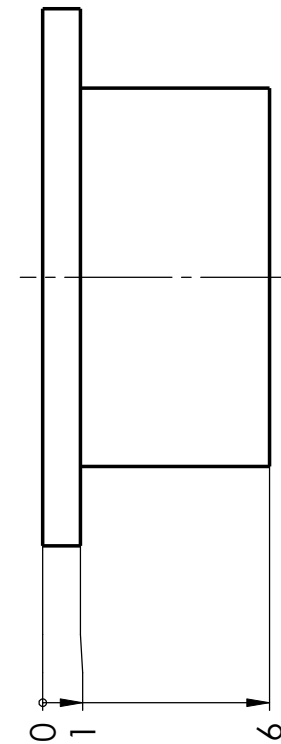
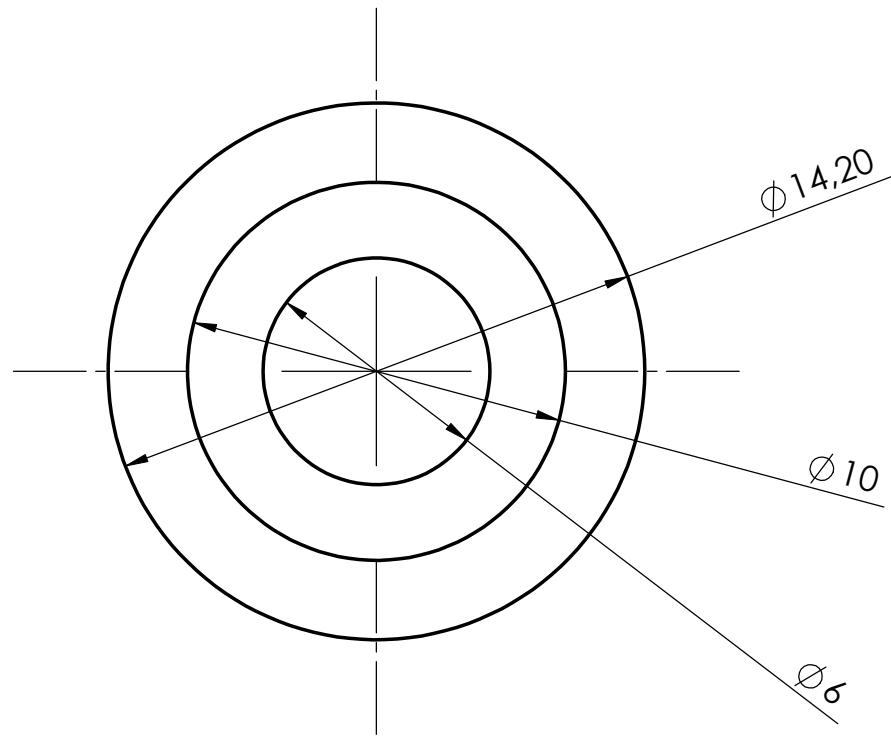
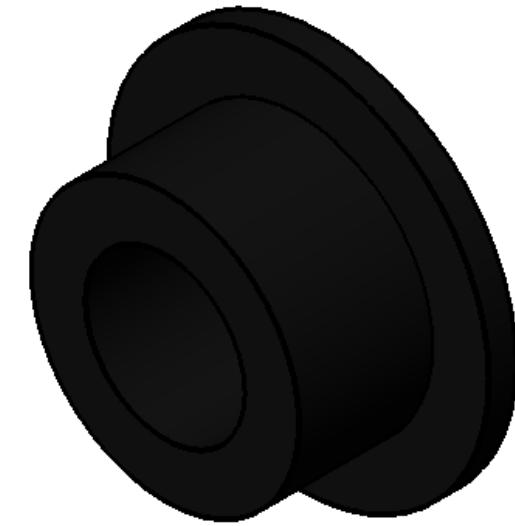
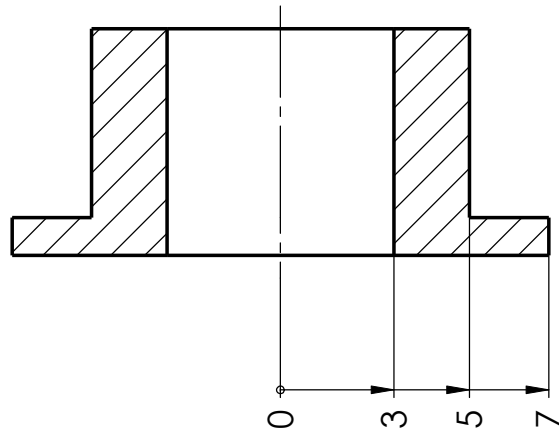
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION		QTY.
