



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2018 30 stp

Fakultet for matematiske realfag og teknologi

Hovedveileder: Geir Terjesen

Veileder i bedrift: Knut Tore Ljøsne

Testrigg for Kindernay XIV

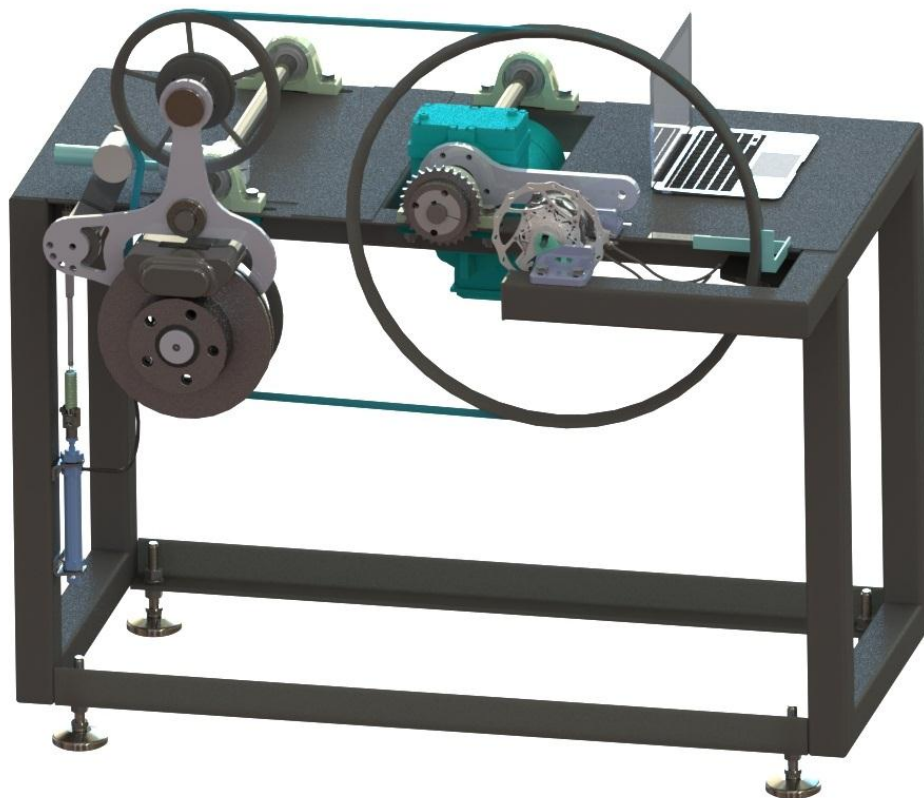
Efficiency test bench for Kindernay XIV

Hallvard Askeland Myklestad

Maskin, prosess og produktutvikling

Fakultet for matematiske realfag og teknologi

Testrigg for Kindernay XIV



Hallvard Askeland Myklestad

Mastergradsoppgave ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Institutt for matematiske realfag og teknologi

Forord

Dette prosjektet er gjennomført som en del av masterprogrammet i Maskin, prosess og produktutvikling ved Institutt for matematiske realfag og teknologi (REALTEK) ved NMBU. Prosjektet er gjennomført i vårsemesteret 2018 med et omfang på 30 studiepoeng.

Gjennom de to siste årene har jeg jobbet som trainee-ingeniør ved CA Technology som utvikler en ny type navgir for sykler. Det har vært to utrolig spennende år, med mye læring og diskusjon. Dette gjorde det til et naturlig valg å skrive denne masteroppgaven for dem. Første prototype serie av navgiret er ferdig produsert, og i den forbindelse skal girets virkningsgrad måles. Dette danner grunnlaget for denne oppgaven som går ut på å konstruere en testrigg for måling av virkningsgraden til det utviklede navgiret, benevnt Kindernay XIV og dets konkurrenter.

Oppgaven omfatter design, konstruksjon og beregning av komplett testrigg med tilrettelagt system for datastyring. Det vil si at utvikling av software ikke var inkludert i denne oppgaven. Hardware komponenter skulle likevel anskaffes og plasseres på riggen, eksempelvis lastceller. Det skulle også dokumenteres hvordan et styresystem kunne bygges opp for å fungere med riggen og dens virkemåte.

Rapporten innledes med å presentere bedriften, beskrive mål og begrensinger, redegjøre for feilkilder, kvalitetssikring, terminologi og definisjoner. Videre følger kapitler om teknologi, beskrivelser, produktspesifisering og konseptgenerering før elementvalg og løsningsvalg presenteres i et eget kapittel. Deretter følger kapitler om byggeprosess, bruk og vedlikehold samt funksjonstest før oppgaven avsluttes med diskusjon, videre arbeid og konklusjon.

Oppgavens har resultert i en ferdigstilt testrigg med hardwarekomponenter til styring og alt av nødvendige maskindeler for ønsket funksjonalitet. Den ferdige konstruksjonen er også bygget, testet og vil bli en operativ testrigg for bedriften når relevant software er utviklet.

Leseren bør ha grunnleggende kunnskaper på maskiningeniørnivå og kjennskap til drivverk for å få fullt utbytte av rapporten. Den kan da brukes som veileder for å kunnskaper om sykkeldrivverk, testbenker og relevant forskning på området.

Jeg vil gjerne rette en stor takk til mine nærmeste støttespillere i hverdagen. Først av alt vil jeg takke min veileder i bedriften, ingeniør Knut Tore Ljøsne for utrolig god hjelp, inspirasjon, tålmodighet og verdifulle diskusjoner. Videre rettes det en takk til min veileder ved NMBU, førsteamanuensis Geir Terjesen for solid veiledning og støtte under prosjektet. Til slutt men ikke minst takker jeg min nærmeste familie for støtte og motivasjon, og spesielt min samboer Camilla Skofteland Hansen.

.....
 Hallvard Askeland Myklestad
 Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, 15.05.2018

Sammendrag

Denne masteroppgaven er gitt av CA Technology. Dette firmaet jobber med å utvikle en ny type navgir for sykler benevnt Kindernay XIV. Første prototype serie er ferdig produsert, og i den forbindelse skal girets virkningsgrad måles. Dette danner grunnlaget for denne oppgaven.

Målet med oppgaven var å konstruere en testrigg for måling av virkningsgraden til Kindernay XIV og dets konkurrenter. Dette omfattet design, konstruksjon og beregning av komplett rigg, tilrettelagt for datastyring. Det vil si at utvikling av software ikke var inkludert i denne oppgaven. Nødvendige hardware komponenter skulle likevel anskaffes og plasseres på riggen, eksempelvis lastceller. Det skulle også dokumenteres hvordan et styresystem kunne bygges opp for å fungere med riggen og dens virkemåte. Testriggen skulle altså fysisk bygges med hardwarekomponenter til styring, nødvendige maskindeler skulle inkluderes og den ferdige konstruksjonen skulle testes.

Litteraturstudier, egen ingeniørkompetanse og diskusjoner med ressurspersoner har ledet frem til løsningene i dette prosjektet. Oppgaven ble innledet med en litteraturstudie som omfattet drivverkskomponenter, tap i drivverk og testbenker som benyttes for å fastlegge drivverkstap. Det ble også gjennomført en analyse av tidligere studier av samme tema for å få kunnskap om de erfaringer som foreligger. Konstruksjonsdelen ble delt i to deler som skilte konseptutredning fra element og løsningsvalg. Her la konseptutredningen grunnlaget for løsningsvalgene, hvor selve konstruksjonen ble utført.

Litteraturstudien gav forståelse for navgirs virkemåte og funksjon. Informasjonen om virkningsgrader kan også brukes til å verifisere måledata med forventede ulikheter i virkningsgrader i de ulike girutvekslingene.

Som litterært grunnlag for mitt forstudium vil jeg spesielt nevne tidligere studie av Berto m.fl. (1). Dette er en interessant og aktuell studie av virkningsgrad for navgir. Studien er forklarende og gir god innsikt i problemet. Det mangler likevel noe diskusjon rundt resultatene og plausibiliteten av dem. Videre vil jeg trekke frem studien til Archibald m.fl. (2). Her benyttes det en mer sofistikert statistisk analyse av måleresultatene. Utvalget av hvilken effekter som er testet er noe underfundig, og kunne vært bedre forklart.

Løsningsvalget falt på å drive systemet med en nedgiret elektrisk motor, styrt av en frekvensomformer. Videre blir testgiret drevet av motoren med kjededrift. Testgiret overfører sitt moment til en ekstern brems ved bruk av remdrift. Skivebremsen blir styrt av en elektrisk lineæraktuator. Det ble også gjort beregninger på nødvendige komponenter for å sikre at riggen ikke skulle utsettes for så store deformasjoner at det kunne påvirke målingene.

Testriggen er nå ferdig produsert med tilhørende dokumentasjon. I denne rapporten ligger all nødvendig informasjon for å designe og utvikle et styresystem. Testriggen er per i dag konstruert for å måle gir i inngående turtallsområde fra 30-120RPM, med inngående effekt på 100-400W i hele turtallsregisteret. Forslag til utbedringer og videreutvikling er gitt i kap.10.2.

Abstract

This master thesis is written for CA Technology. This company is developing a new kind of internal gear hub for bicycles, named Kindernay XIV. The production of the first prototype series is already completed. In that occasion, the efficiency of the gear hub is to be tested.

The main objective of this thesis was to construct a testbench for measuring the efficiency of Kindernay XIV and its competitors. This included design, construction and necessary calculations of the complete product, facilitated for connection of a computer control system. This means that the design of the software itself, is not included in this task. However, all the hardware component should be acquired and installed. It should also be documented how to design a control system, which would work with the testbench's functioning. The task's goal was to complete the testbench with all necessary hardware components, frame construction and machine parts. The finished product should also be produced and tested.

Research, my own engineering competence and discussions with resource persons has led to the solution of this project. The problem was approached by performing a literature study which included power transmissions, losses in power transmissions and test benches used to measure losses in relevant transmissions. It was also performed an analysis of relevant previous studies to gain knowledge of the problem. The design process was divided into two parts, which separated the concept development from the construction part.

The literature study gave insight of the functioning of planetary gear sets and how they are used in an internal gear system for bikes. The information about efficiency for the different gear ratios can also be used to evaluate the measuring data.

As a literature basis for my research, I would like to particularly mention the study of Berto &c. (1). This is an interesting and relevant study of the efficiency of internal gear systems for bikes. The study is well explained and give a good understanding of the problem. Nevertheless, the validity of the results could be discussed and evaluated even better to verify the plausibility of the test. I will also like to mention the study performed by Archibald &c (2), which has a better statistical analysis. The selection of tested input power is a little strange and could be better explained.

The constructed test bench is designed as follows. The system is driven by a geared electric motor, controlled by a frequency inverter. The power is being transferred to the test gear thru a chain transmission. Further on, the test gear is transmitting the power to an external brake by belt drive. The disk brake is being controlled by an electric linear actuator. There were also performed necessary calculations for critical components.

The documentation and design of the test bench is finished, and the physical product is completed. This report provides all the needed information to develop the control system. The test bench is designed to test gears with input RPM from 30 – 120, with a power of 100-400W in all RPM's. Suggestions for further work and improvements are given in chapter 10.2.

Innholdsfortegnelse

Forord	2
Sammendrag	3
Abstract	4
1 Innledning	8
1.1 <i>Bakgrunn</i>	8
1.2 <i>Introduksjon av firma</i>	8
1.3 <i>Problemstillinger</i>	9
1.4 <i>Målsettinger og begrensinger</i>	9
1.4.1 <i>Målsettinger</i>	9
1.4.2 <i>Begrensninger</i>	9
1.5 <i>Kvalitetssikring</i>	11
1.6 <i>Terminologi og symboler</i>	11
1.6.1 <i>Terminologi</i>	11
1.6.2 <i>Symboler</i>	13
2 Teknologi	16
2.1 <i>Planetgir</i>	16
2.1.1 <i>Planetgir teori</i>	16
2.2 <i>Kindernay XIV</i>	19
2.2.1 <i>Reduksjonsgir</i>	20
2.2.2 <i>Reaksjonsmomenter</i>	20
2.2.3 <i>Kløtsjer og girveksling</i>	20
2.3 <i>Ulike typer effekttap</i>	20
2.4 <i>Forventede virkningsgrader</i>	22
2.5 <i>Eksisterende målerigger og forsøk</i>	24
2.5.1 <i>Chester R. Kyle, Ph. D og Frank Berto (1)</i>	24
2.5.2 <i>Rohloff studie/forsøk</i>	26
2.5.3 <i>The American society of mechanical engineering – ASME</i>	27
2.6 <i>Teori – Måleteknikk</i>	29
3 Beskrivelser	31
3.1 <i>Tids og arbeidsplan</i>	31
3.2 <i>Prosesstrinn</i>	32
4 Produktspesifisering	33
4.1 <i>Kravspesifikasjoner</i>	33
4.2 <i>Tidlig kostnadsvurdering</i>	34
5 Konseptgenerering	35
5.1 <i>Funksjonsanalyse</i>	35
5.2 <i>Konseptalternativer</i>	36
5.2.1 <i>Motor og drivverk</i>	36
5.2.2 <i>Bremseapparat</i>	39
5.2.3 <i>Rammekonstruksjon</i>	51
5.3 <i>Vurdering av feilkilder</i>	53

6	Element og løsningsvalg	55
6.1	<i>Motor og drivverk</i>	55
6.1.1	Motor	55
6.1.2	Kjede og reimdrift	56
6.1.3	Beregning av omhylningsvinkel og Eytelweins ligning	56
6.1.4	Beregning av strammehjul – forspenning	58
6.1.5	Motor med opplagring og inngående kraftoverføring	59
6.1.6	Innfestning av testgir	60
6.2	<i>Bremseapparat</i>	62
6.2.1	Design av bremsebrakett.	62
6.2.2	Bremseoppheng	63
6.2.3	Plassering av caliper	64
6.2.4	Opplagring løpehjul	66
6.2.5	Reimstrammer	67
6.2.6	Opplagring av bremseapparat	68
6.2.7	Beregning av aksling bremseapparat	68
6.2.8	Beregning av bremsekraft	73
6.2.9	Valg av mastersylinder	74
6.2.10	Beregning av fjær	76
6.2.11	Beregning av lineæraktuator	77
6.2.12	Beregning av varmgang i bremses	77
6.2.13	Reaksjonsmåling av bremsekraft	79
6.2.14	Hydraulikksystem	79
6.3	<i>Rammekonstruksjon</i>	80
6.3.1	Design og utførelse	80
6.3.2	Styrkeberegning av ramme	81
6.4	<i>Radiusmåler for sykkelhjulstørrelse</i>	82
6.5	<i>Hovedsammenstilling</i>	84
6.6	<i>Produksjonsmetoder og materialer</i>	85
6.7	<i>Styresystem og effektmåling</i>	86
6.7.1	Kravspesifikasjoner styresystem	86
6.7.2	Hardwarekomponenter	88
6.7.3	Oppsett av LabView	90
7	Byggeprosess	92
7.1	<i>Rammekonstruksjon</i>	92
7.2	<i>Bremseapparat</i>	92
7.3	<i>Drift av mastersylinder og hydraulikksystem</i>	93
7.4	<i>Innfestning testgir</i>	94
7.5	<i>Motor og drivverk</i>	94
7.6	<i>Hardwarekomponenter for styresystem og kabelføring</i>	94
7.7	<i>Hovedsammenstilling og fininnstilling</i>	95
7.8	<i>Kalibrering</i>	97
8	Bruk og vedlikehold	98
9	Funksjonstest og modifikasjoner	99

10	Diskusjon og videre arbeid	101
10.1	<i>Diskusjon</i>	101
10.2	<i>Videre arbeid</i>	101
10.2.1	Styresystem	102
10.2.2	Videre konstruksjon og beregning	102
11	Konklusjon	103
12	Referanser	104
13	Vedlegg	106

1 Innledning

Dette kapittelet gir en introduksjon av oppgaven og oppdragsgiver. Det vil også fremstilles problemstilling og nødvendige begrensinger for å kunne gjennomføre oppgaven innen gitt tidsfrist.

1.1 Bakgrunn

Denne masteroppgaven er skrevet ved Norges Miljø og biovitenskapelige universitet ved fakultet for realfag og teknologi. Oppgaven skal kreve bruk av læringsutbytte fra det 5-årige studieløpet ved produksjon og produktutvikling for å løse en ingeniøroppgave på best mulig måte. Det er viktig at problemstillingen gir motivasjon og mulighet for å kunne utfolde seg i de viktigste emnene herfra. Eksempelvis maskinelementer, kraftoverføring, fasthetslære, elektriske systemer og varmelære.

Masteroppgaven ble gitt av firmaet CA -Technology AS, hvor jeg også har jobbet de to siste årene. Som ansatt trainee-ingeniør hos CA-Technologies, falt det naturlig å utføre masteroppgaven hos dem. Dette er et lite firma som har utviklet et nytt navgir, Kindernay XIV, for tråsykler. Ved navgir menes det at hele giret er plassert internt i navet på bakhjulet. På denne måten unngår man eksterne deler som er lett blir utsatt for skitt og skade.

Oppgaven går ut på å designe og dimensjonere en testrigg som kan måle Kindernays virkningsgrad opp mot konkurrerende løsninger. Dette er viktig for å kunne dokumentere de fordeler Kindernay måtte ha. Hensikten har altså vært å utvikle den mekaniske delen av en driftssikker testrigg som gir tilfredsstillende målenøyaktighet, og på denne måten kan dokumentere produktets virkningsgrad mot konkurrerende leverandørers løsninger.

Av studier som har tatt for seg slike testbenker nevnes Archibald m.fl. (2) som kort oppsummert kom frem til at navgirs virkningsgrad er svært varierende fra de ulike utvekslingene. Et annet avgjørende moment er hvilken effekt giret testes ved. Dette er videre utredet i kapittel 2.5, i studiet av flere tidligere tester.

1.2 Introduksjon av firma

CA-Technologies er et firma med 10 ansatte og er lokalisert i Stanseveien 16 i Oslo. Gründer i firmaet, Christian Antal, hadde lenge sett behovet for en bedre løsning for girsystem til sykkel. Derfor valgte han å engasjere konstruktør Knut Tore Ljøsne. Det ble utarbeidet ønsket konsept og visjon, og i 2010 ble virksomheten stiftet. Den daglige driften dreier seg nå om å tilrettelegge og ferdigstille produksjonslinje i bedriftens lokaler.

Firmaets visjon er å produsere vedlikeholdsfrie og robuste girsystemer, som har resultert i Kindernay XIV. Systemet har 14 gir, alle med unik utveksling. Dette gir et totalt utvekslingsforhold på 543%. (3) Giret er badet i olje og er forseglet med pakninger. Girskift opereres manuelt fra styret, der hendlene man trykker inn omsetter hydrauliske krefter som skifter utveksling i navet. Stor momentkapasitet og minimalt vedlikehold gjør at Kindernay XIVs naturlige markeder er terrengsykler, el- sykler, mosjonister og jobbsykler. (4)

1.3 Problemstillinger

Det skulle designes, konstrueres og beregnes en testrigg for måling av girets virkningsgrad. Denne skulle være utformet som en stasjonær maskin hvor man enkelt kunne montere et sykkelhjul med navgir for å kunne utføre ønskede målinger. Oppgaven inkluderte komplett mekanisk design, konstruksjon og anskaffelse av måleteknisk utstyr. Dataprogrammering og design av styresystem var derimot ikke del av denne oppgaven. Konstruksjonen skulle likevel være klargjort og kompatibel for oppsett av dette.

1.4 Målsettinger og begrensninger

Det vil her gjennomgå oppgavens målsettinger og nødvendige begrensninger for oppgaven.

1.4.1 Målsettinger

Målsettingen for oppgaven var å konstruere, beregne og bygge den mekaniske delen av en testrigg for effektmåling av Kindernay XIV og dets konkurrenter.

- Testriggen skulle konstrueres for å utføre målinger ved ulike hastigheter, belastninger og i alle de ulike utvekslingene til testgiret. Ved ferdigstilt styresystem skulle resultatene logges, og være tilgjengelig via en Laptop som ville være dedikert til riggen. Interessante verdier var høyeste effekttap, middelvei og laveste effekttap i de respektive utvekslingene.
- For å kunne gjøre gode sammenligninger av våre konkurrenter var det nødvendig at riggen var kompatibel med ulike varianter navgir.
- Det ble satt et mål om at riggens feilprosent skulle være under 0,5%. Dette leder oss til oppgavens forskningsfelt. I denne sammenheng ble det utført en forstudie hvor det ble kartlagt ulike feilkilder og redegjort for relevante eksisterende teknologier. Denne delen av oppgaven dannet et grunnlag for hvilke måleteknikker, systemer og produkter som kan brukes i konseptutviklingsstadiet.
- Da oppgaven var relativt stor, var det et ønske fra bedriften at målet var å ferdigstille riggen, fremfor detaljanalyse av samtlige deler. Det ble derfor gjort fortløpende prioritering av hvor mye styrkeberegning og analyse det skulle gjøres av de ulike delene.
- Det skulle lages en bruksanvisning for testriggen.

1.4.2 Begrensninger

For denne oppgaven var det viktig at mulige feilkilder ble tatt høyde for. Dette var for å gi et profesjonelt inntrykk i markedssammenheng og spesielt når man skulle sammenligne resultater med andre merker. Feilkilder og begrensninger måtte derfor kartlegges og inkluderes i rapporten. Denne informasjonen bør publiseres sammen med måleresultatene når den tid kommer.

Følgende begrensninger ble tatt for å gjennomføre prosjektet.

Feilkilder:

- Ikke isolerbart effekttap ved inngående drev:
For å måle inngående effekt ble det brukt en lastcelle som målte motorens reaksjonskraft.

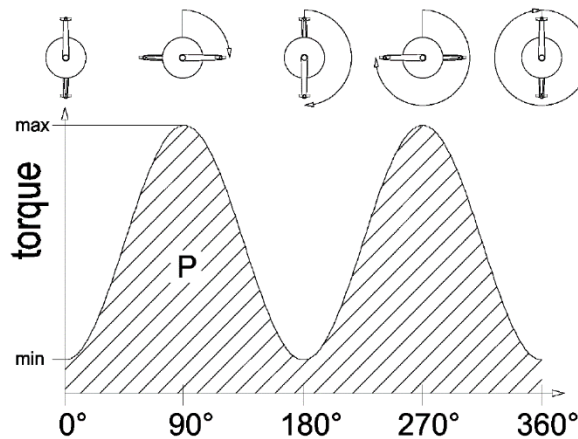
Denne cellen gav momentet motoren overførte til kjedet. Fra motorens kraftoverføring til testgiret oppstod det visst tap som ikke lot seg måle på en enkel måte. Dette ville oppleves som et tap i testgiret selv om det ikke var det. Siden dette vil bli likt for alle målinger ble det satt som en begrensning. På lik linje vil også motorens opplagringer skape et friksjonsmoment om drivakselen. Dette ble også satt som en begrensning.

- Begrensning for lave momenter:

Ved å kjøre tester med svært små momentoverføringer blir forholdet mellom stiksjon i pakninger, lagre og lignende altfor høyt i forhold til det inngående momentet. Denne situasjonen ble derfor sett på som uinteressant og riggen ble ikke bygget for å simulere dette.

Konstant momentoverføring:

I virkeligheten vil momentoverføringen ved sykling følge en sinuskurve. Dette er fordi pedalkraften varierer ettersom den effektive vektarmen fra pedaltrykket varierer under omdreining. Det ble valgt å se vekk fra dette, da effektivitetsmålingene trolig ikke ville bli påvirket av denne faktoren i stor grad. Momentet ville dessuten aldri gå helt til null, som betyr at giret ikke ville slippe opp kraftoverføringen. Dette reduserte risikoen for feilkilder ved denne forenklingen. Dette var dessuten en rammebetingelse som ble lik for alle girtypene som skal testes.



Figur 1.1 - Momentforandring gitt av pedalrotasjon i grader (5)

Optimaliserte forhold:

Navgir er kjent for å være mindre effektive enn derailleur gir. Et motargument for dette er at derailleur gir blir påvirket av skitt og smuss i større grad enn navgir. Av den grunn kan det påstås at effektforskjellen blir mindre ved praktisk bruk, enn man opplever i en testbenk. Dette ble ikke tatt høyde for i denne oppgaven, men kan være interessant å undersøke ved en senere anledning. For produsenter som Kindernay vil dette være verdifull informasjon ved markedsføring.

1.5 Kvalitetssikring

Det ble foretatt kvalitetssikring av oppgaven på flere felt. Det viktigste var at feilkilder ble godt dokumentert, for å kunne forsvares mot eventuell kritikk av firmaets konkurrenter. Dette ble gjort gjennom rapporten som forklarer riggens virkemåte og begrensinger.

Arbeidsprosessen ble kvalitetssikret med tett samarbeid med bedriften, skolens veileder og bruk av standardverk og litteratur for produksjonstegninger og beregninger. For å unngå feilproduksjon og lignende ble arbeidstegninger kryssjekkert av medstudent eller annen kompatibel person. Rapporten i seg selv ble korrekturlest av både forfatter og en utenforstående person for å sikre god kvalitet på tekst og faglig innhold.

Standardverk for produksjonsunderlag

Som veiledning i arbeidet ble det brukt standardverk for å følge riktige snittmetoder, linjetykkelser og geometriske toleranser. Veiledende standardverk var NS 1420:197 og NS-ISO 128, med underkapitler.

Referanser

Kilder er henvist etter ISO690 – Numerisk standard. Kildehenvisninger er nummerert og indikeres med (nummerert referanse) etter respektive sitat eller ligning. Ligninger er nummerert etter delkapittel. Referanser for ligninger vil stå etter ligningsnummer i egen parentes.

1.6 Terminologi og symboler

Her vises det oversikt på symboler og spesielle faguttrykk/termer.

1.6.1 Terminologi

Tabell 1.1 – Terminologi (Fortsettes)

Term	Forklaring
Bremseapparat	Referer til testriggens bremsesystem. Inkluderer alle komponenter i bremsens delsammenstilling.
Cad	Dataassistert konstruksjon
DAQ	Data acquisition – Enhet for datalogging.
Derailleur gir	Tradisjonelt girsystem med tannhjuls-kasset og girveksler.
Fading	Glasering av bremsebelegg.
Friksjonshjul	Omtaler en kraftoverføring hvor et hjul presses mot et annet. Kraftoverføringen skjer ved hjelp av friksjon.
Friløping	Kløtsjer som roterer uten å være i inngrep.
Girhub	Girhus med tilhørende innvendige deler til et navgir.

Inngående kraftoverføring	Kraftoverføring fra motor til testgir.
Kindernay XIV	Navgir utviklet av CA-Technology AS
Krank	Opplagringspunkt for pedaler på sykkel.
Krankarm	Arm fra krankaksel til pedal på sykkel.
Krankhjul	Drev som er festet i krankens aksel.
Labview	Dataprogram for oppsett og logging av forsøk og lignende.
Lastcelle	Måleverktøy for å måle kraft. Også kalt veicelle.
Mastersylinder	Sylinder som bygger opp bremsetrykk.
Navskall	Ytterhuset til at navgir.
Overdrive	Girutveksling som gir høyere hastighet ut enn inn av girsystemet.
Planethjul	Midterste tannhjul i planetgir
Planetholder	Brakett for opplagring av planethjul i planetgir.
Planetserie	Flere planetgir satt sammen i en serie.
Plausibilitet	Rimelighet, troverdig
Prony brake	Bremsetype. Ofte brukt ved effekttesting.
Radiusmåler	Måleverktøy for deteksjon av sykkelhjulets radius.
Reimlinje	Drivreimens linje mellom reimhjul.
Ringhjul	Ytterste tannhjul i et planetgir.
Rohloff speedhub	Navgir produsert av Rohloff
Singelspeed hjul	Sykkelhjul uten noen form for girsystem, det vil si kraften overføres direkte.
Skiftersystem	Anlegg for å utføre girskift på et sykkelgir.
Solhjul	Drev i senter av en planetgir.
Solidworks	CAD Program. Brukes i denne sammenheng til konstruksjon og beregning
Stiksjon	Statisk friksjon.
Syv-serie	Kindernay XIV planetserie som gir syv unike utvekslinger.
Testgir	Giret som skal effekttestes.
Transfer sleeve	Mekanisk del i Kindernay XIV. Overfører kraft fra syv-serie til reduksjonsgir.
Underdrive	Girutveksling som gir lavere hastighet ut enn inn girsystemet.
Utgående kraftoverføring	Kraftoverføring fra testgir til brems.
Vapour lock	Dampdannelse av h_2o i bremsevæske
FEM	Finite Element Method
Polygon	Mangekantet – Geometrisk figur
Dropout	Maskindel for innfestning av sykkelgir

1.6.2 Symboler

Forklaring av brukte symboler og deres enhet.

Tabell 1.2 – Symboler (Fortsettes)

Symbol	FORKLARING	ENHET
$A_{kontakt}$	Kontaktareal friksjonshjul.	mm^2
A_{sm}	Stempeldiameter mastersylinder brems.	mm^2
$D_{Sykkelhjul}$	Diameter sykkelhjul.	mm
$D_{bremsehjul}$	Diameter bremsehjul.	mm
D_e	Antall trådvindinger fjær.	-
D_{sc}	Stempeldiameter caliper.	mm
D_t	Trådykkelse fjær.	mm
$F_{Lastcelle}$	Reaksjonskraft i lastcelle.	N
F_N	Normalkraft.	N
F_{brems}	Påsatt bremsekraft.	N
F_{drift}	Delen av reimstrekket som er lastoverførende. Inkluderer ikke forspenning.	N
$F_{forpenning}$	Forspenning i kilereim.	N
$F_{friksjon}$	Friksjonskraft i friksjonskobling/Friksjonshjul.	N
F_{kjede}	Strekraft i sykkelkjede.	N
F_{pedal}	Kraft påsatt pedalen på sykkel.	N
F_{reim}	Reimstrekk. Inkluderer F_{drift} og $F_{forpenning}$.	N
$F_{reimeff}$	Dekomponert reimkraft. Effektiv komponent for reimstrekket.	N
$F_{støt, master}$	Kraft i støtstang. Bremsens mastersylinder.	N
$I_{sirkel.tverr}$	Annet arealmoment for sirkulært tverrsnitt.	$\frac{N}{mm^4}$
$L_{\%}$	Prosentmessig forskjell mellom R_{maks} og R_{min} .	%
$L_{Reaksjonsarm, Ut}$	Effektiv vektarm for utgående lastcelle.	mm
L_{R1}	Inngående reaksjonsarm effektive lengde	mm
$L_{akselavstand}$	Akselavstand testgir – bremseapparat.	mm
$L_{differanse}$	Differanse mellom R_{maks} og R_{min} .	mm

$L_{krankarm}$	Krankarmens lengde fra pedal til aksel senter.	mm
$L_{master\ bevegelse}$	Bevegelse av mastersylinderens stempel.	mm
$L_{stempel\ caliper}$	Bevegelse av caliperens stempler.	mm
$M_{Maks,Y}$	Maks bøyemoment om y akse.	Nm
$M_{Y,bremsebrakett}$	Reaksjonsmoment om y-akse.	Nm
M_{brems}	Bremsemoment.	Nm
M_{krank}	Moment i krank på sykkel.	Nm
$M_{reaksjon}$	Reaksjonsmoment ved opplager. Brukes i flere sammenhenger.	Nm
M_{ut}	Moment ut av testgir.	Nm
M_{motor}	Moment ut fra motor	Nm
P_{Brems}	Bremsetrykk.	MPa
P_{maks}	Maks effekt riggen skal kunne kjøres med.	W
R_b	Effektiv radius bremseskive	mm
$R_{bremsehjul}$	Bremsehjulets radius.	mm
$R_{drev,motor}$	Radius på tannhjul inngående tannhjul.	mm
R_{maks}	Lengste effektive radius i tannhjul.	mm
R_{min}	Minste effektive radius av tannhjul.	mm
$R_{sykkelhjul}$	Sykkelhjulets radius.	mm
$V_{fordrevet}$	Volum. Angir fordrevet væske i bremsesystem.	mm^3
V_{reim}	Kilereimens angrepsvinkel på bremseapparatet.	° (Grader)
V_{tann}	Halve vinkelen mellom to tenner i tannhjul.	° (Grader)
$i_{Sykkelhjul-bremsehjul}$	Utveksling i reimdriften mellom sykkelhjul og bremsehjul.	-
$i_{motor-testgir}$	Utveksling i kjedetransmisjonen mellom motor og testgir.	-
$i_{solhjul-ringhjul}$	Utveksling solhjul – ringhjul.	-
$i_{testgir}$	Valgt utveksling i testgir.	-
i_1	Utveksling solhjul – planetholder.	-

i_2	Utveksling planetholder – ringhjul.	-
p_{flate}	Flatetrykk i friksjonshjul.	MPa
v_{tanget}	Tangentialhastighet tannhjul.	mm/s
v_1	Reimhastighet.	m/s
$Z_{girdrev}$	Antall tenner testgir.	-
$Z_{motordrev}$	Antall tenner motordrev.	-
Z_1	Antall tenner solhjul.	-
Z_2	Antall tenner planethjul.	-
Z_3	Antall tenner ringhjul.	-
α_{brems}	Omslutningsvinkel for reim.	Radianer
μ'	Ekvivalent friksjonskoeffisient for kilereim.	-
$\mu_{friksjonshjul}$	Friksjonskoeffisient friksjonshjul.	-
$\sigma_{Von mises}$	Jamnførende spenning.	$\frac{N}{mm^2}$
σ_b	Bøyespenning.	$\frac{N}{mm^2}$
τ_v	Vridespenning.	$\frac{N}{mm^2}$
μ	Bremsebeleggets friksjonskoeffisient.	-
μ'	Ekvivalent friksjonskoeffisient for kilehjul.	-
η	Virkningsgrad.	-
D	Diameter.	mm
I	Annet arealmoment.	$\frac{N}{mm^4}$
M	Moment .	Nm
P	Trykk.	MPa
R	Radius.	mm
V	Vinkel.	Grader
c	Fjærkonstant.	$\frac{N}{mm}$
dF_n	Enhet av normalkraft ved beregning av friksjon i kilehjul.	N
dF_w	Friksjonskraft i kilehjul.	N
i	Utveksling.	-
n	Turtall	RPM
z	Antall tenner på tannhjul.	-
Δf	Vandring fjær.	mm
ΔT	Temperaturrendring.	MPa
α	Omhylningsvinkel reimhjul.	Radianer
β	Kilevinkel.	Grader

2 Teknologi

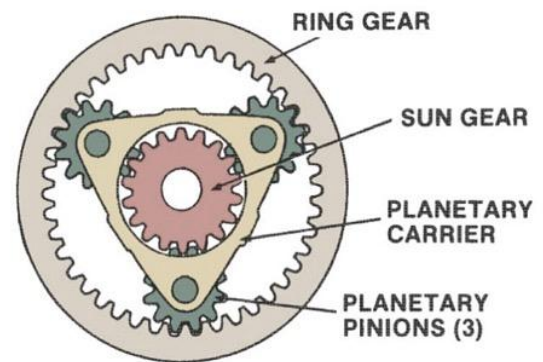
Dette kapittelet tar for seg kunnskapsunderlaget for oppgaven. Problemet ble tilnærmet ved å først forklare planetgir og Kindernay XIVs virkemåte. Videre ble det gått mer inn på generell måleteknikk og hvilke metoder som ble brukt for å løse oppgaven. Det ble også gjennomgått lignende studier og antatte virkningsgrader for Kindernay XIV. Sistnevnte ble gjort for å kunne vurdere plausibiliteten av testresultatene som fremkommer når styresystem og dataprogram er laget. Som videre arbeid kan også dette brukes til å vurdere forandringer i girets konstruksjon for å bedre virkningsgraden.

2.1 Planetgir

For å kunne forklare girets virkemåte er det nødvendig å forstå hvordan et enkelt planetgir virker og hvilke kombinasjoner man kan utnytte ved flere planetgir i serie. Det finnes et stort antall modeller, og det vil derfor fokuseres på noen utvalgte.

2.1.1 Planetgir teori

Figur 2.1 viser sammensetningen av et standard planetgir. Det består av ett solhjul (sun gear), tre planethjul (planet pinions) og ett ringhjul (ring gear). Hver av disse tre elementene er tilkoblet hver sin kløtsj på både inngående og utgående side. Dette gjør at man kan styre kraftoverføring etter hvilken utveksling man ønsker. Alle de tre elementene vil kunne brukes som både inngående og utgående kraftoverføring. Planethjulene blir forøvrig tilkoblet kraftoverføringen via planetholderen.



Figur 2.1 - Enkel planetserie (31)

Prinsippet bak girsystemet er at alle de tre hoveddelene vil ha hver sin oppgave i hver unik kombinasjon. Om man ser for seg at de tre delene må tildeles hver sin oppgave fra et utvalg av tre muligheter får vi følgende valg: input, output eller fastlåst. Det vil si at man må alltid holde fast et av elementene for å overføre kraft. Elementet som står stille vil fungere som referanse for resten av systemet. Holder man for eksempel ringhjulet fast kan man se for seg at kontaktpunktet mellom planethjul og ringhjul står stille. Om solhjulet er input i denne situasjonen vil kontaktpunktet mellom planethjul og solhjul ha lik hastighet, se Figur 2.2. Av figuren kan man da se at planethjulene vil ha en hastighet på ene siden, men stå i ro på den andre siden. Sammenligner man denne situasjonen med et trillende hjul kan man forstå at akslingen til hjulet er nødt for å bevege seg fremover. Det er det samme som skjer i giret, hvor planetholderen blir tvunget til å rotere i samme retning som solhjulet, men med redusert hastighet. Man vil da utnytte dette som output. Utvekslingen blir bestemt av tannforholdet mellom solhjul og ringhjul. Dette kan vi se av følgende utledning:

$$z_1 = \text{antall tenner solhjul}$$

$$z_2 = \text{antall tenner planethjul}$$

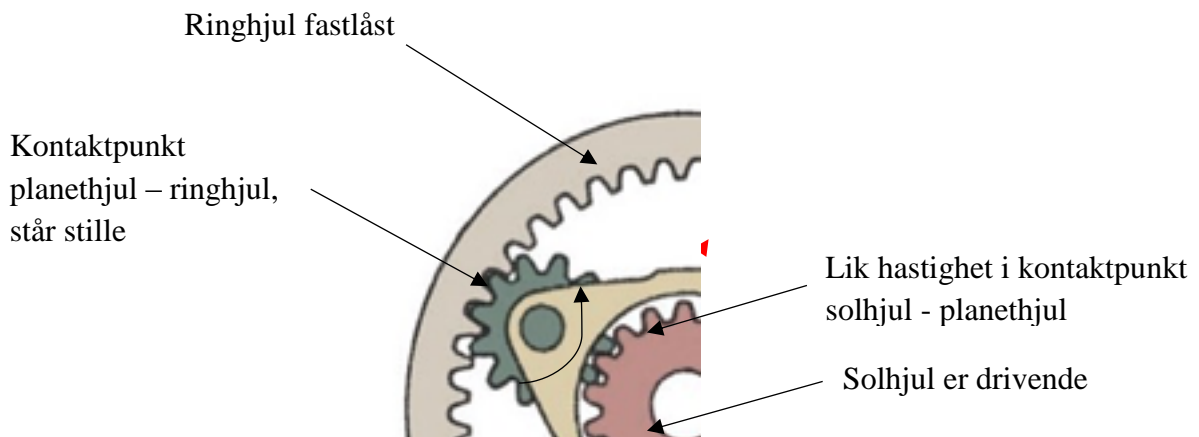
$$z_3 = \text{antall tenner ringhjul}$$

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2}, \text{utveksling solhjul} - \text{planetholder}$$

$$i_2 = \frac{z_2}{z_3}, \text{utveksling planetholder} - \text{ringhjul}$$

$$i_{\text{solhjul-ringhjul}} = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_2}{z_3} = \frac{z_1}{z_3}$$

Av utledningen kan man se at utvekslingen ikke blir påvirket av hvor store planethjulene er. Dette kommer av at planethjulene uansett vil følge betingelsene fra sol og ringhjul. Indirekte vil det likevel ha en betydning da diameteren mellom ring og solhjul må fylles av planeten.



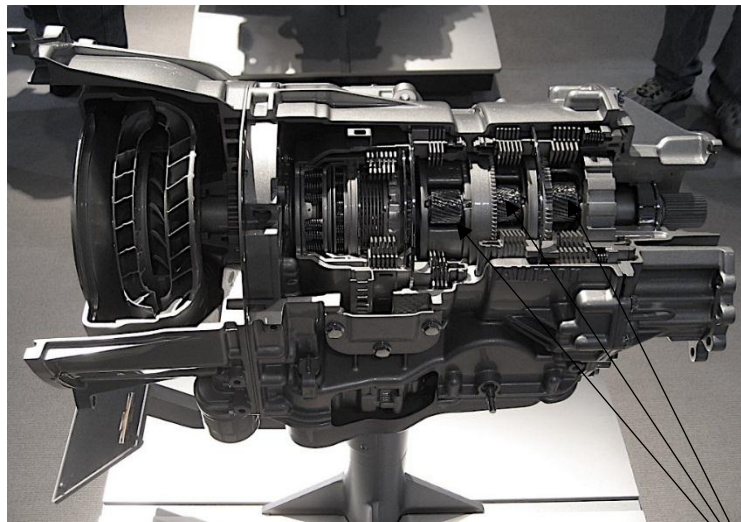
Figur 2.2 – Eksempel på utvekslingskombinasjon i planetgir

På samme vis som i eksempelet ovenfor kan man lage opptil 7 ulike kombinasjoner av et planetgir. Disse er listet Tabell 2.1. Verdiene i tabellen er utarbeidet på lik måte som ved beregningen ovenfor (6).

Tabell 2.1 – Utvekslingskombinasjoner ved planetgir

Input	Output	Fastlåst	Reaksjon
Solhjul	Planetholder	Ringhjul	Reduksjon
Solhjul	Ringhjul	Planetholder	Revers
Planetholder	Solhjul	Ringhjul	Økning
Planetholder	Ringhjul	Solhjul	Økning
Ringhjul	Solhjul	Planetholder	Revers
Ringhjul	Planetholder	Solhjul	Reduksjon
Ved input av to vilkårlige enheter	Resterende del	Ingen	1:1

Det skal nevnes at ikke alle utvekslingsforholdene som fremkommer i tabellen er like nyttig. Dette kan for eksempel være altfor høye overdrive gir, som ikke kan brukes i en vanlig kraftoverføring. For å øke antall unike kombinasjoner eller for å oppnå bedre intervaller mellom girene er det vanlig å sette sammen flere planetgir i en serie etter hverandre. Det må da konstrueres kløtsjpakker som kan skifte input og output mellom de ulike utvekslingene. Dette prinsippet brukes for eksempel i noen Allison girkasser. Se figuren under. Kraftoverføringen vil da gå gjennom valgt kombinasjon i alle de ulike planetgirene. Det vil si at man oppnår en viss endring i moment og turtall for hvert gir man går gjennom. Den samlede utvekslingen blir naturligvis produktet av samtlige utvekslingsrater.



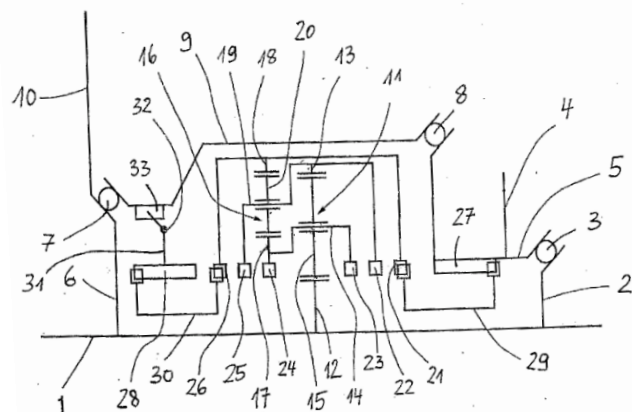
Figur 2.3 - Allison automatgirkasse (32)

Planetgir i serie med tilhørende kløtsjpakker

Denne konfigurasjonen av planetserier er sett på som ganske tung og lite masseeffektiv. For å oppnå bedre egenskaper er det derfor utviklet mange ulike konfigurasjoner av andre oppsett. I denne rapporten vil det vektlegges å se videre på den konfigurasjonen som er brukt i Kindernay XIV.

Oppsettet som skal beskrives er beskrevet i Ulrich Schievelbusch's patent DE19745419, hvor patentet i seg selv inneholder den matematiske beregningen av utvekslingsforholdene (7). Dette oppsettet er en kombinasjon av to planetserier hvor følgende deler er felles og beveger seg med samme hastighet:

- Første planetholder er fastkoblet med ringhjul for 2. Serie.



Figur 2.4 – Skjematisk fremstilling av kombinasjonssett av planetgir (7)

- Første solhjul er fastkoblet med planetholder for 2. Serie.
Solhjulet i 2. Serie er maskinert av samme del av girets hovedaksling. Denne er fast innspent i sykkelrammen og fungerer som referanse for systemet.

Med dette oppsettet vil man kunne lage opptil syv nyttbare utvekslinger. Beregningsmodellen for disse kombinasjonene blir en god del med komplisert, enn for et enkelt planetgir. Grunnen til det er at solhjulet i den første serien roterer, og blir derfor ikke en stille referanse. Av Figur 2.4 kan man se at hastigheten til det første solhjulet er bestemt fra utvekslingen mellom ringhjul og solhjul i den andre serien. Det vil si at man må inkludere hastigheten til dette hjulet, når man vil beregne utvekslinger i den første serien. Nå kan man ikke bruke en referanse som står i ro og beregningen vil bli ytterligere komplisert. Dette vil bli nærmere forklart under delkapittel 2.4.

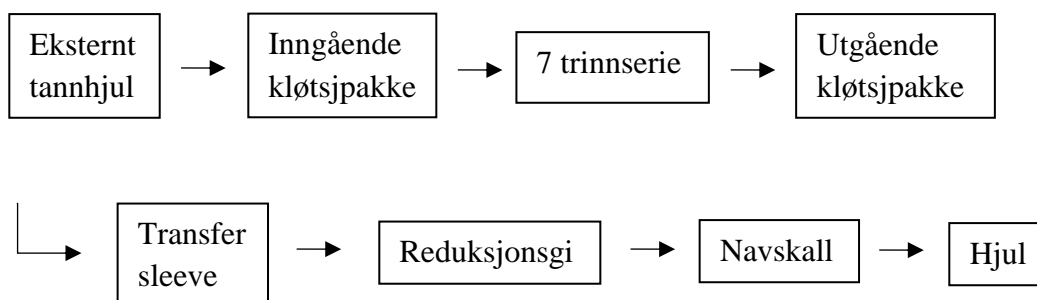
Reaksjonsmoment i planetgir:

Da det alltid vil være ett element i giret som må holdes fast for at man kan overføre kraft, vil det oppstå et reaksjonsmoment i dette elementet. I dette tilfellet vil det være i solhjulet i den andre serien. En enkel beregning av dette momentet kan gjøres ved å beregne samlet moment inn i giret og samlet moment ut. Kjøres det med underdrive gir med rate 1:2 vil det si at man doubler momentet gjennom giret. Eksempel: kjører man inn 50Nm i giret, vil man ta ut 100Nm. Gjør man en momentberegning av dette ser man at reaksjonsmomentet i giret vil være 50Nm. Dette må altså tas opp ved å holde igjen ett av hjulene i girutvekslingen.

2.2 Kindernay XIV

Dette kapittelet vil omhandle virkemåte og kraftoverføringer i Kindernay XIV med bakgrunn i foregående delkapittel. Hensikten med kapittelet er å kunne gi en forklaring på hvilke deler som er i bruk i de forskjellige girene, og hvordan kreftene virker på disse.

Figur 2.5 viser en grov fremstilling av hvordan kreftene overføres i giret. Kindernay XIV er bygget opp av en tilsvarende 7 trinns girserie som forklart i forrige delkapittel. Denne er videre koblet til et reduksjonsgir for å gi ytterlige syv flere utvekslinger. For å velge utveksling nyttes det en kløtsjpakke på hver side av 7 trinns serien. Med disse kan man bestemme hvilke elementer som skal brukes til input og output. Videre vil den respektive utgående kløtsjen overføre kraften til reduksjonsgiret. Gitt fra skiftersystemet, bestemmes det om reduksjonsgiret skal redusere utvekslingen eller overføre direkte til navskallet som er koblet til sykkelhjulet.



Figur 2.5 - skjematisk fremstilling av kraftoverføring

2.2.1 Reduksjonsgir

Reduksjonsgiret er bygget opp som ett enkelt planetgir. Det utnyttes kun to utvekslinger her, som er enten 1:1 eller 2:1. Innkobling av dette giret blir styrt av låsing mellom solhjul og ringhjul. Tabellen nedenfor viser de ulike kombinasjonene. Det presiseres at kraftoverføring fra 7 serien til sykkelhjulet alltid går gjennom reduksjonsgiret uavhengig om dette er aktivert eller ikke. Det vil heretter blir referert til dette giret som aktivert når det utnyttes 2:1 utveksling.

Tabell 2.2 - Utvekslinger i reduksjonsgir

Input	Output	Fastlåst/	Reaksjon
Solhjul	Planetholder	Ringhjul	2:1
Solhjul og Ringhjul	Planetholder	Ingen	1:1

2.2.2 Reaksjonsmomenter

I Kindernay XIV blir reaksjonsmomentet tatt opp to steder. Det er i solhjulet i 2. Serie i 7 serien, og i ringhjulet i reduksjonsgiret når dette er aktivert. Begge disse elementene er fastlåst til akslingen i denne situasjonen. Momentet blir tatt opp i akslingen som er opplagret i sykkelrammen ved hjelp av en vektarm. Det minnes om at akslingen er til enhver tid fast innspent i rammen, og vil aldri rotere.

2.2.3 Kløtsjer og girveksling

Kløtsjene som er anvendt i XIV er av typen dog kløtsj. Dette vil si at tennene «biter» i hverandre. Momentet blir overført ved at tennene dytter på hverandre, i motsetning til en friksjonskløtsj hvor det er friksjonen mellom overflatene som overfører momentet. Fordelen med dog kløtsjer er at de er i stand til å overføre store krefter uten å deformeres eller glipe. En ulempe er at ved friløping vil man oppleve litt større friksjon og lyd enn ved en vanlig kløtsj. Friløping forekommer når man ikke trør på pedalene samtidig som hjulet triller. Det vil også forekomme friløping i de kløtsjene som ikke er i inngrep når man trår på pedalene.



Figur 2.6 - Dog kløtsjer i inngrep

2.3 Ulike typer effekttap

Det totale effekttapet i et drivsystem består av ulike bidrag. Dette delkapittelet tar for seg de mest aktuelle tapene for transmisjoner og hvilke betydninger de har for effektivitetstesting. Det vil også diskuteres i hvilke belastningsområder de ulike tapene opptrer. Det tas utgangspunkt i at systemet er stabilt og det blir derfor ikke medregnet massetregghetsmomenter og effekter dette kan medføre.

Stiksjon

Da girets opplagring og tetninger krever en viss hastighet for å utøve dynamiske friksjonskoeffisienter kan man skille mellom friksjonen som opptrer ved svært lave hastigheter og brukstilstand. Som nevnt tidligere i rapporten vil det derfor ikke være interessant å gjøre målinger ved disse hastighetene.

Momentavhengige tap

Dette er tap som øker med høyere momentoverføring. Karakteristikken til utviklingen av dette tapet vil bli påvirket av flere faktorer som opptrer under ulike belastningssituasjoner. Det vil her gjøres et forsøk på å forutsi hvordan og når dette vil påvirke effektivitetsgraden.

Tabell 2.3 - Momentavhengige effekttap

Faktor	Konsekvens
Friksjon	Ved økt belastning vil friksjonen stige proporsjonalt med kraften som påsettes.
Brutt oljefilm ved høy momentoverføring.	Vil øke friksjon i tannhjulsoverføringer fra det punktet belastningen er så høy at oljefilmen brytes. Dette gjør at kurven til dette tapet ikke lenger er lineær.
Uheldig kraftfordeling	I noen konstruksjoner vil det være en mulighet for at det kan oppstå kraftpar i opplagringen til tannhjulene. Dette vil kunne skape høyere friksjon i lagre og mellom tannparene. Om dette vil ha en ikke lineær karakteristikk er uvisst.
Deformasjon i maskinelementer	Om man er på grensen til hva kraftoverføringen er konstruert for, vil det kunne oppstå deformasjoner i delene som vil gi skeive belastninger i lagre og tannhjul.

Hastighetsavhengig effekttap

Dette er tap som forandrer størrelse ved forandring av hastighet. Disse tapene er på lik linje som momentavhengige tap svært interessante i forhold til hvilke effekter giret bør testes ved.

Tabell 2.4 - Hastighetsavhengig effekttap (fortsettes)

Faktor	Konsekvens
Friksjonsarbeid	For hver omdreining vil man utføre et friksjonsarbeid som tilsvarer bremseeffekten alle tetninger og lagre utfører. Øker man turtallet vil man naturligvis måtte gjøre dette tilsvarende flere ganger som gir oss en

	lineær økning av effekttap i forhold til hastighet.
Oljefordrivelse	Når hastigheten øker vil man også spinne oljen raskere rundt. Dette vil fungere på lik måte som en vannbrems. Karakteristikken til dette tapet er ikke undersøkt videre.