1	bremseplate2	Syrefast, 1.4404		1
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud	
09.05.11	K.S	1:1		
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for:	Erstattet av:
Oppgave: BREMSELAMELL			Tegn. nr. M-13	
Henvisning:		Beregning:		



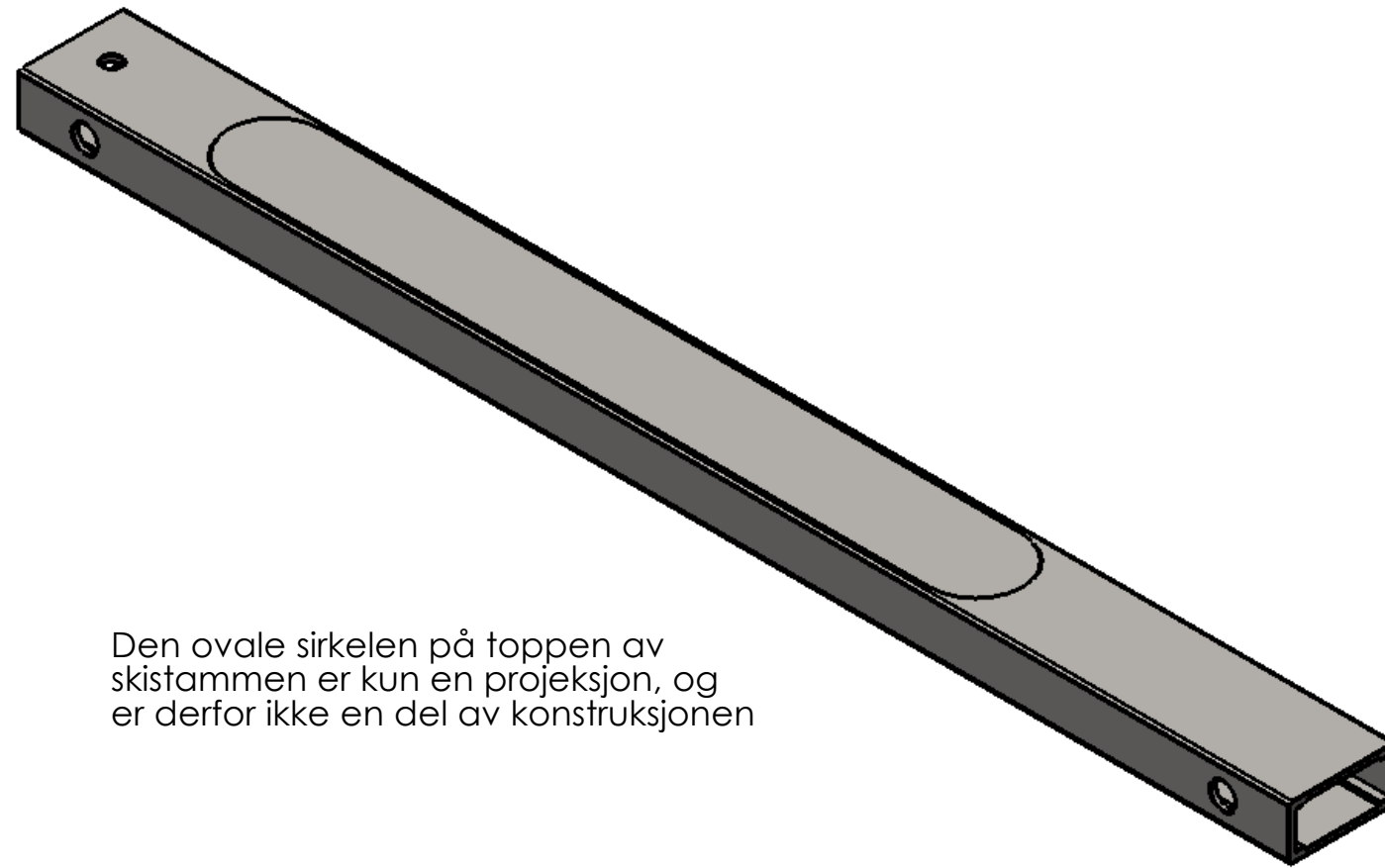
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	foring_1	POM	1
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	foring_2	POM	1
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud
09.05.11	K.S	5:1	
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for:
Oppgave: FORINGER, AKSEL OG BREMSEKOMPONENTER			Erstattet av:
			Tegn. nr. M-14
Henvisning:		Beregning:	



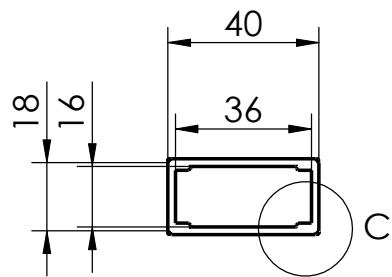
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION		QTY.