Kombinasjonsavhengig tap:

Med det kombinasjonsavhengige tapet menes det at de ulike utvekslingene vil ha ulikt tap. Dette er fordi man utnytter forskjellige kombinasjoner av tannhjul som er i inngrep for å danne utvekslingen. I navgir er det antall planetserier som er i drift som er mest utslagsgivende for effektiviteten.

Dette tapet vil også oppstå i tradisjonelle derailleur gir. Dette vil forekomme når man har en utvekslingskombinasjon hvor kjedet står i skrå vinkel på det drivende tannhjulet. Da vil det oppstå friksjon mellom kjede og tannhjul.

Ytre påvirkninger:

Ettersom sykler blir brukt i relativt røffe miljøer vil dette påvirke sykkelens drivlinje. Skitt og smuss vil sette seg i kjede som gjør det tyngre å drive rundt. Dette påvirker spesielt derailleur gir, da den bakre kassetten er spesielt utsatt for forurensing. Navgir vil ikke være like sensitivt, da hele girmekanismen ligger internt i navet. Av denne grunn kan det påstås at navgir ville kommet bedre ut i forhold til et skitten derailleur gir.

Valg av belastningsområde:

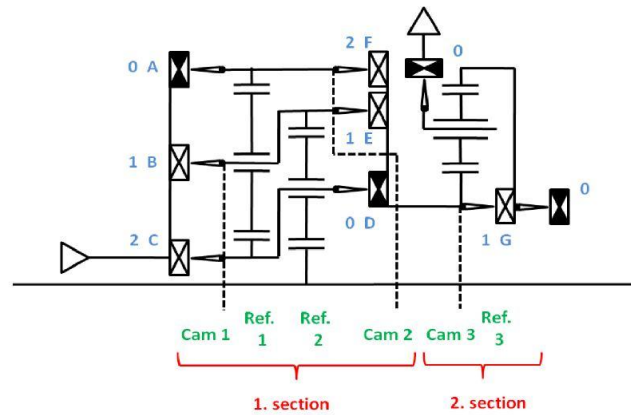
Som følge av de ulike tapene vil belastningsområdet være avgjørende for testens resultater. Setter man situasjonen på spissen kan man gi følgende to scenarioer:

- Ved veldig høyt turtall og lavt moment vil virkningsgraden gå mot null.
- Når momentet går mot uendelig og turtallet holdes konstant vil virkningsgraden gå mot 1.

Begge disse situasjonene er i seg selv uinteressant, men viser hver sin ende av skalaen. Det kan derfor konkluderes med at det finnes et gyldighetsområde hvor testresultatene gjenspeiler virkeligheten på best mulig måte. Det er konsekvent fokusert på turtall og moment og ikke effekt i denne rapporten. Grunnen er at effekten er gitt av disse to faktorene. Har man kun oppgitt effekten vil man bare vite produktet, og ikke forholdet mellom dem.

2.4 Forventede virkningsgrader

Virkningsgraden er bestemt av tapene som er beskrevet i forrige delkapittel. Det vil nå fokuseres på hvilke forventninger dette gir til Kindernay XIV. Det er differansen i effektivitet mellom de ulike girene som vil være interessant, da det ikke vil være mulig å beregne gode nok estimater for hvilke resultater man vil kunne oppnå.



Figur 2.7 - Skjematisk fremstilling av Kindernay XIV (34)

Figur 2.7 viser skjematisk fremstilling av XIV. Bokstavene indikerer de ulike kløtsjene. De ulike kombinasjonene engasjerer ulikt antall tannhjulspår, og man vil på den måten oppnå ulike effektivitetsgrader.

Tabell 2.5 - Antall planetserier i drift

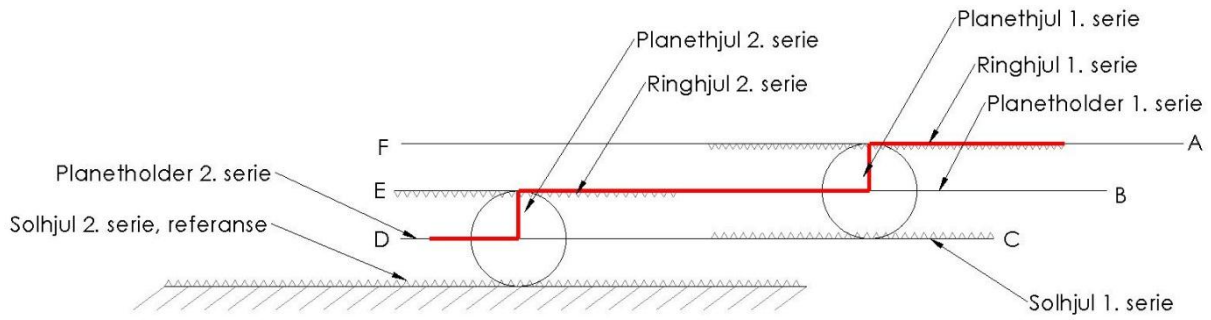
Gir	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Antall aktive planetserier	3	2	3	1	3	2	3	2	1	2	0	2	1	2
Reduksjon	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
Kløtsjinngrep	AD	BD	AE	AF	BF	CE	CF	AD	BD	AE	AF	BF	CE	CF

Av Tabell 2.5 kan man vurdere de ulike utvekslingenes virkningsgrad. Ser man på antall aktive planetserier vil dette ha direkte sammenheng med målt virkningsgrad. Testresultatene bør derfor variere i takt med antall aktive planetserier.

I et forsøk på å forklare hvordan kraften overføres i syv-trinns serien er det utarbeidet et skjema som viser en utbrettet versjon av den skjematiske fremstillingen, se Figur 2.8. Bokstavene indikerer også her kløtsjnavn. På figuren kan man se for seg at man drar i kløtsjene sideveis, istedenfor å rotere dem.

Lar man inngående kraft komme gjennom A kløtsjen og utgående kraft gå gjennom D kløtsjen for man følgende kraftforløp:

Drar man i A – kløtsjen mot høyre vil denne rotere planethjulet i første serie. Av denne bevegelsen vil planetholderen i første serie også bevege seg mot høyre. Da vil også ringhjulet i 2. serie dras til høyre, som igjen beveger planetholderen i 2. serie til høyre. Legger man merke til at planetholderen i 2. serie er fastkoblet solhjulet i 1. serie vil denne bevegelsen redusere sin egen utveksling, som er kjernen i girets virkemåte. Den røde streken indikerer kraftens vei gjennom 7 serien i dette eksempelet.



Figur 2.8 - Fremstilling av kraftoverføring i syv-trinnsserie

2.5 Eksisterende målerigger og forsøk

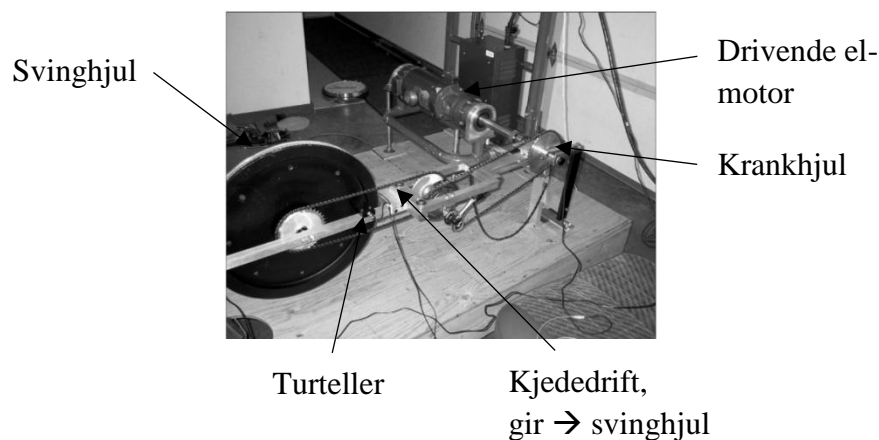
Effektmålinger av sykkelutstyr er et hett tema og kan enkelt manipuleres etter egne interesser. Dette kommer av at man kan utføre målinger ved veldig ulike initialbetingelser, som kan gi drastisk ulike resultater. De ulike fabrikantene vil sannsynligvis ikke være objektive i sine tester, og det vil bli interessant å undersøke deres målinger grundigere. I dette kapittelet vil det diskuteres tre ulike målinger som er utført av henholdsvis: Rohloff, The american society of mechanical engineering og Chester R. Kyle (Ph. D) i samarbeid med Frank Berto.

Hensikten med å studere tidligere forsøk og målinger er å kartlegges hvilke betingelser markedet vektlegger, og hvordan man best kan lage gode sammenligninger av de forskjellige produsentene. Under gjennomgang av disse studiene vil det vektlegges å vurdere måleteknikker, feilkilder og behandling av dem og hvor høy effekt det påsettes systemet.

2.5.1 Chester R. Kyle, Ph. D og Frank Berto (1)

Dette studiet ble gjennomført i 2001 som en objektiv undersøkelse av ulike typer navgirs effektivitet sammenlignet med ulike type derailleur gir. Studien er godt dokumentert og det er tydelig opplyst om de forenklinger som er gjort.

Oppsett:



Figur 2.9 - Chester R. Kyle og Frank Berto`s oppsett (1), Brems og inngående effektmåling vises ikke av bilde.

Tabell 2.6- Chester R. Kyle og Frank Berto oppsett

Måling - effekt inn	Kraftoverføring	Måling - effekt ut/ Type brems	Påført last
Måling av reaksjonskraft for å hindre huset til el-motoren fra å rotere. For å utjevne vibrasjoner i systemet ble det montert en nylon tråd fra reaksjonsarmer via en demper til lastcellen.	Vanlig sykkelkjede fra krank til gir, tapet er inkludert i totalmåling. I tillegg blir det en kraftoverføring fra gir til svinghjul. Denne driften i tillegg til tap i opplagring av svinghjulet vil være en relativt stor feilkilde, da den ikke ekskluderes fra testgirets tap.	Nylontråd tredd to ganger rundt svinghjul med vekt i enden. Opplagret i lastcelle som måler hvor mye vekten løftes av friksjonen i nylontråden.	Det ble utført målinger ved: 80W, 150W og 200W.

Kalibrering:

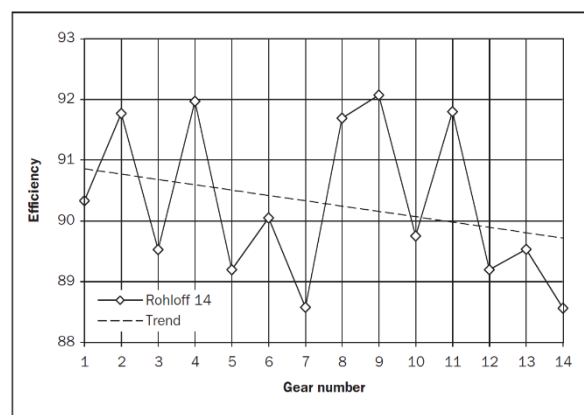
- Lastcellene ble kalibrert med lodd som viste en nøyaktighet på 0,2%. Turtellerne ble kontrollert ved to metoder. 1) Telling av omdreininger ved tidtaking. 2) Sammenligning av turtall inn og ut i forhold til kjent utveksling.
- Det ble også foretatt måling av effekttapet i svinghjul med drivlinje. Dette viste seg å være mellom 1-6 watt ved 75 RPM ved de ulike belastningene. (1)

Feilkilder

Effekttapet i svinghjulet og dets drivlinje kan ikke ekskluderes fra resten av systemet. Det er ikke gjort målinger av dette tapet ved ulike hastigheter, kun med ulike belastninger. Dette kan være utslagsgivende for girsystemer med store utvekslingsrater.

Resultat

Da det er hele elleve ulike girsystemer som er testet velges det å kun presentere resultatet fra vår største konkurrent, Rohloff. Figur 2.10 viser gjennomsnittlig effektivitet av utvekslingene, målt ved de respektive effektene. Om resultatet er plausibelt vil diskuteres under gjennomgang av Rohloff's egen studie, som er et svar på denne.



Figur 2.10 - Resultat Chester Kyle og Frank Berto - Rohloff (1)

Kommentar:

Rapporten bærer preg av grundig arbeid, med tilsynelatende objektive holdninger. Valg av måletekniske metoder er velbegrunnet, og det diskuteres hvilke utslag de forskjellige feilkildene kan ha for resultatet. Effekten giret er testet ved er en god tilnærming av hva en normal person yter ved dagligdags sykling. Dette ivaretar innvirkning av det statiske tapet i girene som er testet. Om man kjører ved for høy effekt under testing vil man kunne presse ned prosentandelen dette tapet egentlig bidrar med, som dermed gir en falsk fremstilling av effektiviteten.

2.5.2 Rohloff studie/forsøk

Resultatet av Chester Kyle og Frank Berto`s målinger er til dels dårlig reklame for Rohloff. Etter publiseringen av dette ble det derfor skrevet en kritikk med tilhørende nye målinger av Rohloff selv. Her er det brukt en litt annen innfallsvinkel til problemet, hvor det fokuseres på hvilken grad effektivitetsmålingene gjengir virkeligheten og hvordan dette gjøres på best mulig måte. I denne målingen testes det et Shimano XT med 11-28 tenners kassett og krank med henholdsvis 46 – 36 – 26 tenner og et Rohloff Speedhub 500/14 gir tilkoblet et bakre tannhjul med 16 tenner og krank med 46 tenner. Begge systemene var innkjørt i 100 km.

Oppsett:

Oppsettet som ble brukt ved denne målingen er ikke illustrert. Det er beskrevet at målingene inkluderer tap i gir, kjede og opplagring osv.

Tabell 2.7 - Rohloff oppsett

Måling - effekt inn	Kraftoverføring	Måling - effekt ut/ Type brems	Påført last
Ikke oppgitt	Kjededrift – Ikke videre informasjon oppgitt.	Ikke oppgitt	Det ble utført målinger ved: 314W (285N på pedal ved 60RPM). Deres samlede snitt resultater er oppgitt ved 400w test.

Initialbetingelser

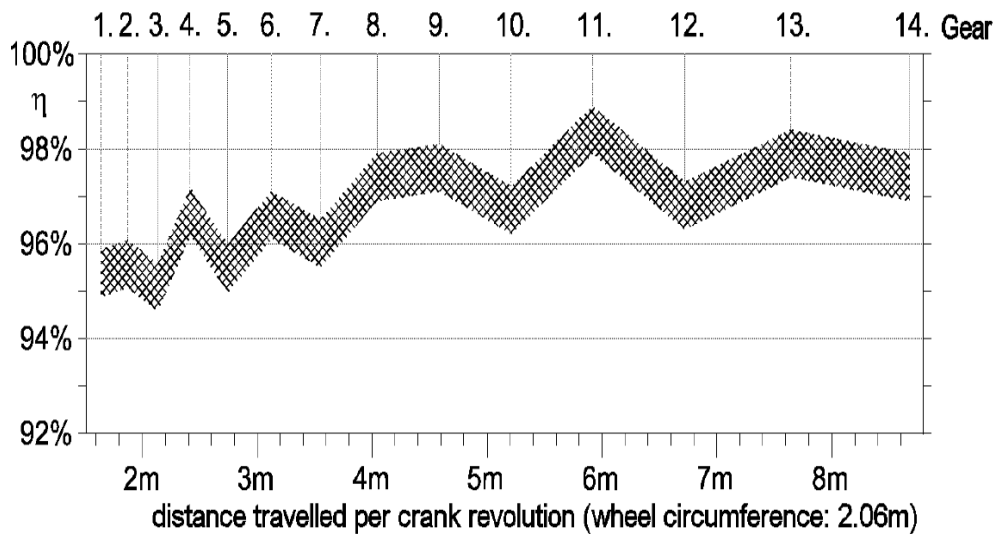
Da momentet varierer med pedalbevegelsen vil naturligvis belastningen i giret variere i takt med denne (se Figur 1.1 - Momentforandring gitt av pedalrotasjon i grader). Rohloff mener dette påvirker virkningsgraden, og at en bedre tilnærming vil være å påsette en konstant effekt som tilsvarer at man ville hatt maks moment hele tiden. Dette begrunnes med at under slitasje tester har de kommet frem til at ekvivalent slitasje i laboratorium finnes ved å påsette maks belastning i kontinuerlig drift. Det påstås at dette er verifisert med deres forsøk, hvor det er sammenlignet med deres testsyklister over like lang distanse. Fra et utenforstående perspektiv kan dette virke som en unnskyldning for å kjøre testen på en høyere effekt, for å redusere det prosentmessige lastuavhengige tapet.

Feilkilder

Det er ikke oppgitt hvordan behandling av feilkilder er ivaretatt, men resultatene oppgis med en feilmargin på $\pm 0,5\%$. Hvordan dette er beregnet vises ikke.

For å verifisere sine resultater diskuteres det forventede virkningsgrader og begrunnelse for disse. Dette er begrunnet med girets konstruksjon og hvor mange planetserier som er i bevegelse i de respektive girene. Denne argumentasjonen gir et godt grunnlag for å enkelt kunne sjekke om målingene er plausible. Eksempelvis vil man forvente at girutvekslingen med direkte overføring alltid vil være mer effektiv enn alle de andre utvekslingene.

Resultat:



Figur 2.11 - Resultat Rohloff 500/14 (5)

Kommentar:

Som Rohloff selv hevder er målingene i stor grad bestemt av input effekt og hvilke tap som inkluderes i virkningsgraden. Spørsmålet er da hvilke betingelser som gir best gjengivelse av forbrukernes situasjon. Det er helt klart at tapet fra svinghjulet fra første studie ikke burde vært inkludert, men om effekten i tillegg kunne justeres opp er mer usikkert.

2.5.3 The American society of mechanical engineering – ASME (2)

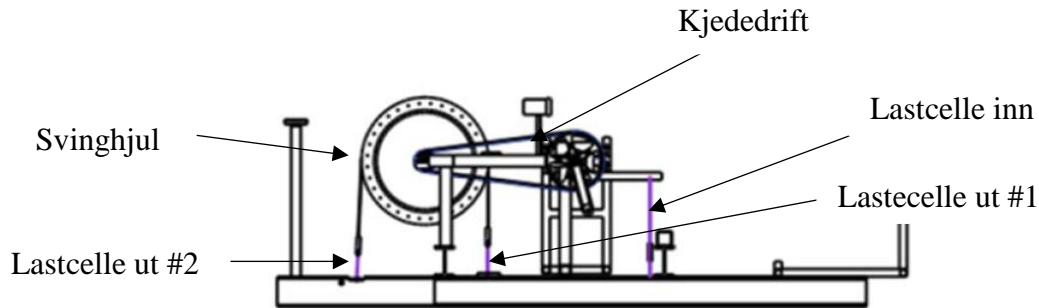
I 2013 publiserte ASME en rapport fra Grove City Collage, hvor det ble testet effektivitet av moderne navgir. Rohloff Speedhub 500/14 var blant de fire girene som ble testet, og som er mest aktuelt i denne sammenheng.

Oppsett

Testriggeren ligner Kyle og Berto`s med noen unntak. Den største forskjellen er at svinghjulet ikke er tilkoblet ved ekstern opplagring, men er direkte festet til girhub`en. Det er heller ikke benyttet vekter for å påføre motstand i friksjonsbremsen. Påført last er beregnet fra to lastceller som måler strekket i friksjonsbåndet før og etter svinghjulet. Det kan da beregnes hvor mye svinghjulet drar på båndet. Dette krever for øvrig riktig forspenning av bremsen for å kunne gi ønsket bremseeffekt.

Hver girutveksling ble testet ved fjorten ulike kombinasjoner av turtall og effekt. Resultatene ble deretter behandlet for usikkerhet med et konfidensintervall på 95% .

Figur 2.12 illustrer oppsettet ved denne testen.



Figur 2.12 - ASME Oppsett

Tabell 2.8 – ASME oppsett

Måling - effekt inn	Kraftoverføring	Måling - effekt ut/ Type brems	Påført last
Vektarm fra girkasse via trådforbindelse til lastcelle. Turtall målt ved elektronisk magnetisk telleverk.	Kjede fra krank til bakre drev. Girhub direkte tilkoblet svinghjul med eiker.	Friksjonsbrems over svinghjul. Friksjonsbeltet ble festet i en lastcelle på hver side av hjulet. Ut – effekt ble beregnet av strekkdifferanse i beltet og turtall målt ved svinghjul	Se Figur 2.13 – Testverdier ASME

Spesielt for denne studien var at girene ble testet ved svært mange ulike hastigheter og kombinasjoner. Dette gir et bedre inntrykk av den helhetlige virkningsgraden, og vil bli tatt i betraktning under konseptutviklingen av testriggen.

Test Number	Flywheel Power (W)	Motor Speed (RPM)
1	180	60
2	180	70
3	180	80
4	180	90
5	180	100
6	180	110
7	180	120
8	90	120
9	150	120
10	210	120
11	270	120
12	330	120
13	390	120
14	450	120

Figur 2.13 – Testverdier ASME (2)

Kommentar:

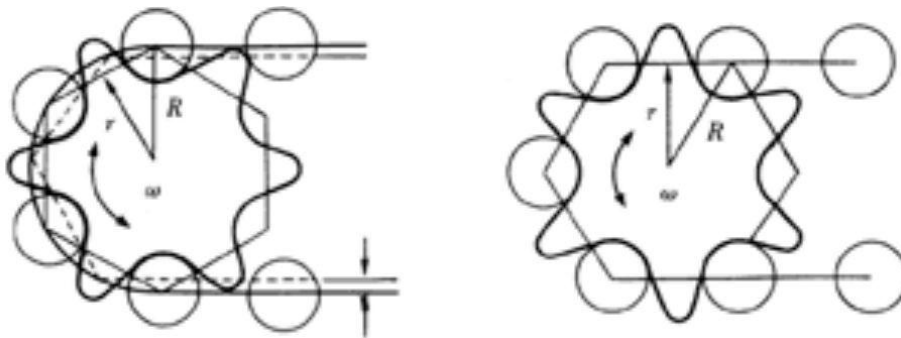
Forsøket er grundig dokumentert og kan brukes for sammenligning av resultater når testrigger skal kjøres. Det bør likevel utredes videre for aktuelle feilkilder. Det vil ikke gås videre inn på denne studien, da arbeidet med konseptutviklingen for eget prosjekt måtte startes.

2.6 Teori – Måleteknikk

Undersøkelser av tidligere forsøk viste at det ble brukt lastceller for å måle reaksjonskreftene i brems og drivende motor. Dette virket som en fornuftig løsning og ble betraktet som en god løsning for denne oppgaven også. Da selve styringssystemet ikke inngikk i denne rapporten vil der her kun fremlegges forslag til hvilke hensyn som bør tas ved måling.

Hastighetsvariasjoner i kjededrift

I kjedetransmisjoner vil kjedets hastighet variere. Ser man på kontaktpunktene mellom et kjede og tannhjul finner man at disse danner en polygon og ikke en sirkel. Av denne grunn vil avstanden inn til tannhjulets senter variere (8). Se Figur 2.14.



Figur 2.14 - Varierende kjedehastighet (8)

Hastighetsforskjellen vil være proporsjonal med den effektive radiusen til tannhjulet. Denne er gitt av:

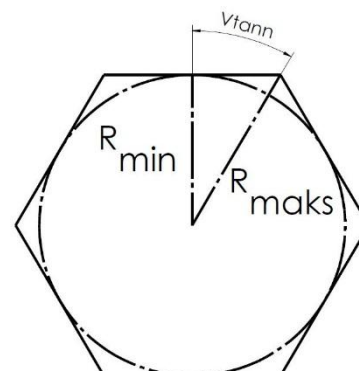
$$L_{\text{differanse}} = R_{\text{maks}} - R_{\text{min}}$$

$$R_{\text{min}} = \cos(V_{\text{tann}}) \cdot R_{\text{maks}}$$

$$V_{\text{tann}} = \frac{360}{2 \cdot z}$$

$$L_{\text{differanse}} = R_{\text{maks}} - \cos\left(\frac{180}{z}\right) \cdot R_{\text{maks}}$$

$$L_{\text{differanse}} = R_{\text{maks}} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{180}{z}\right)\right)$$



Figur 2.15 - Hastighetsvariasjon i kjededrift

Sett av utledningen ovenfor vil et høyere antall tenner minske hastighetsvariasjonen. Økes radiusen uten å øke antall tenner vil dette øke variasjonen. Holdes tannelingen konstant vil

variasjonen gå ned med et større tannhjul. Dette kommer av at den prosentmessige forskjellen blir mindre ved økt diameter. Dette er et godt argument for å bruke Kindernays største drev, ved effekttesting.

Det er planlagt å bruke et 16 tanns drev for inngående kraftoverføring til testgiret. Dette gir følgende hastighetsvariasjon:

$$R_{sykkeldrev} = 32,34mm$$

$$L_{\text{differanse}} = 32,34mm \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{180}{16}\right)\right) = 0,62mm$$

Som gir en prosentmessig differanse på:

$$L_{\%} = \frac{L_{\text{differanse}}}{R_{\text{maks}}} = \frac{0,62mm}{32,34mm} \cdot 100\% = 1,92\%$$

Altså et betydelig tall i forhold til effektberegning.

Fra dynamikken har vi at periferihastigheten er proporsjonal med radiusen i en roterende sirkel med en bestemt vinkelhastighet (ω):

$$v_{\text{tangent}} = \omega \cdot R$$

Vinkelhastigheten til inngående tannhjul er konstant. Det vil si at kjedehastigheten er proporsjonal med den effektive radiusen.

Situasjonen for testbenken vil være avhengig av begge tannhjulene i inngående transmisjon. Høyeste utvekslingsforhold vil opptre ved maks radius på inngående tannhjul og min radius på utgående tannhjul og vice versa for minste utveksling. Dette bør utredes for under design av styresystemet for å oppnå stabile måleresultater.

3 Beskrivelser

Dette kapittelet tar for seg tidsdisponering og planlegging av arbeidsprosessen. Det vil også fremlegges et prosessdiagram som viser hvordan problemet er angrepet, og hvilke elementer som er vektlagt.

3.1 Tids og arbeidsplan

Arbeidsplanen ble laget som en strukturering for arbeidet. Det ble gjort tidsestimater av de ulike arbeidsoppgavene, og deretter satt i den rekkefølgen som ble mest naturlig. Det ble også lagt inn milepæler for å ha deadlines underveis i arbeidet.

Tabell 3.1 – Detaljert arbeidsplan

	Januar				Februar Mars								April					Mai		
Uke	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Gjøremål																				
Innledende arbeid	■	■	■																	
Teknologi-studie		■	■	MP 1																
Produkt-spesifikasjoner				■																
Konsept-alternativer				■	■															
Element og løsningsvalg					■	■	■	■	■											
Ferdigstilling design.					■	■	■	■	■											
Delebestilling					■	■	■	■	■											
Sammenstilling											MP 2									
Påskeferie												■								
Kalibrering, testing													■							
Ferdigstille rapport														■	■		MP 4			
Korrektur og finpuss																	■			
Slakk																		■		
Innlevering																			MP 5	

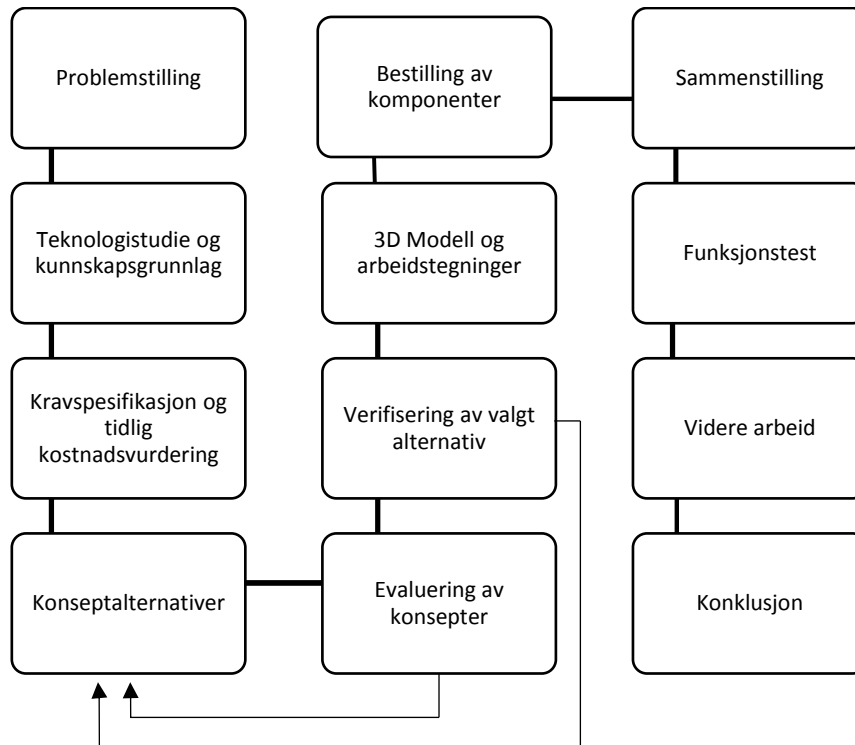
Planlagt tidsbruk – [akseptert slakk/forskyvning](#) – MP: Milepæl

3.2 Prosesstrinn

Oppgavens arbeidsstruktur er vist i Figur 3.1. Diagrammet ble utarbeidet for å sikre kontinuerlig fremgang og effektivitet i arbeidet.

Proessen startet med en tilnærming av problemet, som gav grunnlaget til hvordan teknologistudiet kunne legges opp. Med grunnlag i dette kunne det utvikles konseptalternativer og vurdering av disse. Her kan man se loopen i diagrammet som viser hvordan det er utført ulike iterasjoner for å finne løsningsalternativer. For å verifisere valgt løsning, og unngå eventuelt bortkastet arbeid ble det satt sammen en faggruppe for å vurdere valgt konsept og mulige utfordringer med dette. Gruppen bestod av Geir Terjesen (hovedveileder), Knut Tore Ljøsne (Ekstern veileder) og oppgave skriver Hallvard Askeland Myklestad.

De tre siste blokkene i diagrammet oppsummerer og forbinder resten av oppgaven på flere måter. Riggen som ble produsert i utviklingsdelen har grunnlag i forstudiet ved inspirasjon og teknisk innsikt. Informasjonen fra forstudiet kan også brukes til å oppsummere viktige elementer for dem som skal produsere styresystem og vurdering av plausibilitet av måleresultater og forbedringspotensialet. På denne måten kan oppgaven deles i tre deler. En innledende del hvor kunnskap og informasjon samles, neste del vil være å anvende denne kunnskapen for å konstruere en testrigg etter ønskede spesifikasjoner og den siste vil være å legge frem dokumentasjon for neste steg i arbeidsprosessen.



Figur 3.1 - Prosesdiagram

4 Produktspesifisering

Dette kapittelet introduserer krav og spesifikasjoner for rapporten og selve testriggen som skal konstrueres og bygges. Kravene vil settes av studenten, bedriften og universitetet. Det vil vektlegges at resultatene skal være så godt dokumentert at de kan brukes i markedsføring og sammenligning mot konkurrenter.

4.1 Kravspesifikasjoner

For å planlegge arbeidet og være sikker på at alle parter var enig med hva som skal gjøres, ble det fremstilt kravspesifikasjoner til oppgaven. Disse fungerte også som retningslinjer for hvordan arbeidet ble lagt opp innad i de ulike bolkene fra tids og arbeidsplanen. Kravene ble delt opp etter emner, se tabellen under.

Tabell 4.1 – Kravspesifikasjoner (fortsettes)

Krav	VERDI /FORKLARING
Rapport/dokumentasjon	
Forstudie	Forstudiet skal legge et kunnskapsgrunnlag for å vurdere plausibilitet av sluttresultater.
Kravspesifikasjon	Oversikt av etterspurte krav til rapport og ferdig rapport.
Design	Begrunnelse for valg i designprosess.
Brukermanual	Rapporten skal inneholde en forenklet brukermanual som forklarer hvordan riggen brukes.
Forsøk	Dokumentasjon av utførte forsøk og feilkilder.
	** Rapporten følger videre krav gitt fra universitetet. Dette er ikke inkludert i denne tabellen.
Testrigg	
Total målesensitivitet	$\pm 0,5$ prosent. Må beregnes etter styresystem er designet.
Kompatibilitet	Riggen skal kunne teste alle ulike type navgir som kan brukes på tradisjonelle tråsykler med 10- og 12mm gjennomgående aksling.
Effekt	Justerbar effekt med $P_{Maks} = 400W$
Moment	$M_{maks\ motor} = 130Nm$
Turtall	30-120RPM
Type konstruksjon	Maskinen skal designes for å være en stasjonær og komplett innretning. Den skal ikke kreve mye forarbeid/oppkobling for å kunne brukes.
Løftehåndtak	Det skal designes håndtak eller eventuelt hjul for å kunne flytte maskinen. Eventuelt tilrettelegging for bruk av jekketralle.
Metriske krav	Det stilles ikke spesifikke krav til plassbruk, men konstruksjonen bør holdes så arealeffektiv som mulig.

Kostnadsramme	Må vurderes etter fremlegging av tidlig kostnadsvurdering. Materialkostnad skal ikke overskride 50 000kr inkludert styresystem.
Forsøk og testing	
Kvalitetssikring	- Dokumentasjon for gjenskapning av forsøket. - Grunnlag for vurdering av plausible resultater. - Feilkildekontroll.
Deadline	Prosjektet skal være ferdigstilt innen 15. Mai 2018.

4.2 Tidlig kostnadsvurdering

For å avklare hvilket kvalitetsnivå testtriggen skulle ha, ble det gjennomført en tidlig kostnadsvurdering av prosjektet. Denne ble deretter diskutert med bedriften for videre avgjørelser. Det var ikke bestemt komponenter ved dette tidspunktet og prisene for målekomponenter er fremkommet etter diskusjon med overingeniør Tom Ringstad ved NMBU. Kostnadsvurderingen var kun et anslag for prisen.

Tabell 4.2- Tidlig kostnadsvurdering

Element	Ant.	Merke	Stykkpris	Kostnad
Måleutstyr				
Lastcelle #1 - Inn	1		kr 1 000,00	kr 1 000,00
Lastcelle #2 - Ut	1		kr 1 000,00	kr 1 000,00
Turteller #1	1		kr 1 000,00	kr 1 000,00
Turteller #2	1		kr 1 000,00	kr 1 000,00
		National		
Datakort	1	Instruments	kr 3 000,00	kr 3 000,00
Laptop	1		kr 4 000,00	kr 4 000,00
Software	1	LabVIEW	kr 3 200,00	kr 3 200,00
Motor, brems og drivverk				
		Motor. Frek.omf.		
El - Motor	1	Gir	kr 8 000,00	kr 8 000,00
Brems	1	Ikke spesifisert	kr 5 000,00	kr 5 000,00
Drivverk	1		kr 2 000,00	kr 2 000,00
Rammekonstruksjon				
Kulelagre med lagerhus	4	SKF	kr 283,20	kr 1 132,80
Rammekonstruksjon	1	****	kr 4 000,00	kr 4 000,00
Bolter og festelementer	1	Kun estimat	kr 800,00	kr 800,00
Diverse braketter	1		kr 3 000,00	kr 3 000,00
Diverse/Uforutsett				
Div.	1		kr 5 000,00	kr 5 000,00
Sum materialkost.				kr 43 132,80

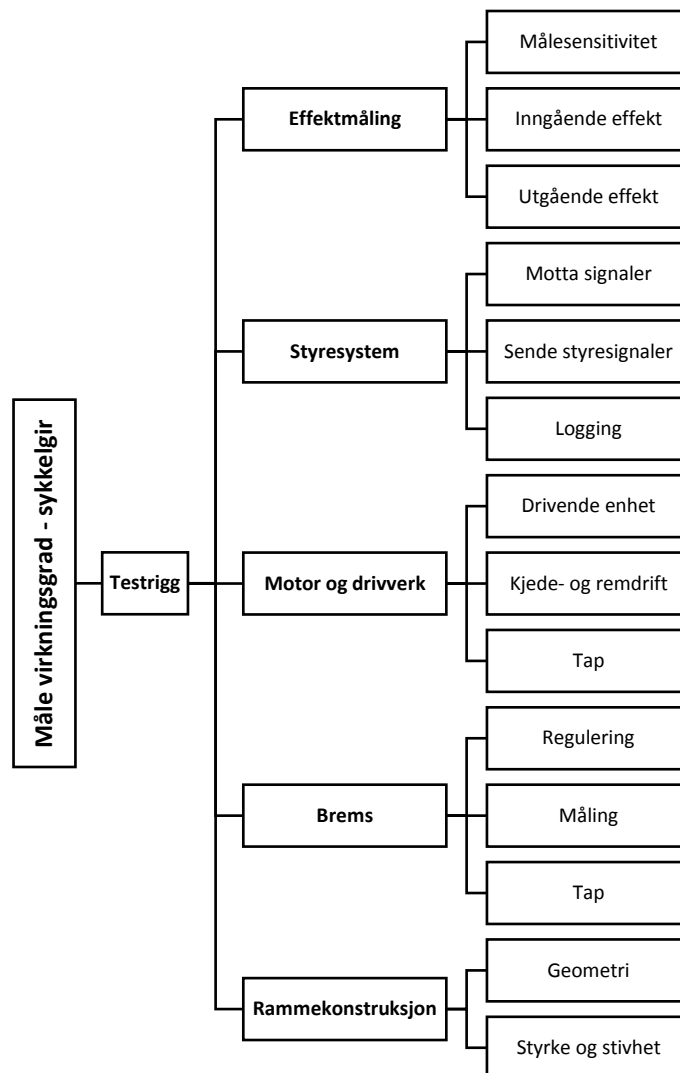
5 Konseptgenerering

Dette kapitlet tar for seg første steg i design prosessen. Dette innebærer funksjonsanalyse, konseptalternativer, drøfting av ulike problemstillinger og vurdering av feilkilder de ulike designalternativene vil medføre. Kapitlet avsluttes med fremlegging av valgt konsept, som vil bli videre utredet i kapitel 6, element og løsningsvalg.

5.1 Funksjonsanalyse

Det ble utarbeidet en funksjonsanalyse for å gi en oversiktlig tilnærming av oppgaven. Hensikten var å inkludere alle de viktigste funksjonene til det ferdige produktet i en tidlig fase av prosjektet. Når ønskede funksjoner var bestemt, ble det kartlagt nødvendige verdier for hver funksjon. Dette gjorde det mulig å legge frem løsningsalternativer på en effektiv måte, uten å måtte gå unødvendige runder hvor man utelot viktige egenskaper.

Av Figur 5.1 - Funksjonsanalyse kan man se at testriggens egenskaper kunne deles i fem hovedgreiner: effektmåling, styresystem, motor og drivverk og rammekonstruksjon. Arbeidet vil heretter deles opp i disse gruppene.



Figur 5.1 - Funksjonsanalyse

5.2 Konseptalternativer

Dette delkapittelet tar for seg fremlegging av alternative konsepter for alle delene av testtriggen. Det vil utarbeides krav for de ulike enhetene, som vil bli avgjørende for valg av konsept. Beregninger for valgt konsept vil bli fullført i kapittel 6 - element og løsningsvalg.

5.2.1 Motor og drivverk

Testtriggenes motor og drivverk skulle på best mulig måte drive testgiret og kraftoverføringen fra dette til bremsen med minimale ukjente effekttap. Den skulle også være i stand til i å simulere alle ønskede reelle situasjoner en syklist i målgruppen vil oppleve. Det var også ønskelig å kunne gjenskape forsøk med samme inngående effekt som er utført av våre konkurrenter og andre universiteter.

Motor

Det skulle benyttes en el-motor for å drive testtriggen. For å bestemme type og størrelse på motor måtte det først beregnes størrelsesorden på ønskede effekter det skulle testes med. Det ble også tatt hensyn til vibrasjoner og at den skulle tåle kontinuerlig drift. Motortype vil bli valgt i delkapittel 6.1 Motor og drivverk.

Drivverk

Drivverket kan deles i to separate innretninger. Et som overfører kraften fra motoren til testgiret, og det andre som overfører kraften fra testgiret til bremsen. Førstnevnte vil heretter refereres til som inngående kraftoverføring, og sistnevnte som utgående kraftoverføring.

Inngående kraftoverføring

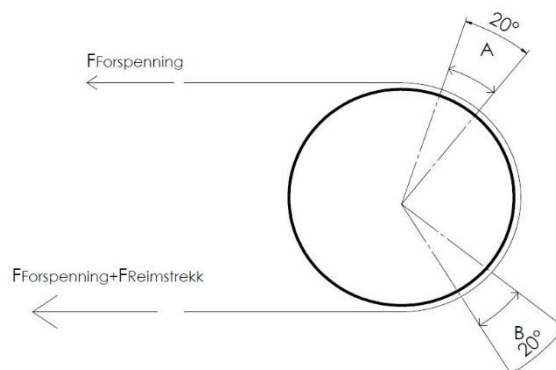
Motoren drev testgiret via et standard sykkelkjede. Slik unngikk man slipp i denne kraftoverføringen, og tapet i kjedet vil være likt som på en sykkel. En ulempe med denne kraftoverføringen var at kjedets effektive momentarm inn til akslingen vil variere. Dette er nærmere forklart i delkapittel 2.6.

Utgående kraftoverføring

Sykkelgir har ingen utgående aksling, da de er festet direkte på drivende hjul. Dette gjorde det vanskelig å lage en kraftoverføring til systemets brems uten ukjente effekttap. Problemet kunne vært løst med å lage en innretning med utgående aksling man kunne spent fast giret med. Dessverre var ikke dette en mulig løsning, da systemet skulle være kompatibelt til å teste ulike type girsystemer med forskjellige innfestninger. Riggen måtte derfor konstrueres på en slik måte at testgiret alltid var innspent i et sykkelhjul, og skulle dessuten være fleksibel til å kunne kjøres med ulike type hjulstørrelser. Her måtte det settes noen begrensinger på hvor stor variasjon man kan ha, før måleresultatene blir unøyaktig.

Konstruksjonen krevde at utgående effekt måtte hentes ut av enten sykkelhjulets dekk, felg eller bremseskive.

- Bremseskiven egnet seg dårlig til dette, da det var ønskelig å kunne kjøre riggen i lenger tid, og denne trolig ville gå varm. Et annet problem ville også vært at man ikke hadde god nok kontroll på bremseklossenes angrepspunktets i forhold til hjulets senterakse.
- Å bruke hjulets dekk som kraftoverføring vil kunne medføre flere store feilkilder:
 - Slipp i friksjonskobling.
 - Deformasjon av dekk vil kreve energi.
 - Sykkeldekk til denne type sykler har store knaster som vil gi uønskede vibrasjoner.
 - Høyt flatetrykk i friksjonskoblingen vil gi større lagertap i giret enn under normal bruk da testgiret også skal testes ved effekter som er høyere enn vanlige syklist klarer å produsere.
- Felgen ville kunne vært brukt som et reimhjul eller i en direkte friksjonskobling. Den er stabil og det ville være enkelt å måle effektiv radius inn til hjulets senterakse. Den har også relativt lang vektarm i forhold til bremseskiven, som gjør at utgående krefter, enten i form av flatetrykk fra friksjonskobling, eller remstrekk blir betydelig mindre. Ulemper ved bruk av felgen:
 - Smal passasje gjør det vanskelig å få plass til et friksjonshjul
 - Ukurant profil gjorde at det ikke fantes en reim som passet godt i dette sporet. Dette kunne kompenseres for med god omhyllingsvinkel og tilstrekkelig forspenning av eventuell remdrift.
 - Remdrift rundt felgen ville skape et ukjent effekttap i form av strekk i reimen rundt hjulet. Dette kom av at reimen kommer inn kun med forspenning og går ut med fullt strekk. Det betyr at reimen er nødt for å strekke seg mellom disse to posisjonene, som igjen betyr at det vil oppstå friksjon mellom felg og reim. Av Figur 5.2 kan det forstås at strekket i reimen i område B er nødt for å være lenger enn område A for at $F_{reimstrekk}$ skal tas opp.



Figur 5.2 – Reimforlengelse rundt sykkelhjul

Til tross for at det fantes ulemper ved å ta ut effekten via felgen ble dette sett på som det beste alternativet for å gjøre gode målinger. Det ville også være mulig å kunne kalibrere vekk noen av feilkildene ved å kjøre en test med et singelspeed sykkelhjul. Da satt man igjen med å ha god kontroll på vektarmen og varmegang.

Det ble konkludert med å bruke sykkelfelgen som utgang for effekten. Videre måtte det bestemmes hvordan det var ønsket å koble en brems til felgen. Tabell 5.1 viser alternativene som er vurdert for dette problemet.

Tabell 5.1 Konseptalternativer – Utgående kraftoverføring

Konsept	Fordeler	Ulemper
Direkte tilkobling via friksjonshjul med utgående aksling for direkte kobling til brems.	<ul style="list-style-type: none"> - Enkelt design med få deler. - Få feilkilder. 	<ul style="list-style-type: none"> - Høyt flatetrykk. - Potensiale for stor slitasje i friksjonshjul. - Varmgang i friksjonshjul.
Remdrift til ekstern brems.	<ul style="list-style-type: none"> - Stor momentkapasitet. - Lite varmeutvikling. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mer komplekst design med flere deler. - Mer kostbart
Prony brake Det trekkes en friksjonsreim over felgen, hvor man kan styre forspenningen av denne.	<ul style="list-style-type: none"> - Enkelt design. - Lite kostbart. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mulighet for varmgang. - Sykkelfelger har hull for spilene som kan rive opp reimen siden denne slurer.

Regneeksempel for bruk av friksjonshjul:

Friksjonshjulet som ville lagt an mot felgen ville ha en veldig liten kontaktoverflate. Det ville derfor kreve et høyt flatetrykk for å overføre ønsket moment. Ved maks belastning ville systemet gå med en effekt på $P = 400\text{W}$. Maks moment vil opptre med lavest inngående turtall i laveste utveksling på testgiret. Det ble brukt avrundede tall i denne beregningen.

$$M_{Ut,maks} = \frac{M_{motor}}{i_{motor-testgir} \cdot i_{testgir} \cdot i_{1.gir}} \quad (5.2.1)$$

$$M_{Ut} = \frac{130Nm}{2 \cdot 0,272} \approx 239Nm$$

Med en hjulradius på 0,3m gir dette en friksjonskraft, F:

$$F_{frikisjon} = \frac{M_{Ut}}{R_{hjul}} \quad (5.2.2)$$

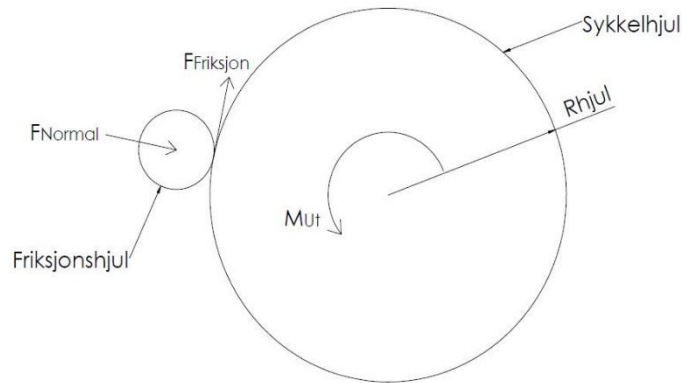
$$F_{frikisjon} = \frac{239Nm}{0,3m} \approx 797N$$

$$\mu_{\text{friksjonshjul}} = 0,5 \quad (10)$$

$$F_N = \frac{F_{\text{Friksjon}}}{\mu} \quad (5.2.3)$$

$$F_N = \frac{797Nm}{0,5} \approx 1594N$$

Kun for bruk i regneeksempelet ble det estimert en kontaktflate. Det var grunn til å tro at gummiblandingen som måtte brukes var rimelig hard, og man kunne ikke forvente spesielt stor deformasjon som ville tillate at hjulet la seg rundt felgen. Det ville heller ikke vært heldig å bruke en mykere gummi som lot seg deformere, da et slikt materiale har betraktelig lavere flytegrense.



Figur 5.3- Friksjonshjul

$$A_{\text{kontakt}} = b \cdot l = 5mm \cdot 7mm = 30mm^2$$

Dette gav et flatetrykk på:

$$p_{\text{flate}} = \frac{F_N}{A_{\text{kontakt}}} \quad (5.2.4)$$

$$p_{\text{flate}} = \frac{1594N}{30mm^2} \approx 53,1MPa$$

Dette er langt over de fleste gummiblandingers flytegrense. Når gummiblandingen allerede har gått i flyt vil den miste sin evne til å overføre ønsket moment. I tillegg til flatetrykket ville det også oppstått spenninger fra friksjonsoverføringen. Skulle man gått videre men en slik løsning burde det derfor vært utredet for hovedspenninger og faren med dem. Sammenlagt gav dette grunn til å forkaste friksjonshjul som utgående kraftoverføring.

Etter vurdering av de ulike alternativene ble det bestemt å gå for en løsning med reimdrift direkte på felg som kobles til ekstern brems. Dette ville forhåpentligvis gi en solid løsning med stor momentkapasitet, lav varmeutvikling og gode muligheter for ulike typer brems.

5.2.2 Bremsapparat

For å ta ut ønsket effekt av systemet ble det designet en regulerbar brems. Følgende beregninger ble gjort for å legge initialkravene for hva bremsen måtte yte.

Tabell 5.2 - Input verdier – Bremsmoment

Input	Verdi/Størrelse	Kommentar
Effekt	100-400W	Etter kravspesifikasjon.
Turtall	30-120RPM	Etter kravspesifikasjon.
Sykkelhjuldiameter	0,6m	Gj.snitt av standard hjulstørrelser.
Bremsehjuldiameter	0,25m	
Utveksling motor – testgir	$i_{motor-testgir} = 2$	

$$i = \frac{Delesirkel_{Ut}}{Delesirkel_{Inn}} \quad (5.2.5)$$

$$i_{motor-testgir} = \frac{Z_{motordrev}}{Z_{girdrev}} = \frac{32}{16} = 2$$

$$i_{sykkelhjul-bremsehjul} = \frac{D_{sykkelhjul}}{D_{bremsehjul}} = \frac{0,6m}{0,25m} = 2,4$$

Tabell 5.3 – Totalutveksling for bremsehjul

Gir	Utveksling gir	Utveksling krank – testgir	Utveksling sykkelhjul – bremsehjul	Total utveksling, brems:
1,00	0,27	2,00	2,40	1,30
2,00	0,36	2,00	2,40	1,74
3,00	0,46	2,00	2,40	2,19
4,00	0,55	2,00	2,40	2,63
5,00	0,64	2,00	2,40	3,08
6,00	0,73	2,00	2,40	3,53
7,00	0,83	2,00	2,40	3,97
8,00	0,92	2,00	2,40	4,42
9,00	1,01	2,00	2,40	4,86
10,00	1,11	2,00	2,40	5,31
11,00	1,20	2,00	2,40	5,76
12,00	1,29	2,00	2,40	6,20
13,00	1,39	2,00	2,40	6,65
14,00	1,48	2,00	2,40	7,09

$$M_{Brems} = \frac{M_{Motor}}{i_{motor-testgir} \cdot i_{testgir} \cdot i_{Hjul-bremsehjul}} \quad (5.2.6)$$

Ligning (5.2.6) gir påkrevd bremsemoment for å kunne ta ut ønsket effekt gjennom testgiret. Ekstremalverdiene er dimensjonerende for bremsen. Høyeste bremsemoment vil oppstå ved kjøring på 400W i laveste utveksling, mens laveste bremsemoment vil oppstå ved kjøring på 100W i letteste utveksling (14. gir). Tabell 5.4 og Tabell 5.5 viser respektive data for gjennomkjøring av test med 400W og 100W gjennom samtlige utvekslinger. Det er også lagt inn turtall for bremsehjulet i tabellene.

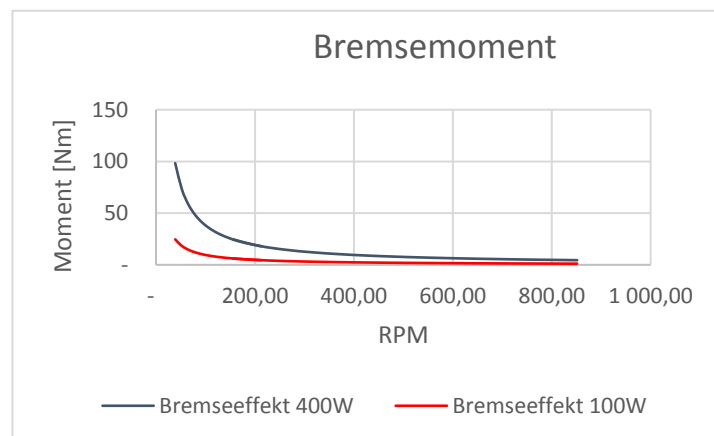
Tabell 5.5 - Bremsemoment 400W - 30RPM

400W med 30RPM		
Gir	RPM	Moment [Nm]
1,00	38,88	98,29
2,00	52,26	73,13
3,00	65,64	58,22
4,00	79,02	48,36
5,00	92,40	41,36
6,00	105,78	36,13
7,00	119,17	32,07
8,00	132,55	28,83
9,00	145,93	26,19
10,00	159,31	23,99
11,00	172,69	22,13
12,00	186,07	20,54
13,00	199,45	19,16
14,00	12,83	17,96

Tabell 5.4 – Bremsemoment 100W – 30RPM

100W med 120RPM		
Gir	RPM	Moment [Nm]
1,00	155,52	6,14
2,00	209,04	4,57
3,00	262,57	3,64
4,00	316,09	3,02
5,00	369,61	2,58
6,00	423,14	2,26
7,00	476,66	2,00
8,00	530,19	1,80
9,00	583,71	1,64
10,00	637,23	1,50
11,00	690,76	1,38
12,00	744,28	1,28
13,00	797,80	1,20
14,00	851,33	1,12

Figur 5.4 viser en grafisk fremstilling av tabellene ovenfor. I tillegg er det inkludert data for begge lasttilfeller (100W og 400W) i hele turtallsregisteret. Som man kan se av grafen er turtallsvariasjonen for arbeidsområdet svært høy og varierer fra 38 RPM til 852RPM. Det er også verdt å legge merke til at laveste bremsemoment er på minimale 1,12Nm, som mest sannsynlig vil oppnås kun med motstand i reim og lagre. Dette er et mulig problem, som kan begrense testtriggens måleområde.