1	foring aksele 3mm	POM		1
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud	
05.09.11	K.S	5:1		
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for:	Erstattet av:
Oppgave: FORING, HJULOPPHENG OG AKSEL			Tegn. nr. M-15	
Henvisning:		Beregning:		



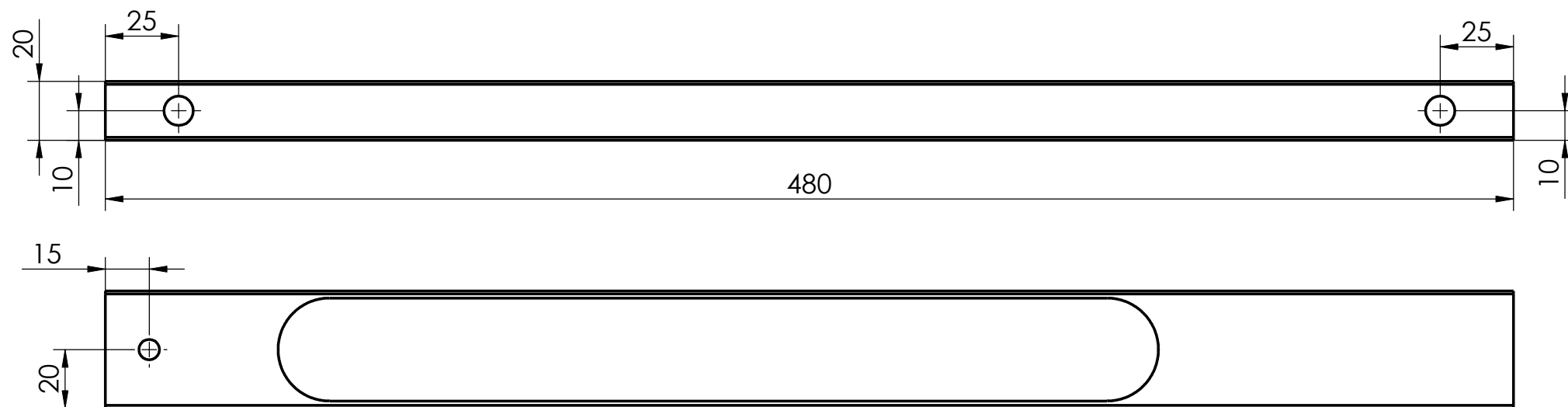
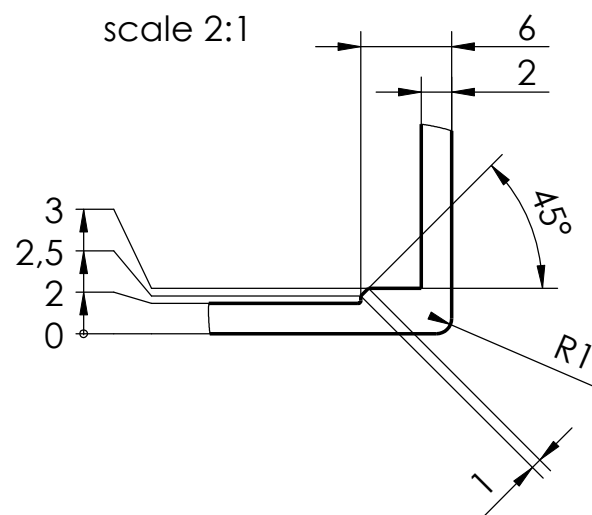
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	foring hj sta 6mm	POM	4
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud
09.05.11	K.S	5:1	