Figur 5.4 - Bremsemoment

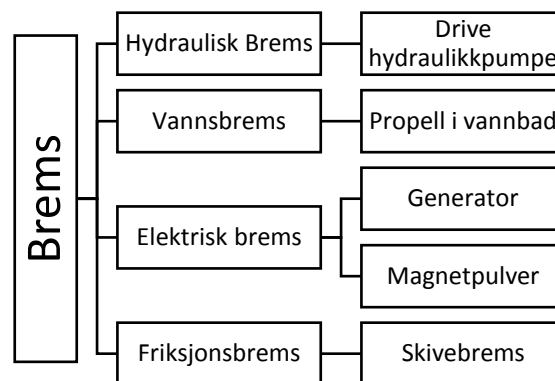
Konseptalternativer brems

Da sykkelgiret skaper store variasjoner i turtall og moment ble det ble det vanskelig å finne en passende brems. Kriteriene for bremsen er som følger:

Tabell 5.6 - Bremskarakteristikk

Variabel	Verdi	Turtall	Effekt
Maks bremsemoment	100Nm	38RPM	400W
Tomgangsmoment	Maks 1,12Nm	852RPM	100W

Det ble vurdert ulike type bremsemekanismer, og det er her redegjort for de mest aktuelle. Figur 5.5 - Alternative bremssystemer, viser hvilke bremsemetoder som er vurdert. Likt for alle alternativene er at bremsen tilkobles bremsehjulets utgående aksling som er drevet av reimen fra sykkelhjulet.



Figur 5.5 - Alternative bremssystemer

Hydraulisk brems

Utgående aksling ville drevet en hydraulikkpumpe. Denne ville da drevet olje gjennom en regulerbar hydraulisk motstand. Løsningen ble forkastet etter undersøkelse av delepriser og mistanke om for lav effekt ved lave turtall

Vannbrems

Utgående aksling ville vært montert direkte til skovler i vannbad. Løsning ble forkastet på grunn av lite reguleringsmuligheter i forhold til moment og turtall.

Elektrisk brems

Det var i utgangspunktet ønskelig å bruke en generator tilkoblet en elektrisk forbruker for å frakte bort overskuddsvarme. Det viste seg å bli vanskelig, da det ikke var mulig å oppdrive en generator med ønsket momentkarakteristikk i hele turtallsregisteret. For å få til en løsning med dette oppsettet ville det vært nødvendig å bruke et utgående gir med like mange utvekslinger som testgiret. Da dette er variabelt ble alternativet forkastet.

Videre ble det undersøkt om magnetpulverbremser kunne være en aktuell løsning. Fordeler med en slik løsning ville vært gode reguleringsmuligheter og kompakt design.

Etter mye undersøkelser ble det konstatert at pulverbremser dessverre ikke ble aktuelt. Det var ikke mulig å oppdrive en type som hadde lavt nok tomgangsmoment, og samtidig var kapabel til å bremse de høyeste effektene. Tabellen under viser situasjonen, hvor Warner electric MPB240 hadde vært et alternativ i forhold til tomgangsmoment, men tilfredsstilte ikke effekt og momentkrav. Magneta -16 kunne vært brukt, men da ville det ikke vært mulig å teste giret ved 100W som er oppgitt i kravspesifikasjonen på grunn av høyt tomgangsmoment.

Tabell 5.7- Magnetpulverbremser

Type brems	Moment ved 38RPM	Moment ved 852RPM	Tomgangsmoment	Maks varmbortføring	Kildehenv.
Magnetpulver					
Magneta 14.1512 – 16	160Nm	160Nm	4,5Nm	400W	(11)
Magneta 14.1512 – 04	60Nm	60Nm	2Nm	220W	(11)
Warner Electric - MPB240	27,11Nm	27,11Nm	0,45Nm	200W	(12)

Tilfredsstillt krav – Tilfredsstillt ikke krav

Det kunne vært et alternativ å bruke et mindre bremsehjul for å redusere bremsemomentet. Med et bremsehjul på $d_{bremsehjul} = 112mm$ gir ligning (5.2.6) følgende:

$$M_{brems} = \frac{127,3Nm}{2 \cdot 0,272 \cdot \frac{600mm}{112mm}} = 43,7Nm$$

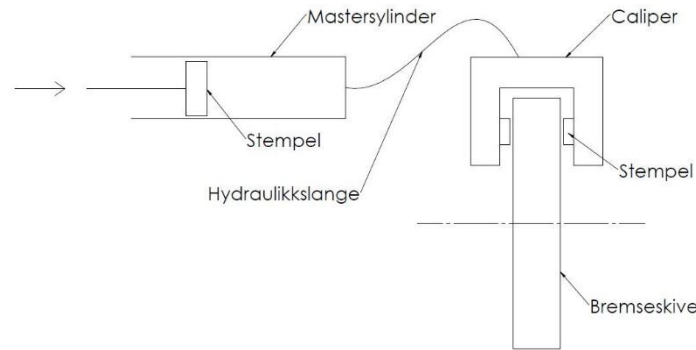
Med dette oppsettet hadde man kunne brukt Magneta 14.1512 – 04 og kjølevifte. Med et så lite bremsehjul ville maks friksjonsmoment blitt ca. 0,5Nm som igjen utelukker pulverbremser som alternativ.

Friksjonsbremser

Med friksjonsbremser menes det en innretning som utfører bremsearbeidet mekanisk ved hjelp av et element som er fast innspent og et roterende element. Enheten presses sammen, som vil skape friksjonskreftene som ønskes. I denne sammenheng er det skivebremser som er mest aktuell, hvor en caliper presser bremseklosser mot den roterende skiven.

Å benytte en bilbremser er kostnadseffektivt, samtidig som den tilfredsstillt ønskede bremsemomenter. Det kan også benyttes mye standardkomponenter, som senker kostnadene ytterligere. Dette alternativet ble derfor videre utredet, illustrert i Figur 5.6 – Skivebremser.

Man kan her se prinsippet for skivebremsens funksjon. En kraftkilde beveger stempelet i mastersylinderen. Dette skyver bremsevæsken i retning caliperens stempler som presser mot bremsekiven via bremseklossene. Man får da bygget opp ønsket bremsetrykk. Regulering av bremsetrykket blir styrt av påført kraft i mastersylinderens støtstang.



Figur 5.6 – Skivebrems – Valgt konsept.

Drift av mastersylinder

For å drive mastersylinderen ble det vurdert ulike løsninger. Alternativene ble vurdert opp mot følgende kriterier:

- Kostnad
- Kompleksitet
- Reguleringsmuligheter

Regulering av bremsetrykket bør ideelt sett være basert på påført kraft, og ikke posisjon. Med dette menes det at ønsket bremsetrykk bør komme fra en påsatt kraft, og ikke en bestemt bevegelse. Grunnen for dette er at det vil være svært vanskelig å kontrollere økning av bremsetrykk i forhold til bevegelse i mastersylinderen.

Eksempel:

Når bremseklossene allerede ligger inntil skiven vil man kunne få en ukontrollert stor økning i bremsekraft om masterstempelet beveges 1mm. Om det derimot er mulig å styre en økning av x antall Newton i masterens støtstang er det enkelt å beregne bremsekraftøkningen. En løsning på dette kan være å koble drivende enhet og mastersylinder gjennom en fjær. Da vil det være forlengelse av fjæren og derav resulterende fjærkraft som bestemmer pådraget i systemet. Dimensjonering av denne fjæren vil være rimelig simpel da det likevel vil beregnes støtkraft i mastersylinderen og bevegelse i lineæraktuator.

Tabell 5.8 - Konseptalternativer - drift av mastersylinder (fortsettes)

Konsept	Virkemåte	Fordeler	Ulemper
Pneumatisk sylinder	Luftsylinder driver mastersylinder. Kraft reguleres med styrt ventil på inngående luft	- Påført luftmengde vil gi en bestemt kraft, og ikke en bestemt bevegelse	- Luftsystemer kan være vanskelig å styre nøyaktig. - Høy pris på nøyaktig el-ventil

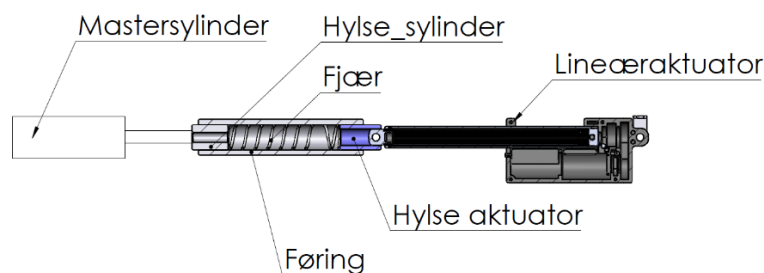
		- Lav pris på luftsylander	- Inngående luftmengde vil være tidsbestemt og ikke trykkbestemt. Dette kan være vanskelig å styre nøyaktig.
Elektrisk lineæraktuator	Aktuator driver mastersylinder enten via vektarm eller direkte (in-line). Kobles gjennom en fjær for å konvertere bestemt bevegelse til ønsket påført kraft	- Gode reguleringsmuligheter. - Tilsynelatende enkelt å koble opp mot resten av systemet.	- Inkluderer fjær som ekstra element. Både ved montering og beregning.
Lodd	Lodd med regulerbar vekt (manuelt) drar i mastersylinderens støtstang.	Kostnadseffektiv løsning	Dårlige reguleringsmuligheter. Ikke muligheter for datastyring.

Det ble valgt å gå videre med elektrisk lineæraktuator da alle elementer ved systemet var kjent og det ble sett på som en løsning med lav risiko for dårlig funksjonalitet. Kombinert med gode styringsmuligheter og oppkobling mot LabView gjorde alternativet attraktivt.

Bremsesystemet besto altså av en skivebremse som skal kunne styres av en lineæraktuator. Denne ble drevet av en mastersylinder som bygget opp bremsetrykket. Bremsetrykket ville deretter virke på caliperen, som omsette det hydrauliske trykket fra stemplene via bremseklosser til bremsekiven. Videre måtte det bestemmes hvordan lineæraktuatoren skulle kobles til mastersylinderen.

Drift av mastersylinder - konseptalternativ 1

Her ville det utnyttes skyvekraft fra aktuator til mastersylinder via en kompresjonsfjær. Kraften fra aktuatoren ville blitt overført til fjæren via en hylse og videre til mastersylinderen gjennom nok en hylse. Fjæren med hylser ville vært opplagret i en føring for å opprettholde stabilitet. Figur 5.7- Drift mastersylinder, konsept 1, illustrerer oppsettet. Alternativet ble forkastet på grunn av produksjon av føringer og hylse med festeanordning.

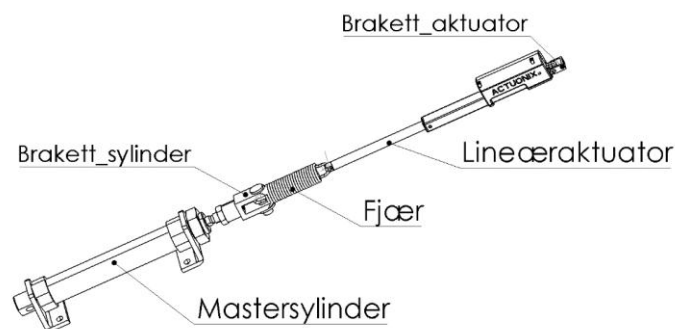


Figur 5.7- Drift mastersylinder,

Drift av mastersylinder, konsept 2

Dette konseptet ble utviklet for å lage et design med færre tilpassede deler. For å oppnå dette ble aktuatoren heller brukt for å dra i mastersylinderens støtstang, i motsetning til å skyve. Dette muliggjorde bruk av en strekkfjær som ikke trengte føring eller tilkoblingshylser. Det ble også enklere å konstruere opplagring for lineæraktuatoren, da den kun ville utsettes for strekk. Det ble derfor tilstrekkelig å kun feste den i en ende. Alle deler i dette konseptet er standardkomponenter.

På grunn av at aktuatoren ville dra i støtstangen ville arbeidsvolumet til sylinderen være på samme side av stempelet som støtstangen. Av denne grunn måtte det brukes en dobbeltvirkende sylinder for å kunne koble til bremseslangen på riktig side av stempelet. Motsatt side ble frikoblet ved å fjerne denne nippelen.



Figur 5.8 - Drift mastersylinder, konsept 2

Opplagring av brems

Etter å ha bestemt at det skulle brukes en skivebremse, styrt av en lineæraktuator var det klart for å designe bremsens oppheng og måleapparat, heretter referert til som bremseapparat. Bremseapparatet inkluderer løpehjul for reim, strammemekanisme for reim, drivhjul for brems, oppheng for selve bremsen og innretning for måleutstyr.

Tabell 5.9 - Konstruksjonskrav bremseapparat (fortsettes)

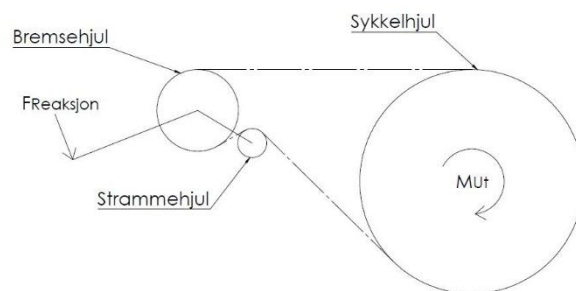
Konstruksjonskrav	Forklaring
Måling skal ta opp tap i alle roterende lagre og reimdeformasjon i bremseapparatet.	Dette kan løses ved at all friksjon har reaksjon i utgående lastcelle.
Stiksjon i opplagring	Opplagringen til rotasjonsakslingen til apparatet vil ha noe stiksjon i lagrene. Denne bør ikke bidra som feilkilde.
Opplagring for caliper.	Anordning for feste til caliper.
Opplagring og design av løpehjul.	Løpehjul er mulig en standardkomponent. Aksling og opplagring skal konstrueres.
Opplagring for bremsehjul.	Standardkomponent. Aksling og opplagring konstrueres.
Opplagring for bremseskive.	I kombinasjon med bremsehjulets opplagring.

Anordning for reimstrammer.	Undersøk standardkomponenter. Tilpasses for festeanordning.
Opplagring for hele bremseapparatet.	Dette må opplagres på en slik måte at det enkelt kan måles reaksjonskrefter for utgående effekt.
Geometri	Reimen må angripe bremseapparatet i 90° på aksene som trekkes fra apparatets opplagringsakse til reimens angrepspunkt. Dette er for å unngå dekomponering av remstrekke som virker på bremseapparatet.

Det ble først tatt i betraktning å konstruere et apparat som ville ta forhold til reimvinkler, plassering av reimhjulene, reaksjonsarm og strammemekanisme. Følgende vises de ulike alternativene som ble vurdert.

Konsept 1 – apparat med et reimhjul og tilhørende strammehjul.

Figur 5.9 viser første utkast til montering av brems. Her ville reimen gått om strammehjul og direkte til bremsehjulet. Begge enheter ville vært plassert på samme brakett som igjen ville vært fritt opplagret mot rotasjon og holdt igjen av utgående lastcelle.

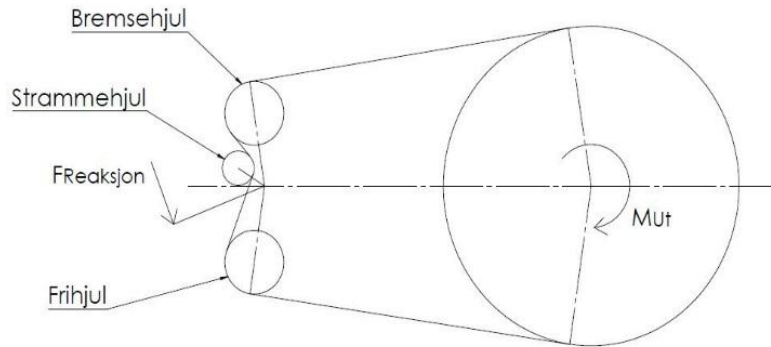


Figur 5.9 - Konseptalternativ 1- opplagring av brems

Da strammehjulet vil bevege seg vil inngrepsvinkelen til reimen være ukjent. Konseptet ble derfor forkastet.

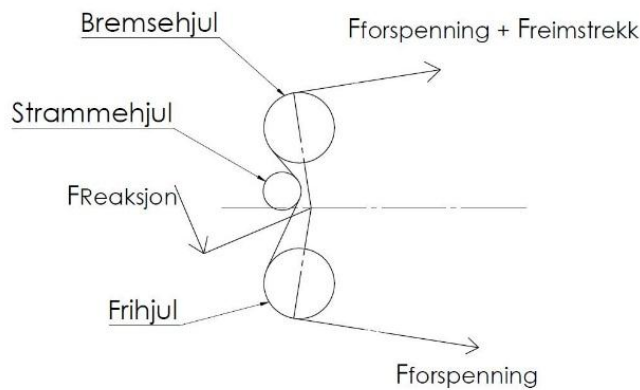
Konsept 2 – apparat med symmetrisk reiminngrep

Dette konseptet ble utviklet for å ha kontroll på inngående og utgående reimkrefter. Hensikten med designet var at reimen angriper vinkelrett på rotasjonspunktet til apparatet. Alt reimen foretar seg mellom inngang og utgang vil derfor kun resultere i indre krefter i apparat, og vil ikke sees fra utsiden. Det vil si at strammehjulets bremseeffekt og friksjon i lagre vil alt virke som en del av bremsen og bidrar til høyere reimstekk. Alle kreftene vil til slutt sees av lastcellen som måler $F_{reaksjon}$. Det presiseres at denne leser totalt reimstrekke med effektiv radius fra reiminngrep og utgang ved bremseapparatet. Om man da kjenner effektiv radius til reimens angrepspunkt og lengden av reaksjonsarmen vil man enkelt kunne beregne reimstrekke. Når reimstrekke er kjent vil man videre kunne beregne utgående effekt ved å måle sykkelhjulets turtall i kombinasjon med reimstrekke.

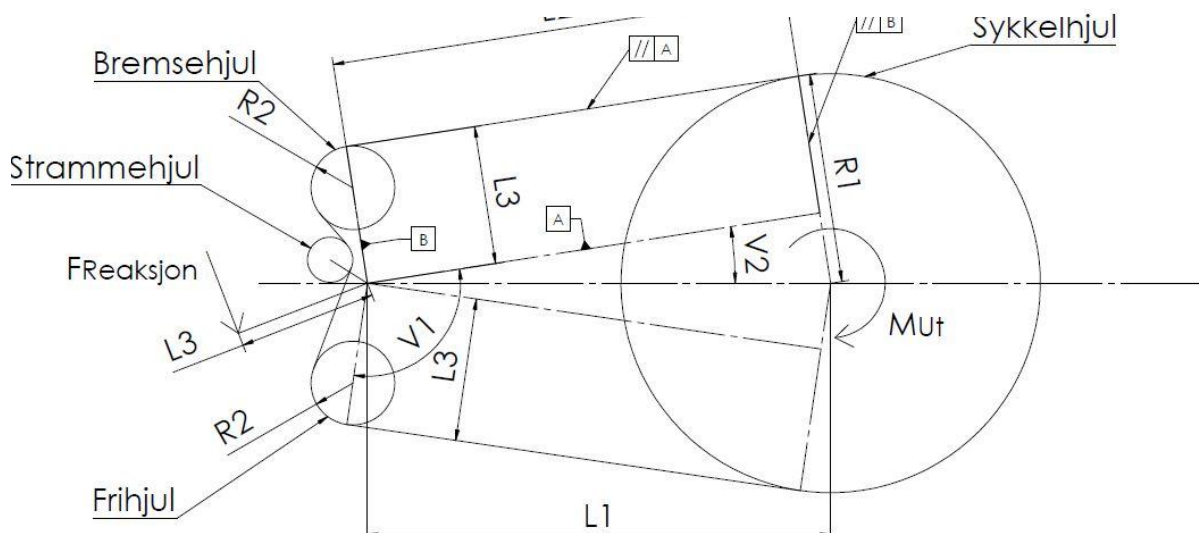


Figur 5.10 Bremseapparat med symmetrisk reiminnngrep

Av figuren nedenfor er det illustrert hvilke ytre krefter bremseapparatet vil utsettes for. Det kan sees at det kun er inngående og utgående del av reimen som vil påvirke lastcellen. Forspenningen virker i begge retninger, og bidrar ikke til lastcellens reaksjon.



Figur 5.11 - Bremseapparat konsept 2 - Ytre krefter



Figur 5.12 - Konstruksjon av konseptalternativ 2

For å kunne tegne denne løsningen var det nødvendig å kjenne vinkel V_1 på Figur 5.12. Dette gav følgende beregning. Lokale verdier i denne beregninger er ikke inkludert i symbolisten.

$$\begin{aligned}
 R_1 &= R_{\text{sykkelhjul}} = 300\text{mm} \text{ (Sykkelhjul radius)} \\
 R_2 &= R_{\text{bremsehjul}} = 112\text{mm} \text{ (Satt verdi)} \\
 L_1 &= L_{\text{akselavstand}} = 600\text{mm} \text{ (Satt verdi)} \\
 L_2 &= \text{Ukjent} \\
 L_3 &= 250 \text{ (Satt verdi)} \\
 V_1 &= \text{Ukjent} \\
 V_2 &= \text{Ukjent}
 \end{aligned}$$

NB, se parallellitet på Figur 5.12 - Konstruksjon av konseptalternativ 2.

Finner L_2 for å beregne vinkel V_2 :

Pytagoras ligning:

$$k^2 + k^2 = h^2 \quad (5.2.7) \quad (13)$$

$$L_2 = \sqrt{L_1^2 - (R_1 - L_3)^2}$$

$$L_2 = \sqrt{600^2 - (300 - 250)^2} = 597,91\text{mm}$$

Vinkel V_2 :

$$V_2 = \cos^{-1}\left(\frac{L_2}{L_1}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{597,91\text{mm}}{600\text{mm}}\right) = 4,78^\circ$$

Vinkel V_1 :

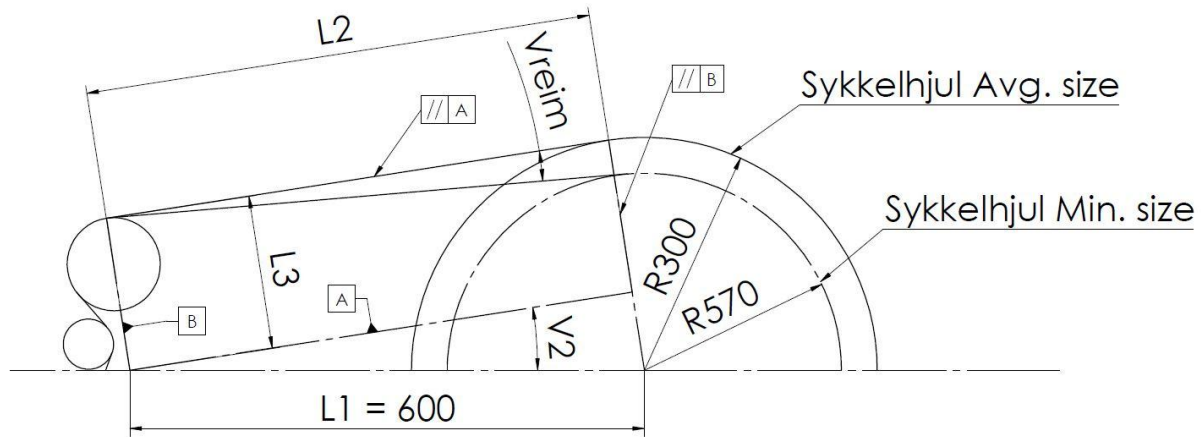
$$V_1 = 90^\circ + V_2 = 90^\circ + 4,78^\circ = 94,78^\circ$$

Variasjon i sykkelhjulstørrelse

Det ble undersøkt om variasjoner i sykkelhjulstørrelse ville ha betydelig innvirkning på målingene. Endring av denne størrelse vil medføre en liten vinkelendring i reiminngrepet. Da er ikke oppgitt parallellitet i Figur 5.12 - Konstruksjon av konseptalternativ 2 oppfylt. Følgende beregning ble utført:

Tabell 5.10 – Krav til hjulstørrelser

Minste hjulstørrelse	Største hjulstørrelse
570mm	630mm



Figur 5.13- Ulike hjulstørrelser

Ønsker å finne vinkelendring i reiminngrep:

Finner V_{reim} ved 570mm:

$$V_{reim} = \tan^{-1}\left(\frac{Sykkelhjul_{Avgsize} - Sykkelhjul_{minsize}}{2 \cdot L_2}\right)$$

$$V_{reim} = \tan^{-1}\left(\frac{600mm - 570mm}{2 \cdot 597,91mm}\right) = 1,437^\circ$$

Dekomponerer reimstrekket med enhetsregning ($F_{drift} = 1$):

$$F_{reimeff} = F_{drift} \cdot \cos(V_{reim})$$

$$F_{reimeff} = 1 \cdot \cos(1,437^\circ) = 0,99968$$

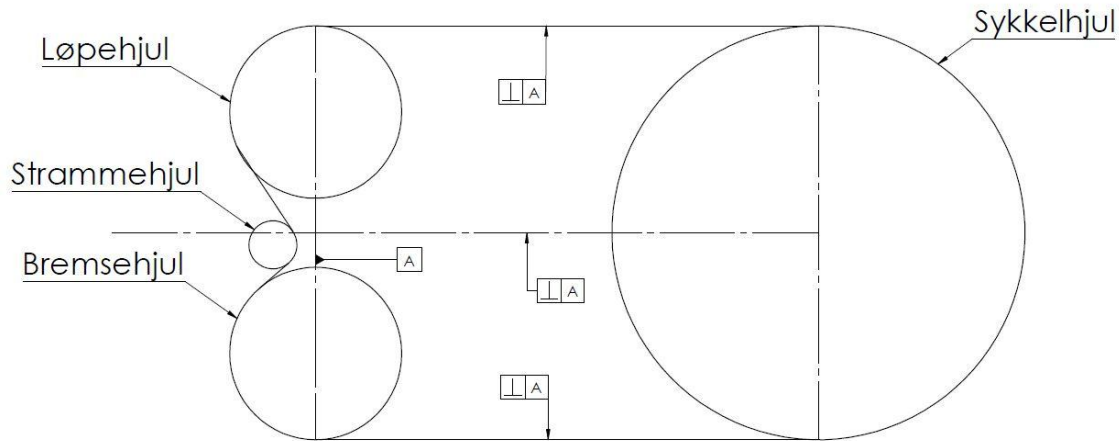
Som tilsvarer en feilkilde på $100\% - \frac{0,99968}{1} \cdot 100\% = 0,032\%$ som er neglisjerbart.

Feilmarginen vil bli tilsvarende, men motsatt om man øker hjuldiameteren med 30mm.

Dette konseptet ble utredet videre da det hittil tilfredsstilte alle krav. Neste steg i prosessen ble å undersøke om dette konseptet kunne kombineres med innfestning for skivebremse og strammehjul.

Da det under konstruksjonen av bremsen ble bestemt å bruke en større diameter på bremsehjulet ($D_{bremsehjul} = 250mm$) ble det også bestemt at bremseapparatet lages med effektiv radius (reiminngrep til senter) lik som $Sykkelhjul_{avgsize}$ radius. Dette gav to fordeler:

- Da ville reiminngrepet være uavhengig av akselavstand mellom sykkelhjul og bremseapparat.
- Det trengtes ikke å beregne vinkel V_2 under konstruksjonen av apparat da reimen uansett vil angripe vinkelrett på opplagringspunktet. Feilkilden fra ulike størrelser på sykkelhjulet vil være likt som i foregående eksempel og er derfor neglisjerbar.



Figur 5.14- Bremsesystem med parallell remlinje

Figur 5.14 viser valgt konsept for bremsesystem.

5.2.3 Rammekonstruksjon

Testriggens rammekonstruksjon vil konstrueres for å oppfylle kravspesifikasjonen, krav til festeanordninger, ergonomi for operatør og designmessige hensyn for riggens funksjonalitet. Nødvendige krav er listet i tabellene under.

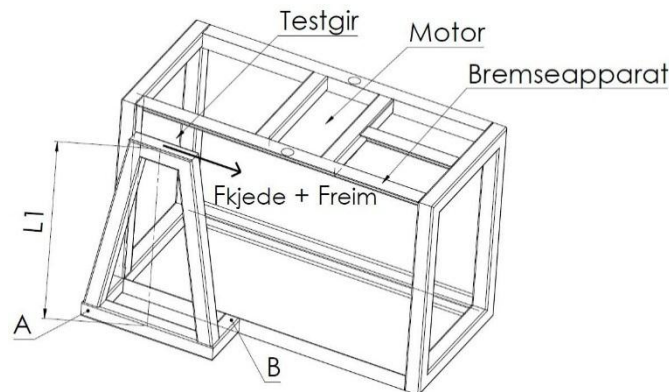
Tabell 5.11 - Kravspesifikasjoner rammekonstruksjon

Krav	Verdi/spesifikasjon
Arbeidshøyde	800-900mm
Mobilitet	Skal kunne fraktes med pallejekk eller fastmonterte hjul/evt. løftehåndtak.
Ergonomi og bruk	Designet av rammen vil påvirke riggens brukervennlighet. Det skal være mulig å ta av og på både reim og kjede uten å løsne fastmonterte akslinger. Dette er for brukervennlighet, men også for å unngå å måtte kalibrere riggen på nytt (posisjon av lastceller etc.).
Festeanordninger	Må ha festeanordning for inngående kraftkilde, testgir, brems og tilhørende måleutstyr.
Styrke	Må tåle belastning fra kjedestrek (motor-testgir), Reimstrek (testgir – brems), påkjenninger fra reaksjonsarmer, vekt fra alt påmontert utstyr.
Stivhet	Rammen skal ikke deformere seg i den grad at det påvirker målingene.
Stabilitet	Rammen må være dimensjonert for å forhindre vibrasjoner. Gummibelagte maskinføtter skal monteres. Hardware komponenter må ikke utsettes for store vibrasjoner.
Kostnad	Av kostnadmessige hensyn skal sveisearbeidet utføres av studenten, og bør derfor ikke være av høy vanskelighetsgrad.

Det ble utarbeidet to alternative konsepter for rammekonstruksjonen, med betingelse om at det skulle være mulig å ta av og på drivreim uten å løsne faste akslinger.

Konseptalternativ 1

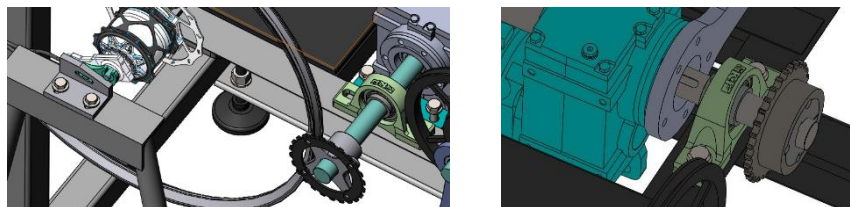
Det første konseptet ble i lang tid sett på som tilfredsstillende, men ved ettertanke ble det sett at designet skapte en ugunstig vektarm til sin egen opplagring. Det kan sees av Figur 5.15 - Konseptalternativ 1 - rammekonstruksjon. $F_{kjede} + F_{reim}$ at dette designet ville fått en relativt lang vektarm ($L1$) ned til sin egen opplagring. Dette ville skape et unødvendig høyt moment i knutepunktene A og B. Problemet kunne blitt spesielt stort i knutepunkt B, da dette er innfestet i et vinkelprofil med manglene stivhet mot rotasjon.



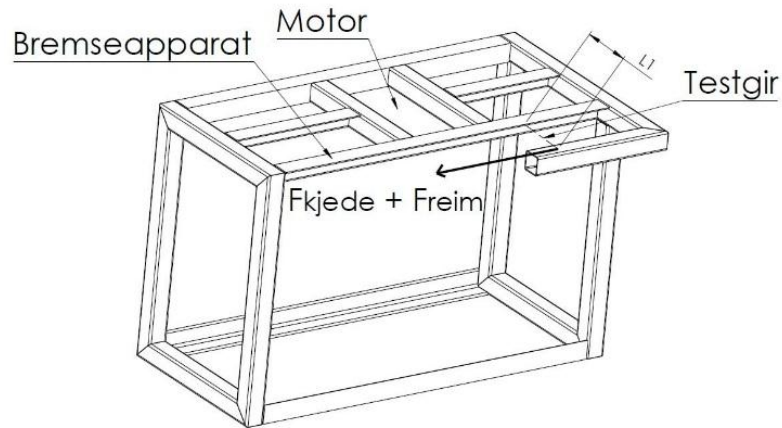
Figur 5.15 - Konseptalternativ 1 - rammekonstruksjon

Konseptalternativ 2

Figur 5.17 viser konseptalternativ 2. Ved å fjerne den kritiske delen av konstruksjonen og heller legge til et bjelkeelement i kraftens retning oppnådde man en mye stivere ramme. I dette tilfelle blir effektiv vektarm ($L1$) betraktelig kortere, som sørger for mye lavere reaksjonskrefter. Videre utbedring av designet vil bli fremlagt under konstruksjonsprosessen. En annen viktig forbedring som ble gjort var å speilvende rammen. Dette ble gjort for å plassere testgirets drev inn mot motoren (inn i arket sett på tegningen). Dette var for å flytte kjedelinjen fra motor til testgir inn mot rammekonstruksjonen for å kunne minske motorakslingens reaksjonskrefter. Se Figur 5.16. Det var også gunstig at testgirets drev ble plassert inn mot rammekonstruksjonen for å unngå deformasjon i innfestning av dette.



Figur 5.16- Motoraksling før og etter utbedring av kjedelinje



Figur 5.17 - Konseptalternativ 2 - rammekonstruksjon

Konseptalternativ 2 ble valgt med grunnlag i enklere og bedre konstruksjon.

5.3 Vurdering av feilkilder

Under konseptutredningen ble det redegjort for en del feilkilder. I dette delkapittelet vil det diskuteres hvordan disse kan behandles og hvilken størrelsesorden de ulike tapene er av.

Tabell 5.12 - Vurdering av feilkilder (fortsetter)

Feilkilde	Begrunnelse	Løsning/Utbedring	Kalibrering	Størrelsesorden
Lagertap motor-aksling	Motorakslings lagertap kunne ikke skilles fra testgirets tap. Dette bidrog til å senke målt virkningsgrad.	Det ble fjernet pakninger og fett fra respektive lagre. Fettet ble erstattet med tynn olje. Utbedringen kunne kjennes markant med håndkraft.	Kan kalibreres vekk ved gjennomkjøring av singel speed hjul.	
Ukjent angrepspunkt for kjededrift.	Klatring på tenner fører til variasjon i effektiv delesirkel.	Håndberegning av gjennomsnittlig delesirkel.	Det kunne vært målt turtall ved aktuelle akslinger for beregning av utveksling. Ikke gjennomførbart da det ikke var tilgang på godt nok måleutstyr.	Se delkapittel 2.6.

Tap i kjededrift	Deformasjon og strekk i kjede. Friksjon mot tannhjul.		Kan kalibreres ved singel speed hjul, men vil være lastavhengig.	Usikkert.
Friksjon og deformasjon i reimdrift	Forklart i delkapittel 5.2.1	Kan ikke endres ved dette designet.	Kan kalibreres ved singel speed hjul, men vil være lastavhengig.	Usikkert
Feilmargin i måleutstyr	Usikkerhet i måleutstyr.	Størrelsesorden vil være oppgitt av fabrikant.	Kan inkluderes i dataprogram.	Variabelt i de ulike komponentene.
Forstyrrelser i målesignaler	- Vibrasjoner fra drivverk. - Elektriske forstyrrelser	Bruke equalizing funksjon i LabView.		Ukjent.

6 Element og løsningsvalg

Dette kapittelet vil omhandle valgte løsninger og beregning og konstruksjon av disse. Det vil også fremskaffes standardkomponenter og tilpasning av disse.

Det vil utføres grunnleggende beregninger som er nødvendig for å kunne designe testriggen og dens komponenter. Underkapitlene er delt inn etter samme system som i kapittel 5.2 Konseptalternativer.

6.1 Motor og drivverk

Delkapittelet inkluderer utvelgelse av motor og konstruksjon av kjededrift, reimdrift og innfestning av testgir.

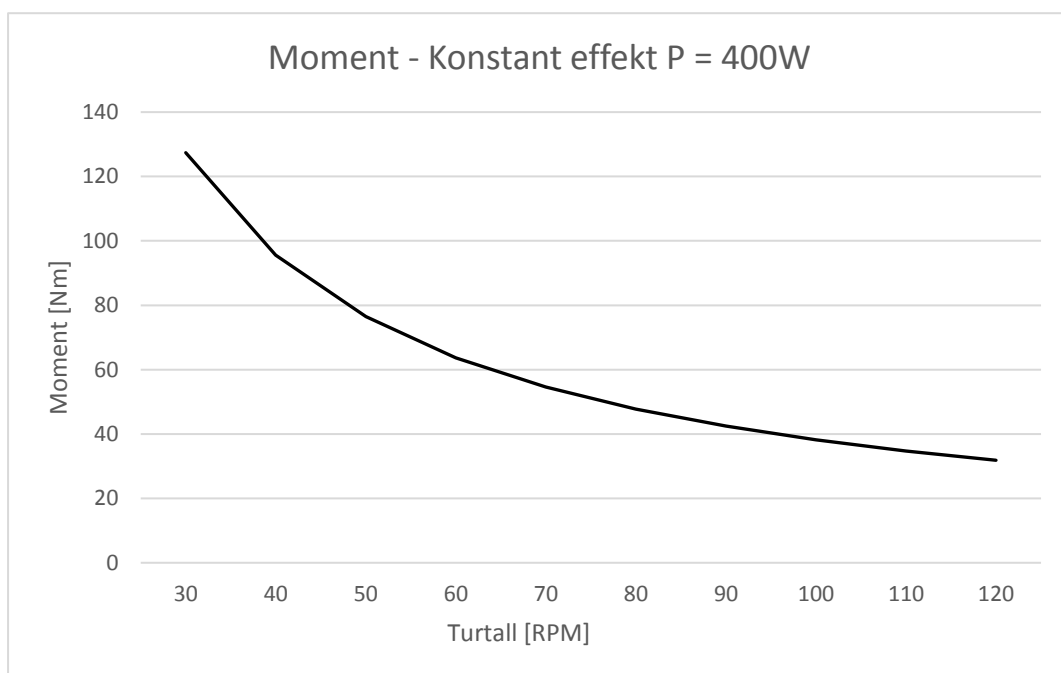
6.1.1 Motor

Bedriften ønsker å kunne teste gir i turtallsområde 30 – 120RPM, med en maksimal effekt på 400W. For å bestemme motormodell er det gjort følgende beregninger:

$$P = \frac{n \cdot M \cdot \pi}{30} \quad (6.1.1) (14)$$

$$M = \frac{P \cdot 30}{n \cdot \pi}$$

Grafen nedenfor viser ønsket kapasitet til motoren med moment som funksjon av turtall ved en gitt konstant effekt på 400W.



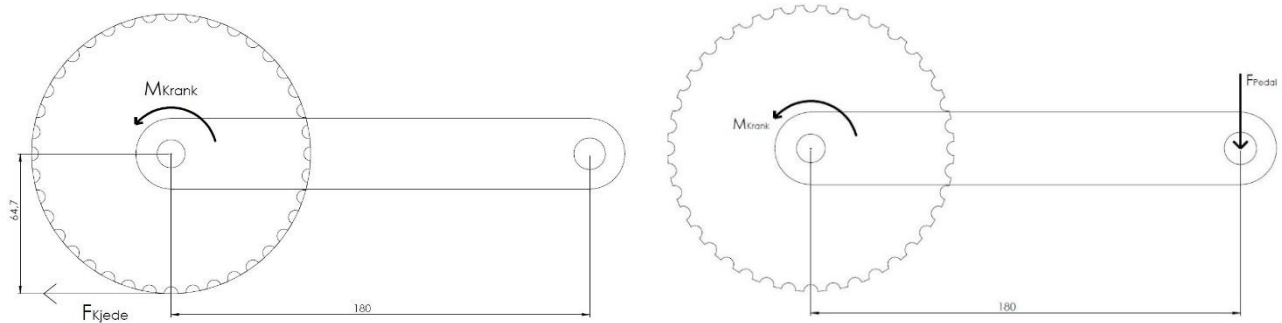
Figur 6.1 - Momentdiagram motor

Ved et turtall 30 RPM vil momentet være 127,4 Nm. Dette tilsvarer en pedalkraft på:

$$L_{krankarm} = 180\text{mm}$$

$$F_{Pedal} = \frac{M_{Krank}}{L_{krankarm}} = \frac{127,4\text{Nm}}{0,180\text{m}} = 707,77\text{N}$$

Til sammenligning vil dette være ekvivalent med at en person på ca. 70 kg står med hele sin vekt på pedalen, når krankarmen står i vannrett posisjon.



Tabellen under viser oppsummering av ønskede egenskaper til motor fra Figur 6.1.

Tabell 6.1 - Kjedestrek

Egenskap	Moment – Arbeidsområde	Turtall – Arbeidsområde	Turtallsstyring
Verdi	31,85Nm – 127,4Nm	30RPM – 120RPM	Girkasse + frekvensomformer

Etter samarbeid med Nord Drive Lines ble det bestemt å bruke motor med gir av type: SK0282.1AXZ-80LP/4 TF, med frekvensomformer for justering av turtall. Denne motoren vil kunne ligge over ønskede kvalifikasjoner i hele turtallsregisteret. Se vedlegg 3.5 for utfyllende informasjon om denne.

6.1.2 Kjede og reimdrift

Det er ønskelig å kjenne både remstrekket og kjedestrekket. Dette er for å kunne beregne reimen og påkjenningen i rammekonstruksjonen.

Maks kjedestrek vil være:

$$F_{kjede} = \frac{M_{motor}}{R_{drev,motor}} = \frac{127,4\text{Nm}}{0,0647\text{m}} = 1969,1\text{N}$$

6.1.3 Beregning av omhylningsvinkel og Eytelweins ligning

Beregning av reimdrift rundt sykkelhjulet ble utført med teori fra flatreim drift. Dette ble gjort for å kompensere for manglende profil i reimens bane. I denne beregningen er det sykkelhjulet som vil være driven part av kraftoverføringen, mens bremsehjulet blir drevet.

F_{drift} er kraften som utfører kraftoverføringen i systemet:

$$F_{drift} = \frac{P}{v_1} \quad (6.1.2) \quad (15)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60} \quad (6.1.3) \quad (15)$$

$$n_1 = n_{sykkelhjul} = n_{motor} \cdot i_{motor-testgir} \cdot i_{testgir,1gir}$$

$$n_1 = 30RPM \cdot 2 \cdot 0,272 = 16,32RPM$$

$$F_{drift} = \frac{P \cdot 60}{\pi \cdot d \cdot n_1} = \frac{400W \cdot 60}{\pi \cdot 0,6m \cdot 16,32RPM} = 780,17N$$

$$F_{drift} = F_1 - F_2 \quad (6.1.4) \quad (15)$$

Hvor F_2 er reimens forspenning og F_1 er totalt reimstrekk.

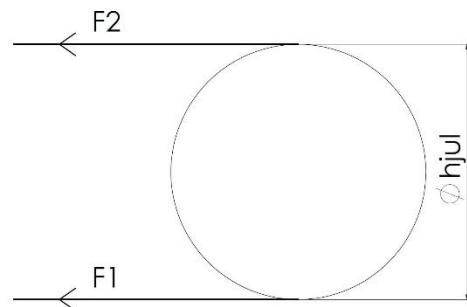
$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \quad (6.1.5) \quad (15)$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{0,5 \cdot \pi} = F_2 \cdot 4,81$$

$$F_{drift} = 4,81F_2 - F_2$$

$$F_2 = \frac{F}{3,81} = \frac{780,17N}{3,81} = 204,77N$$

$$F_1 = 4,81 \cdot F_2 = 4,81 \cdot 204,77 = 984,95N$$



Figur 6.2 - Reimstrekk sykkelhjul

Bidraget for kun drift av lasten blir:

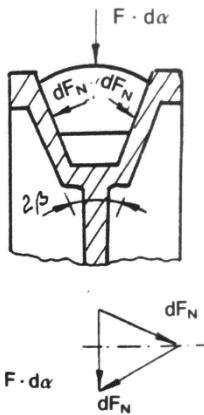
$$F_{drift} = F_1 - F_2 = 984,95N - 204,77N = 780,18N$$

Utrekningen gir følgende:

Påkrevd forspenning av reim: $F_{forpenning} = 204,77N$

Totalt reimstrekk: $F_{reim} = F_1 = 984,95N$

Det ble også undersøkt hvor mye krefter bremsehjulet var kapabelt til å overføre. Det ble brukt et kilereimshjul med 38° vinkel mellom sideflatene til sporet. Ved beregning av lastoverføringsevnen til dette hjulet måtte det medregnes effekten av kilesporet. Situasjonen er illustrert i Figur 6.3 - Dekomponering av normalkraft - kilereimshjul.



Figur 6.3 -
Dekomponering av
normalkraft -
kilereimshjul

$$dF_n = \frac{F \cdot d\alpha}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}, \beta = \text{kilevinkel} \quad (6.1.7) (15)$$

Friksjonskraften blir:

$$dF_w = \mu \cdot 2 \cdot dF_n = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} \cdot F d\alpha \quad (6.1.6) (15)$$

Med dette kan man uttrykke kilereimens effektive friksjonstall med:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}$$

$$\mu' = \frac{0,5}{\sin\left(\frac{38^\circ}{2}\right)} = 1,535$$

Målt fra SolidWorks er minste omslutningsvinkel ca. 100° . Dette gir:

$$\alpha_{bremms} = \frac{100}{180} \cdot \pi = 1,745 \text{ rad}$$

$$F_2 = 204,77 \text{ N}$$

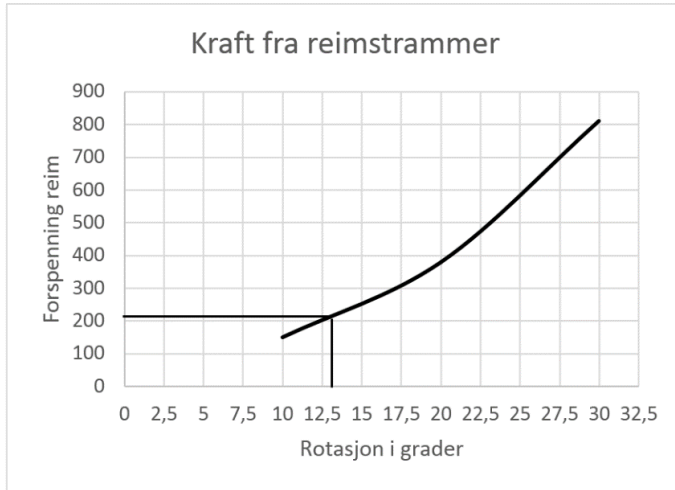
$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu' \cdot \alpha}$$

$$F_1 = 204,77 \text{ N} \cdot e^{1,535 \cdot 1,745 \text{ rad}} = 2982,33 \text{ N}$$

Med dette ser man at kapasiteten til bremsehjulet er langt større en sykkelhjulet. Sykkelhjulet blir derfor dimensjonerende for reimdriften i forhold til maks overførbart moment og påkrevd forspenning.

6.1.4 Beregning av strammehjul – forspenning

Strammehjulet sørget for riktig forspenning av reimen. Dette ble beregnet fra produktets datablad, Rosta tensioner devices (16). For å beregne innstillingen ble det laget et diagram (Figur 6.5) for å beregne nødvendig rotasjon, da databladet kun viste info for hver 10° .



Tensioning force F

The tensioning force can be continuously adjusted. The max. pre-tensioning angle is +30° out of neutral position. Tensioning force table for types SE/SE-G/SE-R/SE-F/SE-I by using **hole-position "normal"** for sprocket-, rider- and roller fixation.

Size SE	Pre-tension < 10°		Pre-tension < 20°		Pre-tension < 30°	
	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]
11	15	14	40	27	80	40
15	25	17	65	34	135	50
18	75	17	185	34	350	50
27	150	23	380	44	810	65
38	280	30	720	60	1500	88
45	520	39	1350	77	2650	113
50	740	43	2150	86	4200	125

SE-I 40: same tensioning force like SE 38.

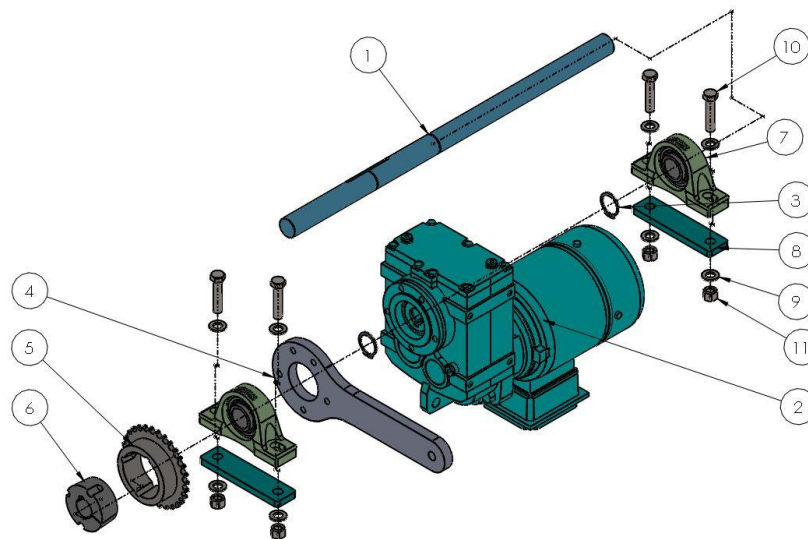
SE-W: 40% lower tensioning force than standard versions (Rubmix 40 inserts).

Figur 6.5 - Utdrag datablad reimstrammer (16)

Figur 6.5- Innstilling reimstrammer

6.1.5 Motor med opplagring og inngående kraftoverføring

Motoren med gir ble fritt opplagret for rotasjon om motorakslingen (part 1) og holdt igjen av inngående reaksjonsarm (part 4). Reaksjonsarmen var fastmontert på inngående lastcelle som avleste reaksjonskraften. Momentoverføringen skjedde fra motor via kile i kilespor til motorakslingen og videre derfra til drivverket.



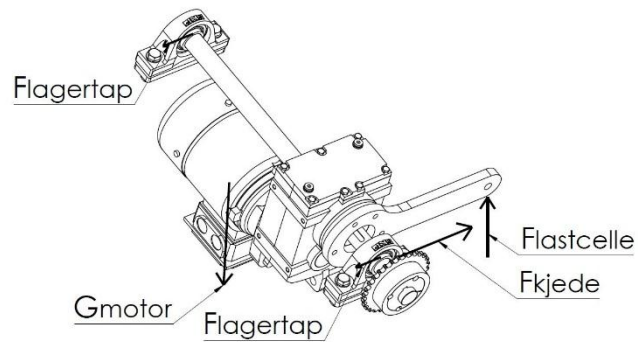
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	M01	Aksling Motor	1
2	M02	Motor - 3D_SK0282.1AXZ-80LP4TF	1
3	M03	Seegering - Wiberger-sga_30	2
4	M04	Reaksjonsarm Inn	1
5	M05	Tannhjul Motor	1
6	M06	Boss Tannhjul - Motor - 62250530	1
7	M07	Lagerhus 30mm - SY 30 TF	2
8	M08	Brakett Lagerhus	2
9	M09	Washer DIN 125 - B 13	8
10	M10	DIN EN 24015 - M12 x 55 x 30-N	4
11	M11	Hexagon Nut ISO 4034 - M12 - N	4

Figur 6.6 - Motor med opplagring og inngående kraftoverføring

Da motor og gir var en enhet som ble koblet mot lastcellen ville ikke denne lese tapet som oppsto i motorgiret. Dette kommer av at man kun målte reaksjonen til drivkraftkilden, og ikke effekten man puttet inn. Dette vil være enklere å se for seg om man ser på problemet i et litt

større perspektiv. Ytre krefter som påvirker motor med tilhørende gir vil være: kjedestrekking, lastcellens reaksjonskraft og motstand i opplagringen som vist i Figur 6.7. Om man skal oppnå steady-state er disse nødt for å utligne hverandre. Med andre ord vil man ikke inkludere tap i motorens girkasse ved denne målingen. Lagertapene og tap rundt drev vil derimot inkluderes, som er gjort rede for i Tabell 5.12 - Vurdering av feilkilder.

Et annet argument for at motorens girkassetap ikke leses av lastcellen kan gis av følgende eksempel: om motor med girkasse plasseres fritt i rommet vil det ikke kreve noen reaksjonskrefter for å holde systemet i ro når motoren går med konstant turtall. Det vil si at det ikke kreves ytre krefter for å kompensere for tapet i dette giret.