EMNE: MASTEROPPGAVE		Erstatning for:	Erstattet av:
Oppgave: FORING, HJULOPPHENG OG SKISTAMME		Tegn. nr. M-16	
Henvisning:		Beregning:	



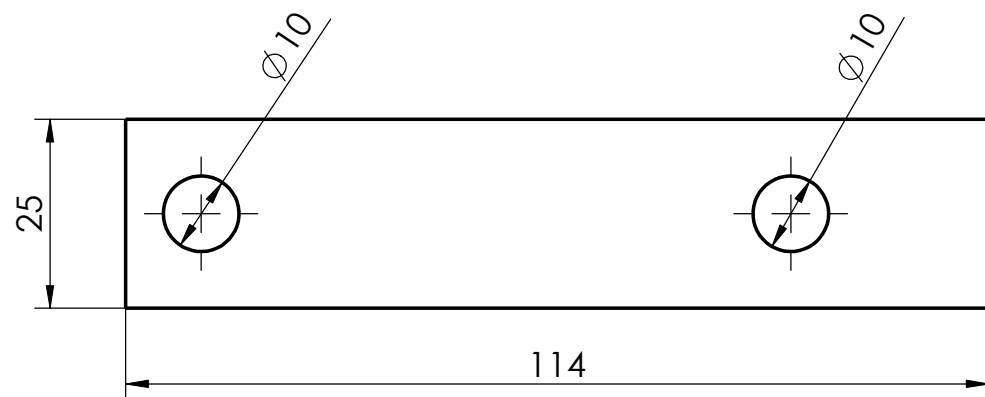
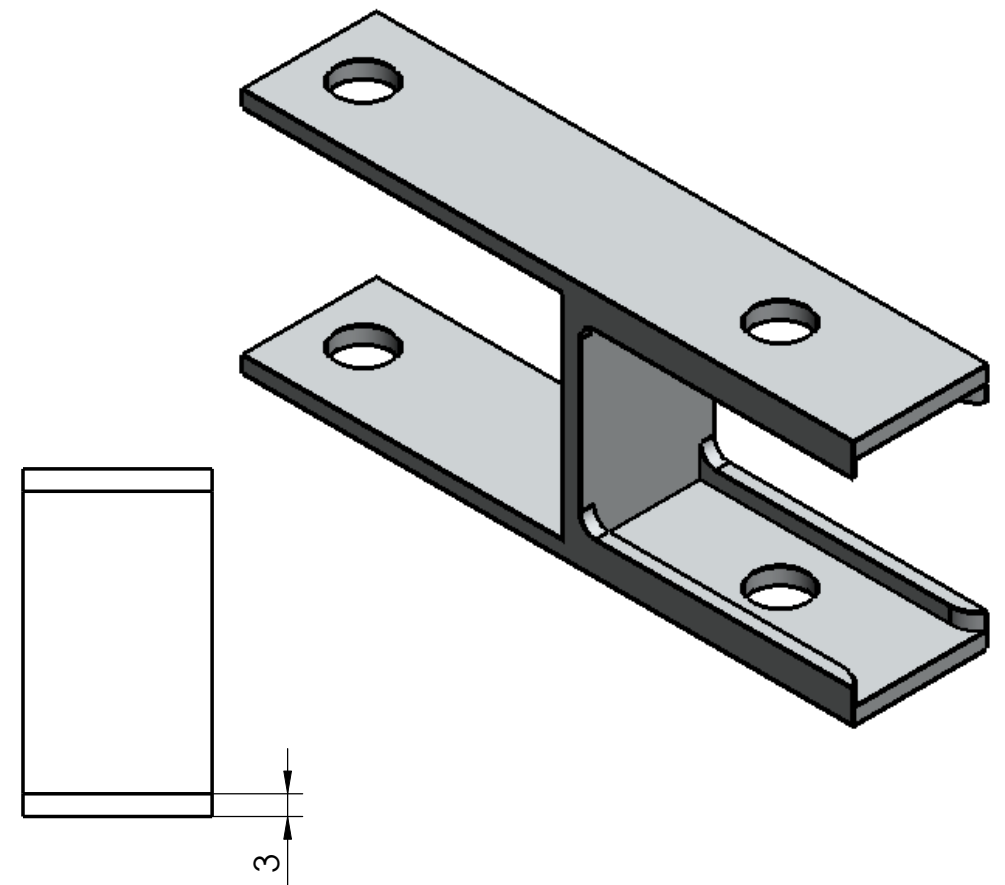
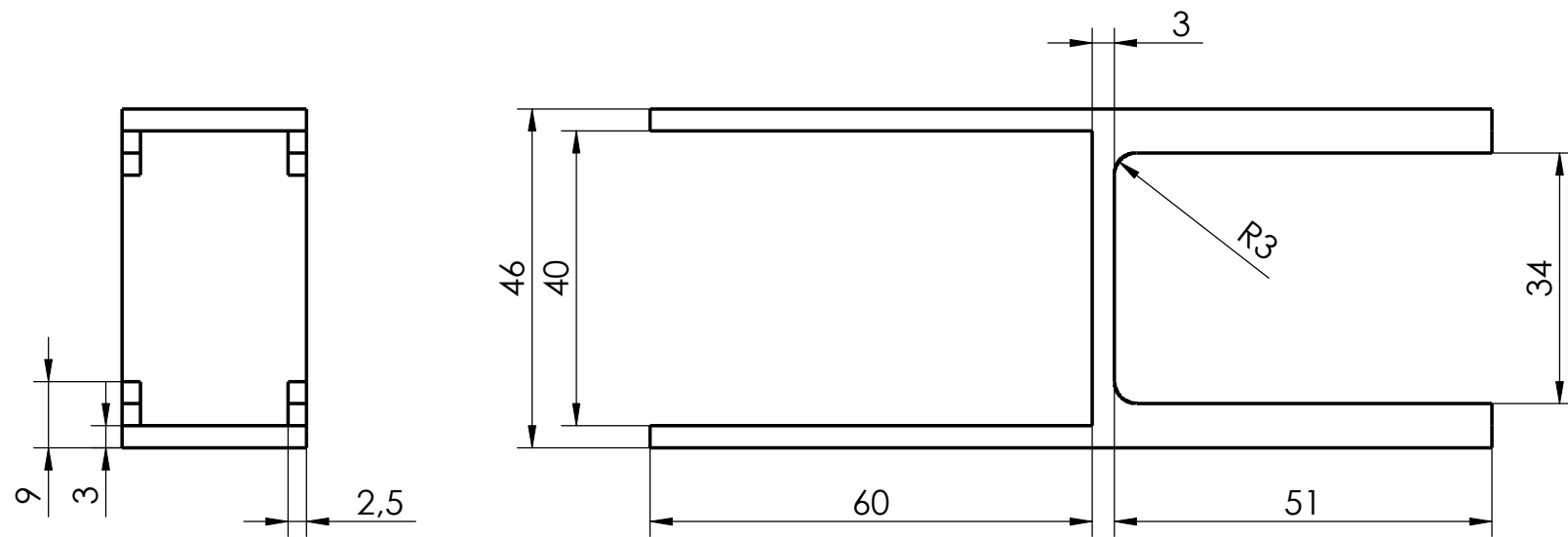
Den ovale sirkelen på toppen av skistammen er kun en projeksjon, og er derfor ikke en del av konstruksjonen



DETAIL C
scale 2:1



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Skistamme2 - revidert uten cut	Aluminium	1
Dato: 11.05.11		Konstr./Tegnet: K.S	Målestokk: 1:2
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for: Erstattet av:
Oppgave: ROLLERSAFE, SKISTAMME			
Henvising:			Beregning:
			UMB stud Tegn. nr. M-17



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION		QTY.
1	hjuloppheng_foran	AlSi10Mg - T6		1
Dato:	Konstr./Tegnet:	Målestokk:	UMB stud	
11.05.11	K.S	1:1		
EMNE: MASTEROPPGAVE			Erstatning for:	Erstattet av:
Oppgave: ROLLERSAFE, HJULOPPHENG FORAN			Tegn. nr. M-18	
Henvising:		Beregning:		