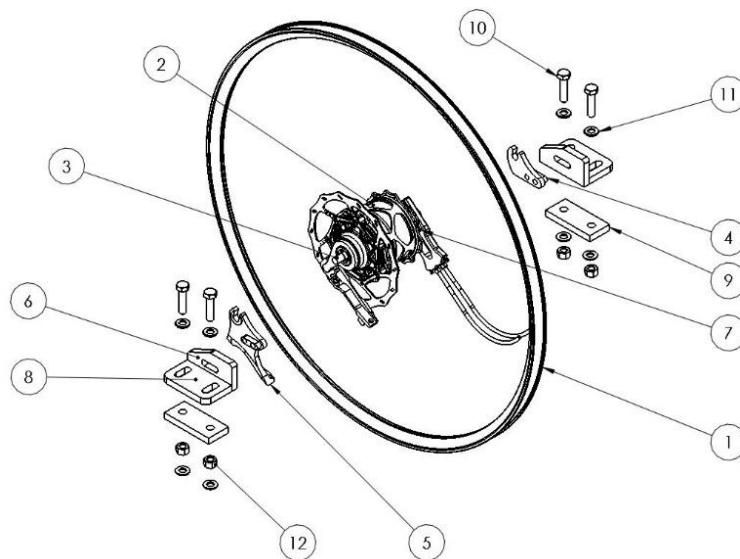


Figur 6.7 - Ytre krefter motorsammenstilling

Det ble ikke utført beregninger for motorakselen grunnet tidsmangel. Det ble derimot beregnet deformasjoner og spenninger i akselen til bremseapparatet (ref. delkapittel 6.2.7) Denne er av samme dimensjon, og vil utsettes for høyere statisk belastning på grunn av testgirets utveksling. Dette gir grunn til å argumentere for at motorakselen også vil tåle påkjenningene. Det kunne likevel vært gjort dynamiske beregninger for denne.

6.1.6 Innfestning av testgir

Innfestning av testgiret ble gjort ved hjelp av standard maskinelementer for sykkelramme (part 4 og part 5). For å kunne stille inn testriggeren for ulike girtyper ble det konstruert braketter (part 6 og part 8) for å feste dem i rammekonstruksjonen. Brakettene ble utformet for å passe til rammeelementene der hvor de vanligvis er festet i sykkelrammen. Det ble også lagt inn avlange skruehull for sidelengs justering.

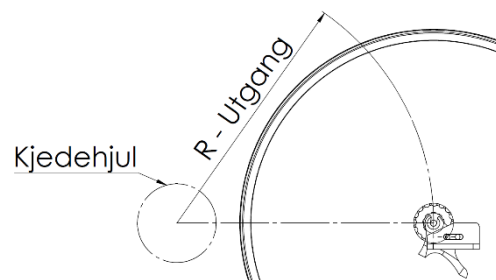


Figur 6.8 - Innfestning av testgir - Eksplodert visning

ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	T01	Sykkelhjul	1
2	T02	Testgir	1
3	T03	Aksling sykkelhjul	1
4	T04	Dropout Høyre	1
5	T05	Dropout Venstre	1
6	T06	Brakett Dropoutm Vertikal	2
7	T07	Sykkeldrev	1
8	T08	Brakett Dropout Horisontal	2
9	T09	Brakett Sykkelhjul Opplagring	2
10	T10	DIN EN 24015 - M10 x 40 x 26-N	4
11	T11	Washer DIN 125 - B 10.5	8
12	T12	Hexagon Nut ISO 4034 - M10 - N	4

Figur 6.9 - Innfestning testgir - Deleliste

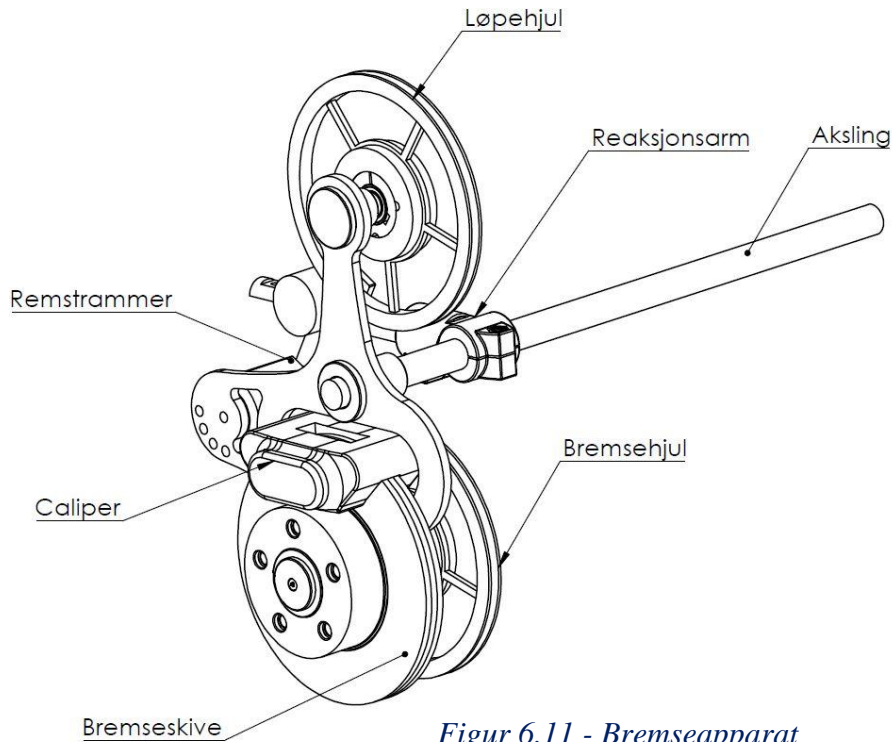
For å gjøre det mulig å skifte testgir uten å måtte dele kjedet ble brakettene plassert i en slik vinkel at testgiret kan følge kjedets radius rundt motorens kjedehjul. Dette er for å unngå at operatør løsner lagerbukkene til motorakslingen, som ville ødelagt kalibreringen av inngående lastcelle. Figur 6.10 - Utgang testgir illustrerer situasjonen.



Figur 6.10 - Utgang testgir

6.2 Bremsesapparat

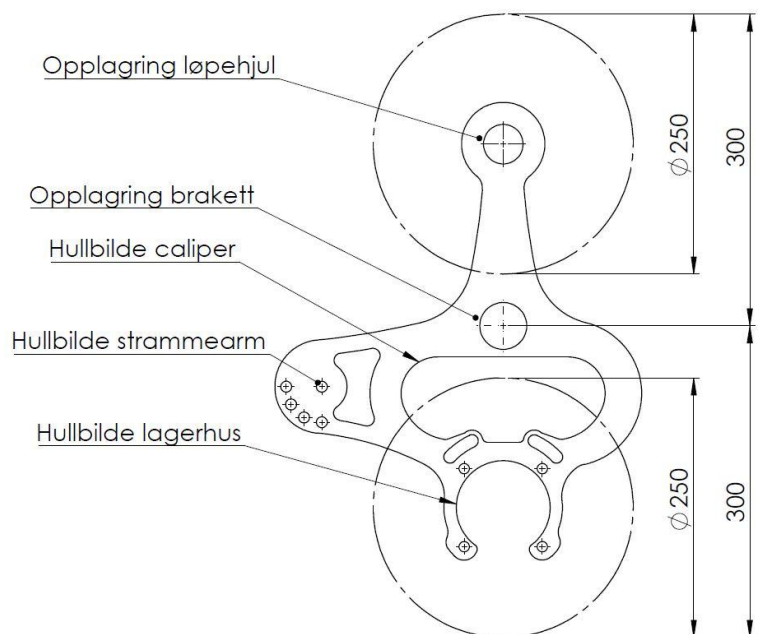
Konseptet for bremsesapparatet er her tatt videre og utformet etter bestemte krav og geometriske betingelser fra forrige kapittel. Figur 6.11 - Bremsesapparat, viser delsammenstilling av ferdig konstruksjon av apparatet. De ulike delene og sammenstillingene vil forklares hver for seg under kommende avsnitt.



Figur 6.11 - Bremsesapparat

6.2.1 Design av bremsesbrakett.

Figur 6.12 viser utformingen av bremsesbraketten. Denne vil kobles til en aksling via opplagringen i senter av braketten. Denne akslingen vil holdes igjen av utgående reaksjonsarm som er fastmontert på utgående lastcelle. Det er designet hullbilder og plass for komponenter som er bestemt i Tabell 5.9. Videre i dette kapitlet vil det utredes for hvilke maskinelementer som skal brukes.



Figur 6.12- Bremsesbrakett

6.2.2 Bremsoppheng

Figur 6.13 viser hvordan drivende bremsehjul (part 9) er sammenkoblet bremseskiven (part 6) via den roterende akslingen (part 1). Denne akslingen er opplagret i lageret (part 2). Dette lageret er holdt fast med skrueforbindelse til bremsebraketten (ref. Figur 6.12) med 4 bolter.

Bremseskivebrakketten (part 4) er pålimt akslingen og overfører derfor momentet fra bremseskiven til bremsehjulet. Av samme årsak vil alltid bremsehjulet, bremseskivebrakketten og bremseskiven rotere sammen. Ønsket bremseeffekt påsettes via caliperen (part 3), som er festet med skrueforbindelse til bremsebrakketten.

For å sørge for at bremseskiven står i riktig aksial posisjon i forhold til caliperen settes det en hylse rundt akslingen (part 5). Denne ligger an mot lageret og bremseskivebrakketten. På samme vis settes det på en shim (part 8) mellom bremsehjulet og lageret. Alle delene holdes sammen av akselbrikkene som skrues på fra hver side av akslingens ende. Akslingens lengde er konstruert for at disse vil ligge an mot bremsehjulet og bremseskiven og sørger derfor for at alle delene ligger i press mot lagerets innerring.



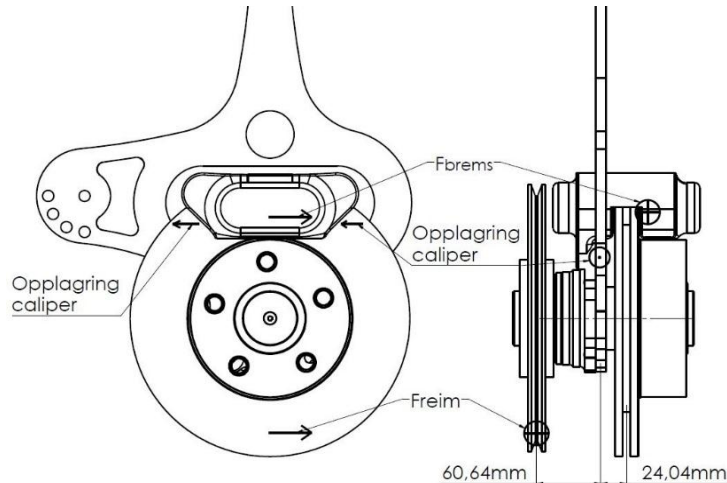
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	B02	Aksling Brems	1
2	B03	Lager bremseaksel	1
3	B04	Kaliper	1
4	B05	Brakett bremseskive	1
5	B06	Hylse brems	1
6	B07	Bremseskive	1
7	B08	Boss - 2012045	1
8	B09	Shim Brems	1
9	B10	Bremsehjul - SPZ 250	1
10	B14	Akslingbrikke - Wiberger-gn184_52	2
11	B16	DIN 7991 - M6 x 20 --- 13.7N	2

Figur 6.13 - Eksplodert visning - Bremsoppheng

6.2.3 Plassering av caliper

Bremsebraketten er konstruert for å tåle høy belastning sideveis, men ikke vridning. For å unngå vridning i denne delen, ble plasseringen av caliperen viktig. Ved å sette caliperen på toppen av bremseakselen ville kreftene den påfører systemet virke i samme retning som remstrekket fra bremsehjulet.

Beregning av vrimoment i brakett:



Figur 6.14 - Krefter i bremseoppheng

Ser man bort fra lagertap og reimdeformasjon må bremsen ha en kraftstørrelse som er lik $F_{drift,maks}$ (ref. delkapittel 6.1.3). Dette gir følgende beregning for akselen:

$$F_{bremse} = F_{drift,maks} = 780,18N$$

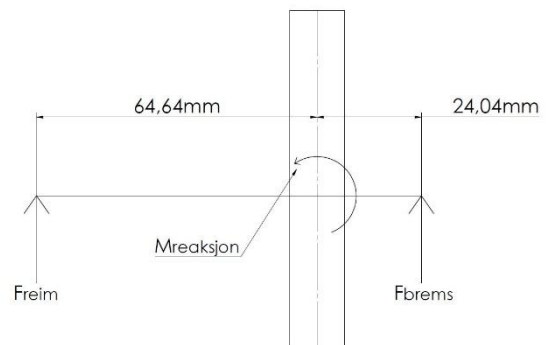
$$F_{reim} = 980,18N$$

(Det ble tatt utgangspunkt i forspenning på 200N)

$$M_{reaksjon} = F_{reim} \cdot 0,065m - F_{bremse} \cdot 0,024m$$

$$M_{reaksjon} = 980,18N \cdot 0,065m - 780,7N \cdot 0,024m$$

$$M_{Reaksjon} = 45Nm$$



Figur 6.15 - Momentberegning bremsebrakett, sett ovenfra

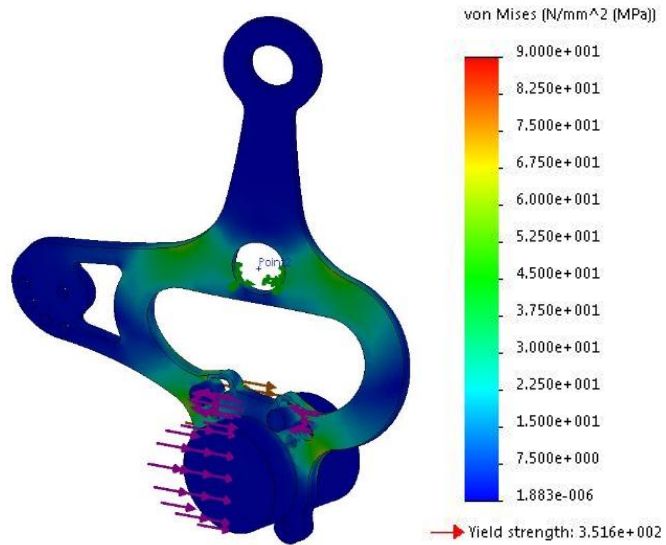
Det vil si at braketten vil oppleve et reaksjonsmoment på 45Nm ved opplagringen av bremseakselen. Dette er såpass høyt at det bør utføres en styrkeberegning mot vridning. I ettertid kan det påstås at bremseakselen burde vært flyttet lenger ut, for å utligne dette momentet ytterligere.

Merk at bidraget fra reimens forspenning ikke er inkludert i begge retninger. Reimen kommer inn på bremsehjulet tilnærmet vinkelrett på beregnet bøyemoment. Dette vil skape et svært lite bidrag i planet som står vinkelrett på beregningen ovenfor og er ikke inkludert. Et annet viktig poeng er at bremsekraften vil få sin reaksjonskraft i bremsebraketten. Dette er ikke inkludert i håndberegningen, men er tatt høyde for i styrkeberegningen på neste side.

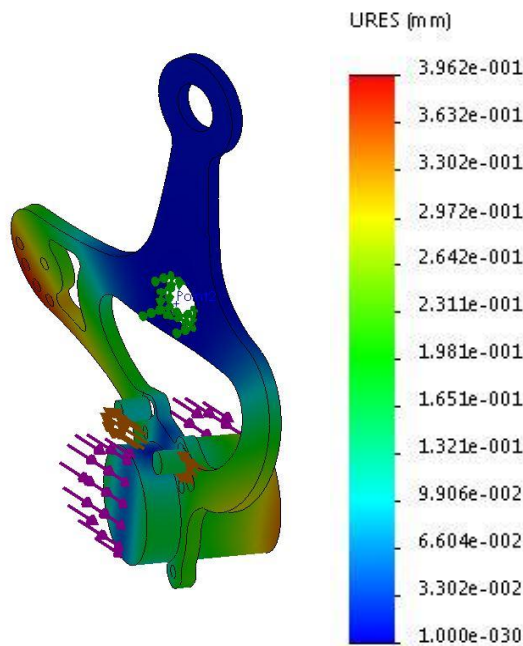
Figur 6.16 og Figur 6.17 viser en enkel styrkeberegning av bremsebraketten. Det ble modellert en sylinder for å påsette kreftene mot braketten og to sylindere for å påsette caliperens reaksjonskrefter.

Det kom frem at maks spenning vil være 147Mpa. Dette er ikke et realistisk tall, da spenningskonsentrasjonen kommer av dårlig mesh rundt innfestning av caliperen. For å analysere bedre kunne det vært opprettet lokale mesh med finere oppløsning rundt kritiske områder. Dette ble vurdert som unødvendig, da spenningene som opptrer i resten av braketten ligger betraktelig lavere.

Total deformasjon ligger på ca. 0,3 - 0,4mm ved akslingens ende (ved bremsehjulet) og ved opplagring av reimstrammer (til venstre i Figur 6.17). Dette er såpass lite at det ikke vil ha innvirkning på reiminngrep.



Figur 6.16 - Spenninger i bremsebrakett



Tabell 6.2 - Data styrkeberegning for bremsebrakett

Materiale

S355

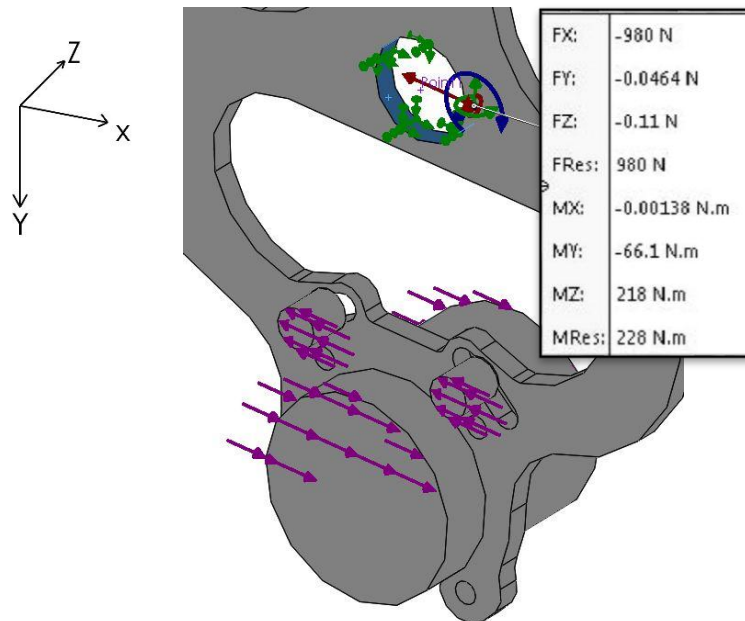
Mesh - oppløsning

4mm – Tetra elementet

Constraints

Delen ble holdt fast ved opplagringspunktet for hovedakselen i alle retninger.

Figur 6.17 - Deformasjon i bremsebrakett



Figur 6.18- Reaksjonskrefter i bremsebrakett

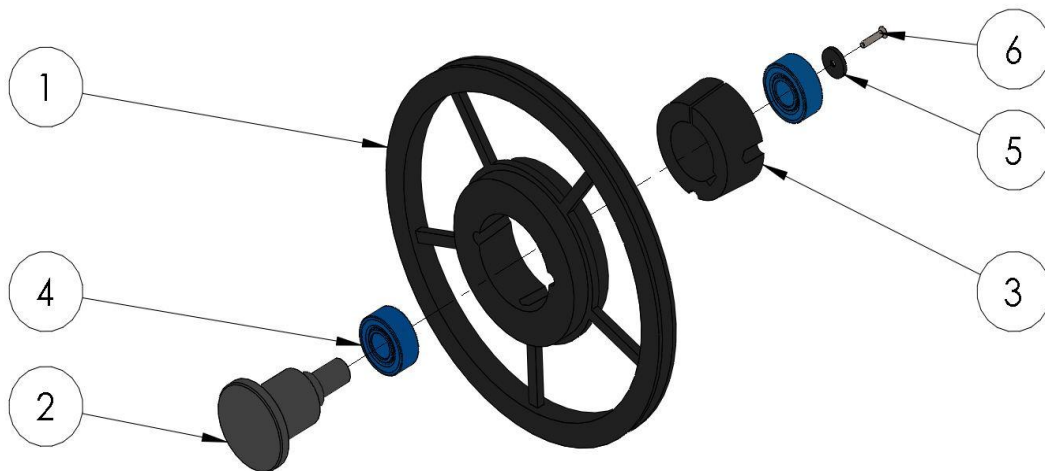
Av Figur 6.18 kan man se reaksjonskreftene som vil oppstå ved opplagringen av bremsebraketten. Da bremsekraften og caliperens reaksjonskrefter utligner hverandre vil det kun være F_{drift} som skaper vridningsmoment i opplagringen. En rask kontroll ble utført:

$$M_{Y,bremsebrakett} = F_{drift} * 0,0646m = 980,18N * 0,0646m = 63,3Nm$$

Akslingen som holdt bremsehjul og bremsekive ble dimensjonert med en diameter på 45mm. Dette er svært overdimensjonert, men ble laget slik for å kunne gjøre nytte av et standard hjullager til bil. Det ble derfor ikke gjort videre beregninger for denne.

6.2.4 Opplagring løpehjul

Det var ikke mulig å kjøpe løpehjul med lagre som standardkomponent. Det ble derfor satt sammen av et standard reimhjul (SPZ250) (part 1) med innsatt boss (part 3). Deretter ble det satt inn to stk. standardlagre (SNR - 62203 EE) direkte i bosset. Det innerste lageret ligger an mot akslingen (part 2) som er neddreid til en slik størrelse at den kun ligger inntil lagerets innerring. Det ytterste lageret blir holdt på plass med akslebrikke (part 5) som er skrudd fast i akslingene. Dette sørger for å holde delene i aksial retning.

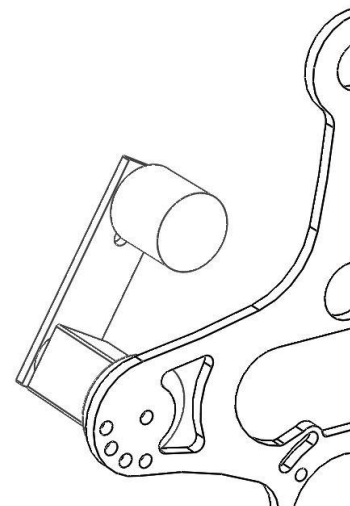


ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	B10	Kilereimshjul SPZ - 250	1
2	B15	Aksling løpehjul	1
3	B20	Boss - 2012040	1
4	B21	Lager løpehjul	2
5	B22	Akselbrikke - Wiberger-gn184_20	1
6	B23	DIN 7991 - M4 x 20 --- 15.6N	1

Figur 6.19 - Eksplovert visning - Løpehjul

6.2.5 Reimstrammer

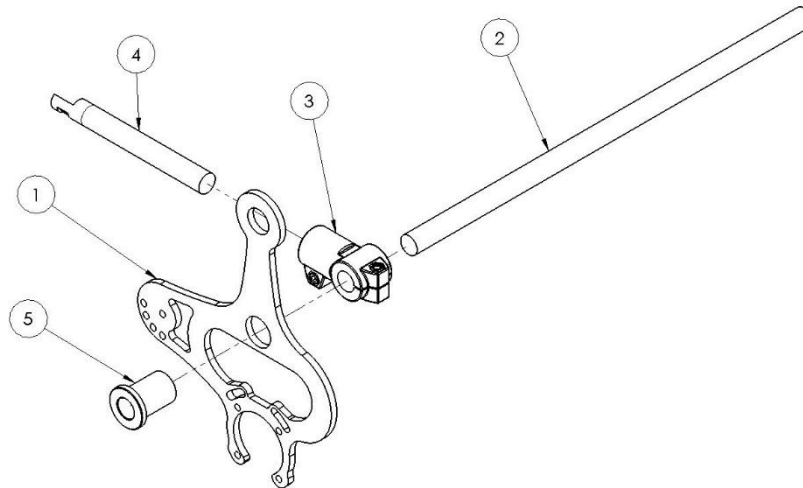
Det ble benyttet en standard reimstrammer. Kriteriet for denne var at det skulle være mulig å feste den direkte på bremsebraketten, samtidig som den ville klare å stå i riktig posisjon i forhold til reimlinjen. For å finne en strammer som oppfylte disse kravene måtte det anvendes en type som er langt overdimensjonert for formålet. Dette hadde potensiale for å gi noen utfordringer i forhold til riktig reimstrekk. Derfor ble det lagt inn et hullbilde med fire ulike innstillinger. Som det kom frem under beregning av innstilling for reimstrammeren lå den helt i sitt nederste bruksområde. Ideelt sett ville man brukt en strammer, hvor den fikk jobbe midt i arbeidsområde. Fordelene ved å bruke denne ble likevel overveiende, da konstruksjonen ble mye enklere.



Figur 6.20 - Plassering av reimstrammer

6.2.6 Opplagring av bremseapparat

Bremseapparatet ble opplagret om en aksling (part 2) som ble innspent mellom to lagerbukker festet i rammen. Ved påført bremsekraft kunne derfor hele apparatet vri seg mot lastcellen. Denne ble montert i enden av reaksjonsarmen (part 4). For å skape en solid momentoverføring fra bremsebrakett til aksling ble det presset på en hylse på akslingen som var sveist fast i bremsebraketten.



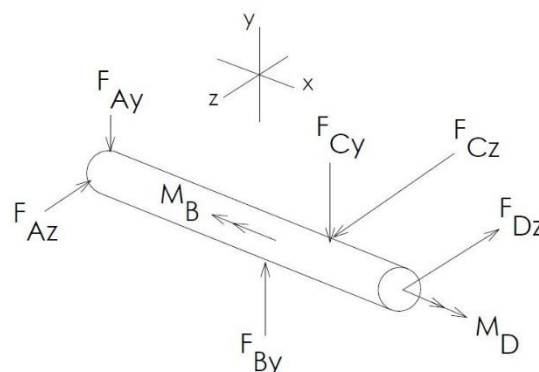
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	B10	Brakett Bremseapparat	1
2	B13	Aksling bremseapparat	1
3	B15	T - Stykke - Wiberger gn192-30-30-56	1
4	B14	Reaksjonsarm Ut	1
5	B12	Hylse - aksling bremseapparat	1

Figur 6.21 - Bremsapparat opplagring og reaksjonsarm

6.2.7 Beregning av aksling bremseapparat

Akslingen som bærer bremseapparatet kan ikke rotere, da apparatet blir holdt igjen av lastcellen. Dette gjør at akslingen ikke ville bli utsatt for spesielt store dynamiske belastninger. Derfor var det tilstrekkelig å utføre en statisk beregning av denne delen. Hovedformålet med beregningen var å detektere den delen av deformasjonen som ville ha innvirkning på reimstrekking og posisjon til lastcellen. Det ble også utført en beregning for å se om akslingen vil tåle vrimomentet kombinert med bøyemomentet.

Da kraftbildet på akslingen er tre dimensjonalt ble nedbøyning og spenninger beregnet separat i de ulike planene. Første beregning er bøyning om y-aksen og den andre er bøyning om z-aksen. Figur 6.22 viser situasjonen. Tabell 6.3 forklarer opphavet til de ulike kreftene som virker på opplagringsakselen.

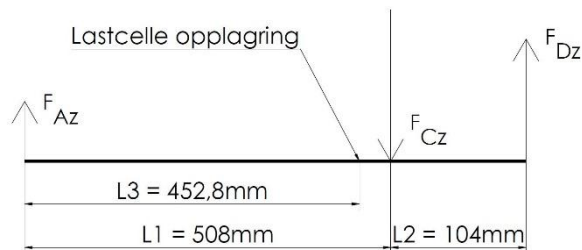


Figur 6.22 - Kraftbilde opplagringsaksel

Tabell 6.3 - Krefter i opplagingsaksel bremseapparat

Kraft	Opphav
F_A	Reaksjon opplager
F_B	Reaksjon lastcelle
F_C	Reaksjon opplager
F_D	Reimstrekk
M_B	Reaksjonsmoment lastcelle
M_D	Moment fra reimstrekk

Bøyning om y-akse:



Figur 6.23 - Krefter i z-retning, aksling bremseapparat

Fra delkapittel 6.1.3 har vi at:

$$F_{Dz} = F_{drift} + 2F_{forspenning}$$

$$F_{drift} = 780,18N$$

$$F_{forspenning} = 204,77N$$

$$F_{Dz} = 780,18N + 2 \cdot 204,77N = 1189,72N$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$F_{Dz} - F_{Cz} + F_{Az} = 0$$

$$F_{Cz} = F_{Dz} + F_{Az}$$

$$\Sigma M_C = 0$$

$$F_{Dz} \cdot L_2 - F_{Az} \cdot l_1 = 0$$

$$F_{Az} = \frac{F_{Dz} \cdot L_2}{L_1} = \frac{1189,72N \cdot 0,104m}{0,508m} = 243,16N$$

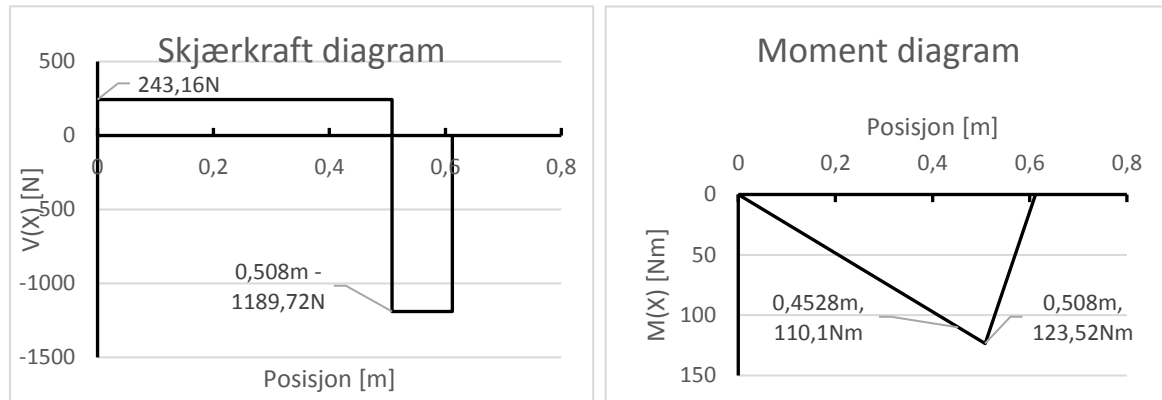
$$F_{Cz} = 1189,72N + 243,16N = 1432,88N$$

$$M(x) = F_{Az} \cdot \langle x \rangle - F_{Cz} \cdot \langle x - l_1 \rangle$$

$$M(x) = 243,16N \cdot \langle x \rangle - 1432,88N \cdot \langle x - 0,508 \rangle$$

Ved negativt fortegn bortfaller parentesene.

Figur 6.24 viser skjær- og momentdiagram for bøyning om y-aksen. Det er også lagt inn datapunkt for bøyemoment i posisjon $x = 0,4528m$. Dette er for å kunne beregne resulterende moment sammen med bøyning om z-aksen.



Figur 6.24 – Skjærkraft- og momentdiagram opplagringsaksel bremseapparat. Bøyning om y-akse.

Det ble brukt den elastiske linjes ligning for å finne deformasjonen i z-retning:

$$EIz'' = -M, z'' \text{ er akselens krumming} \quad (6.2.1) \quad (17)$$

$$EIz' = -\int M, z' \text{ er akselens vinkel} \quad (6.2.2) \quad (17)$$

$$EIz = -\iint M, z \text{ er akselens deformasjon} \quad (6.2.3) \quad (17)$$

$$EIz'' = -243,16N \cdot \langle x \rangle + 1432,88N \cdot \langle x - 0,508 \rangle$$

$$EIz' = -\frac{243,16N}{2} \cdot \langle x \rangle^2 + \frac{1432,88N}{2} \cdot \langle x - 0,508 \rangle^2 + C_1$$

$$EIz = -\frac{243,16N}{6} \cdot \langle x \rangle^3 + \frac{1432,88N}{6} \cdot \langle x - 0,508 \rangle^3 + C_1 \cdot x + C_2$$

Initialbetingelser: Ved $x = 0$ vil $z = 0$, ved $x = 0,508$ vil $z = 0$

$x = 0, z = 0$ gir:

$$EIz = 0 \rightarrow -\frac{243,16N}{6} \cdot \langle x \rangle^3 + C_1 \cdot x + C_2 = 0$$

$$C_2 = 0$$

$x = 0,508, z = 0$ gir:

$$EIz = 0 \rightarrow -\frac{243,16N}{6} \cdot \langle 0,508 \rangle^3 + C_1 \cdot 0,508 = 0$$

$$C_1 = \frac{\left(\frac{243,16N}{6} \cdot \langle 0,508 \rangle^3\right)}{0,508} = 10,471$$

$$z(x) = \frac{1}{EI} \left(-\frac{243,16N}{6} \cdot \langle x \rangle^3 + \frac{1432,88N}{6} \cdot \langle x - 0,508 \rangle^3 + 10,471x \right)$$

Nedbøyning ved reimens angrepspunkt:

$$z(0,612) = \frac{1}{EI} \left(-\frac{243,16N}{6} \cdot \langle x \rangle^3 + \frac{1432,88N}{6} \cdot \langle x - 0,508 \rangle^3 + 10,471x \right)$$

Annet arealmoment for sirkelformet tverrsnitt (18):

$$I_{\text{sirkel tverr.}} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot (0,030m)^4}{64} = 3,9761 \cdot 10^{-8} \cdot m^4$$

E-Modul for stål (19):

$$E_{\text{stål}} = 2,1 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2}$$

$$z(0,612) = -0,3129mm$$

Ved reimens angrepspunkt vil akselen deformeres 0,3129mm. Dette er neglisjerbart i forhold til reiminngrep. Ved lastcellens opplagring ble deformasjonen:

$$z(0,4528m) = 0,1172mm$$

Nedbøyningen ved lastcellens opplagring vil bli en direkte feilkilde for målingene da dette reduserer lastcellens effektive vektarm. Det vil da leses av en høyere reaksjonskraft. Om man ikke tar dette med i beregningen av utgående effekt vil det beregnes for høy virkningsgrad. I følgende regneeksempel ble det undersøkt om dette var av betydelig karakter.

$$F_{\text{lastcelle ut}} = \frac{M_{\text{ut,maks}}}{L_{\text{Reaksjonsarm,Ut}}} = \frac{F_{\text{drift}} \cdot R_{\text{bremseapparat}}}{L_{\text{Reaksjonsarm,Ut}}} = \frac{780,17N \cdot 0,3m}{0,285m} = 822,284N$$

$$F_{\text{lastcelle ut,feilkilde}} = \frac{M_{\text{ut,maks}}}{L_{\text{Reak.arm,ut}} - z(0,4528)} = \frac{780,17N \cdot 0,3m}{0,285m - 0,1172 \cdot 10^{-3}m} = 821,569N$$

$$P_{\text{ut}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{sykkelhjul}}}{60} \cdot F_{\text{lastcelle ut}} \cdot L_{\text{Reak.arm,ut}}$$

$$P_{\text{ut}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,32RPM}{60s} \cdot 822,284N \cdot 0,285m = 400W$$

$$P_{\text{ut,feilkilde}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,32RPM}{60s} \cdot 821,569N \cdot (0,285m - 0,1172 \cdot 10^{-4}m) = 400,147W$$

Feilkilde:

$$P_{\text{feil}} = P_{\text{ut,feilkilde}} - P_{\text{inn}} = 400,147W - 400W = 0,147W$$

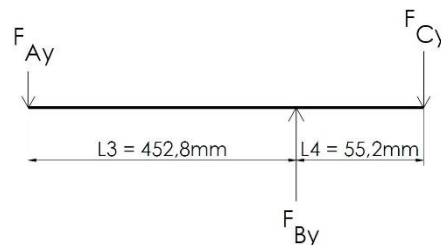
Feilprosent:

$$Feilprosent = \frac{P_{feil}}{P_{inn}} \cdot 100\% = \frac{0,147W}{400W} \cdot 100\% = 0,0368\%$$

Dette ble ansett som så lite at feilen neglisjeres. Situasjonen bør likevel tas høyde for under innfestning av lastcelle. Koblingen mellom lastcelle og reaksjonsarm bør konstrueres for å kunne bevege seg fritt i reaksjonsarmens aksialretning. Dette vil være for å unngå uønskede spenninger i lastcellen.

Nedbøyningene ble ansett som så små at videre beregning ikke ble gjennomført. Grunnlaget for dette var at kreftene som virker i Y-retning er ikke langt unna samme størrelsesorden og det ble besluttet at nedøyning i denne retningen ikke ville være av betydning for målingene. Det bli likevel beregnet maks spenning med von mises hypotese for å undersøke akselens påkjenning av bøyespenningene kombinert med vrimentet. I denne sammenheng ble det også undersøkt om resulterende bøyemoment ville bli dimensjonerende.

Bøyning om z-akse:



Figur 6.25 - Krefter i Y-retning, aksling bremseapparat

$$F_{By} = F_{lastcelle,ut} = 822,28N$$

$$F_{Ay} = F_{By} - F_{Cy}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{Cy} \cdot (L_3 + L_4) = F_{By} \cdot L_3$$

$$F_{Cy} = \frac{F_{By} \cdot L_4}{L_3 + L_4} = \frac{822,28N \cdot 0,4528m}{0,508m} = 732,94N$$

$$F_{Ay} = 822,28N - 732,94N = 89,34N$$

$$M(x) = F_{Ay} \cdot \langle x \rangle - F_{By} \cdot \langle x - 0,4528m \rangle$$

$M_{Maks,Y}$ opptrer ved $x = 0,4528$. $M_{maks} = 40,46Nm$

Sjekker om resulterende moment om de to planene blir dimensjonerende:

$$M_{tot}(0,4528) = \sqrt{M_{Maks,Y}^2 + M_z^2(0,4528)}$$

$$M_{tot}(0,4528) = \sqrt{(40,46Nm)^2 + (110,1Nm)^2} = 117,29Nm$$

$$M_{tot}(0,4528) < M_{Z,maks}(0,508)$$

Dimensjonerende bøyemoment forekommer av bøyning rundt z-aksen alene.

$$W_B = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \quad (6.2.4) \quad (20)$$

$$\sigma_{b,maks} = \frac{M_{B,maks}}{W_B} = \frac{123,52 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\frac{\pi \cdot 30 \text{ mm}^3}{32}} = 46,59 \text{ MPa} \quad (6.2.5) \quad (21)$$

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_p} \quad (6.2.6) \quad (22)$$

$$\tau_v = \frac{M_v}{W_p} = \frac{M_v}{\frac{\pi \cdot d^4}{16}} = \frac{243,054 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}} = 44,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Von\ mises} = \sqrt{\sigma_{b,maks}^2 + 3 \cdot \tau_v^2} \quad (6.2.7) \quad (23)$$

$$\sigma_{Von\ mises} = \sqrt{\sigma_{b,maks}^2 + 3 \cdot \tau_v^2} = \sqrt{46,59^2 + 3 \cdot 44,15^2} = 89,54 \text{ MPa, OK!}$$

6.2.8 Beregning av bremsekraft

Caliper

Det ble benyttet en caliper med følgende spesifikasjoner:

$$\text{Stempeldiameter} = D_{sc} = 51 \text{ mm}$$

$$\text{Antall stempler} = 4 \text{ stk.}$$

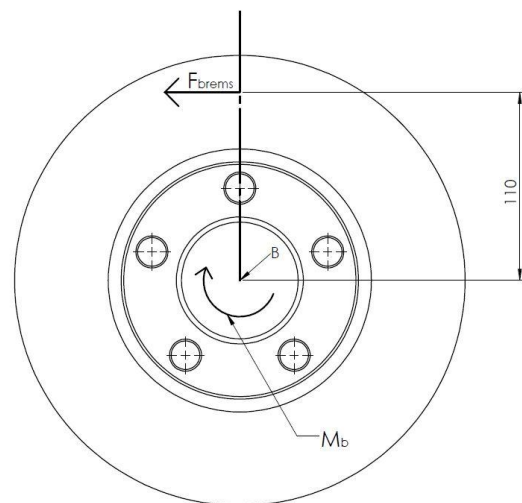
Bremsekraft

$$M_{bremms,maks} = \frac{M_{Ut,maks}}{i_{syk.hjul-bremms}} = \frac{234,2 \text{ Nm}}{\frac{600}{250}}$$

$$M_{bremms,maks} = 97,6 \text{ Nm}$$

$$F_{bremms,maks} = \frac{M_{bremms,maks}}{R_b} = \frac{97,6 \text{ Nm}}{0,110 \text{ m}}$$

$$F_{bremms,maks} = 887,1 \text{ N}$$



Regner med $\mu = 0,4$ (24) mellom bremsekive og bremsebelegg. Caliperen har 2 sett stempler, totalt 4 stykk. Dette gir følgende bremsetrykk:

$$P_{Brems} = \frac{F_{brems}}{\mu \cdot \pi \cdot \frac{d_{cs}^2}{4} \cdot 4} \quad (6.2.8)$$

$$P_{Brems} = \frac{887,1N}{0,4 \cdot \pi \cdot \frac{(51mm)^2}{4} \cdot 4} = 0,2714MPa$$

6.2.9 Valg av mastersylinder

Mastersylinderen oppgave var å omsette mekanisk kraft til hydraulisk kraft. Da kostnaden for en hydraulisk sylinder er relativt høy, ble det bestemt å bruke en pneumatisk sylinder. Slike sylindere er beregnet for trykk under 1Mpa (10bar). Dette var likevel tilfredsstillende for formålet, da maks bremsetrykk var 2,71 bar. Som beskrevet i 5.2.2 Bremseapparat, var det nødvendig å bruke en dobbeltvirkende sylinder for å få riktig tilkobling av bremseslangen.

Pakninger

Pakninger produsert i ulike elastomerer reagerer forskjellig på væsker de settes i kontakt med. Om det benyttes feil materiale kan elastomeren absorbere deler av væsken. Dette vil føre til at pakningen sveller, som selvsagt er uønsket. Væsken kan også løse opp deler av pakningen, som også vil være ødeleggende for systemet. (25) Derfor er det viktig å benytte en pakning som tåler væsken som skal brukes. I dette tilfellet ble det brukt silikonbasert bremsevæske. Dette var for å kunne benytte en luftsylinder med originale pakninger.

Chemical	ACM	AU	CR	EPDM	FKM (Isolast®)	FKM	FKM Resifluor 500	FVMQ	HNBR	NBR	VMQ
Silicone Oil	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	✖
Mineral Oil	+	+	+	✖	+	+	+	+	+	+	+

Figur 6.26 – Kompatibilitet oljer (26)

I luftsylindere er det ofte brukt pakninger av NBR for å være bestandig mot mineralolje fra kompressorens smøring. I testriggeren skal det brukes en caliper fra en eldre bilmodell som trolig har EPDM pakninger. Som man kan se av Figur 6.26, vises det at EPDM ikke kan brukes med mineralolje. Det ble derfor valgt å bruke en silikonbasert olje som kan nyttes med både EPDM og NBR. DOT 5 bremsevæske er en slik olje, som også er lett å anskaffe, og ble derfor brukt i denne sammenheng.

Tabell 6.4 viser informasjon om valgt sylinder. Det kan hentes mer informasjon om denne på SMC sine nettsider. Det vil ikke vedlegges datablad for denne komponenten.

Tabell 6.4 - Mastersylinder

Merke	SMC
Modell	C85E-25-100
Slanglengde	100mm
Stempeldiameter	25mm
Diameter støtstang	10mm

Dimensjonering brems

Støtkraft i mastersylinder

$$A_{sm} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_s^2 - d_{støtstang}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot ((25mm)^2 - (10mm)^2) = 412,33mm^2$$

$$F_{støt, master} = P_{Brems} \cdot A_{sm} = 0,2714MPa \cdot 412,33mm^2 = 111,91N$$

Væskefordrivelse i caliper ved 1mm bevegelse

$$V_{fordrevet} = A_{sc} \cdot 4 \cdot 1mm$$

$$V_{fordrevet} = \frac{\pi}{4} \cdot 4 \cdot (51mm)^2 \cdot 1mm$$

$$V_{fordrevet} = 8171,3mm^3$$

Stempelbevegelse mastersylinder

$$L_{master\ bevegelse} = \frac{V_{Fordrevet}}{A_{sm}} = \frac{8171,3mm^3}{412,33mm^2} = 19,81mm$$

Det vil si stemplene i caliperen fikk en maksimal bevegelse på:

$$L_{stempel\ caliper} = \frac{L_{slaglengde\ master}}{L_{master\ bevegelse}} = \frac{100mm}{19,81mm} \approx 5mm$$

Dette ble regnet som tilstrekkelig, da det var svært små bevegelser som styrte bremseeffekten. Første gang systemet ble kjørt, ble stemplene i caliperen kjørt ut til bremseskiven med trykkluft for å unngå at mastersylinderen skulle bunne.

Reduksjon av tomgangsmoment

Da det generelt sett vil oppstå en del motstand i lagre og bremse, er det en bekymring at motstanden vil bli for høy for å få målt de høyeste girene ved lavest effekt. Gitt følgende regneeksempel:

Input effekt = 100W

utveksling: $I_{14, gir} = 1,48$

Inngående turtall: 120RPM

Minimum bremsemoment

$$M_{brems, min} = \frac{M_{Ut, min}}{i_{sykkelhjul-brems}} = \frac{2,68Nm}{\frac{600}{250}} = 1,12Nm$$

Et så lite bremsmoment vil trolig skapes naturlig av motstand i systemet. Det kan være grunn til mistanke om at testriggeren vil få en begrensning for denne situasjonen om et overstiger 1,12Nm. For å redusere tomgangsmomentet i skivebremsen kan det monteres en fjær som presser bremsklossene fra hverandre, og vekk fra skiven. Denne kan enkelt monteres ved å slipe inn to spor i bremsebelegget på begge bremsklossene.

Et annet alternativ kan være å stille inn mastersylindren på en slik måte at man kan bygge opp et lite undertrykk med å dra stampelet litt lenger tilbake. Dette er litt usikkert om vil fungere, da pakningene i caliperens stempler kan dra inn luft på denne måten.

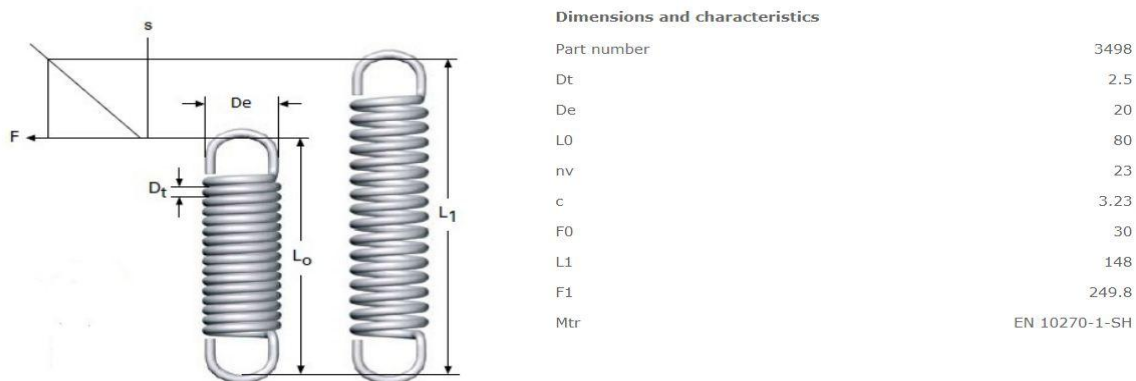
6.2.10 Beregning av fjær

Fjæren ble satt inn for å overføre aktuatorens bevegelse til kraft i mastersylindren. Denne måtte derfor være i stand til å overføre nødvendig kraft for å bygge opp bremsetrykk i tillegg til kraften som måtte til for å overvinne friksjon fra pakninger og lignende.

Tabell 6.5- Fjærkraft

Motstandskraft	Verdi	Kommentar
Kraft bremsetrykk	111,91N	
Kraft friksjon	30N	Estimat.
SUM	141,91N	

Av Tabell 6.5 kan man se at fjæren måtte overføre en total kraft på 141,91N. Det var ønskelig at fjæren hadde en relativt lav fjærkonstant for å muliggjøre finere innstilling av påført bremsekraft. Det ble derfor valgt følgende fjær:



Figur 6.27 - Illustrasjon av fjær (23)

Tabell 6.6 - Egenskaper fjær

Egenskap	Verdi
$L_0 =$ ubelastet lengde	80mm
$L_1 =$ maks belastet lenge	148mm
$c =$ Fjærkonstant	3,23N/mm
$F_1 =$ Maks fjærkraft	249,8N
$D_e =$ Antall vindinger	23stk.
$D_t =$ trådtykkelse	2,5mm

Fjæren hadde en fjærstivhet på $c = 3,23 \frac{N}{mm^2}$. Det vil si at for hver millimeter fjæren ble strekt, utøvde den en kraftøkning på 3,23N mer til mastersylindren.

For å oppnå påkrevd kraft ved bruk av denne fjæren måtte den strekkes som følger:

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta f} \quad (6.2.9) (27)$$

Her er ΔF påtrykt kraft, c er fjærkonstanten/fjærstivhet og Δf er fjærens vdring.

$$\Delta f = \frac{\Delta F}{c} = \frac{141,91N}{3,23 \frac{N}{mm^2}} \approx 43,93mm$$

Maksimal vdring på fjæren var:

$$L_{vdring} = L_0 - L_1 = 148mm - 80mm = 68mm$$

Det vil si fjæren hadde fortsatt mer vdring, selv med maks belastning for denne situasjonen.

6.2.11 Beregning av lineæraktuator

Den elektriske lineæraktuatoren måtte ha lang nok slaglengde for å drive mastersylindren, i tillegg til å spenne opp fjæren.

Tabell 6.7- Vdring aktuator

Komponent	Vdring	Kommentar
Mastersylinder	100mm	Maks stempelvdring
Fjær	43,93mm	Maks fjærvdring
Totalt	143,93mm	

Av Tabell 6.6 ser man at total vdring for aktuatoren var 143,93mm.

Dimensjonerende kraft for aktuatoren var kraften som bygget opp bremsetrykk og friksjonskrefter i systemet. Dette var naturligvis de samme kreftene som fjæren ble utsatt for, og de samme verdiene ble derfor brukt for beregning av aktuatoren. Se Tabell 6.5. Påkrevd kraft fra aktuator ble derfor $141,91N \approx 145N$

Med dette grunnlaget ble det valgt å bruke Actuonix P16, i =256, maks kraft 250N og slaglengde =150mm. (28) Se vedlegg 3.1 for utfyllende teknisk informasjon.

6.2.12 Beregning av varmgang i bremser

Ved belastning over lenger tid kan skivebremser gå varm. Med dette menes det at temperaturen i systemet blir så høy at man mister bremsens egenskaper. Dette kan medføre flere faktorer. Den første er at varmen mellom bremsebelegg og skive gjør at bremsebeleggets

friksjonskoeffisient synker som igjen gir dårligere eller ingen bremseeffekt. Dette kalles fading og skyldes at bindemiddelet bremsebeleggets overflate smelter/koker (29).

Det andre er at varmen overføres til bremsevæsken som ligger i caliperen. Dette gjør at den kan nå sitt «vapour lock» punkt. Dette er den temperaturen som skal til for at bremsevæsken danner dampbobler. Ved dette stadiet vil væsken miste sin kraftoverføringsevne, da dampboblene er kompressibel. Dette kan være en utfordring ved bruk av silikonbasert bremsevæske som ikke blander seg med vann. Da vil vannet ligge separert fra væsken, som betyr at «vapour lock» punktet vil være bestemt av vannets kokepunkt på 100°C. (29) Ideelt sett burde det altså ikke vært benyttet silikon basert bremsevæske til denne riggen, men fordelene med bedre forhold for pakningene ble overveiende. Om det hadde blitt et problem, kunne det vært satt på en kjølevifte på bremseskiven. Det bør også brukes ren og nye bremsevæske for å minimere problemet.

For å få en formening om hvor mye varmeutvikling det ville bli i bremsen ble det gjort en enkel beregning. Systemet skulle maks bremse 400W, som er den største effekten det ble gjort forsøk med. Det ble estimert at testen ville være i maks 20 minutter.

$$\Delta T = \frac{Q}{m \cdot c} \quad (6.2.10) \quad (30)$$

$Q =$ tilført varme, $m =$ masse, $c =$ spesifikk varmekapasitet

Bremseskiven ble veid til 5500g og det ble brukt spesifikk varmekapasitet for jern, $c_{p,jern} = 453 \frac{J}{Kg \cdot K}$. Det var uvisst hvilken stållegering det var brukt i bremseskiven, og ble derfor bestemt å bruke jernets egenskaper da dette var en grovberegning.

$$\frac{\Delta T}{s} = \frac{400 \frac{J}{s}}{5,5Kg \cdot 453 \frac{J}{Kg \cdot K}} = 0,161 \frac{K}{s}$$

For å krisemaksimere problemet ble det regnet med null kjøling, men med jevn fordeling av varme i hele skiven. Etter 20 minutter ville man oppnådd en temperaturendring på:

$$\Delta T_{20,min} = \frac{\Delta T}{s} \cdot t = 0,161 \frac{K}{s} \cdot 20min \cdot 60 \frac{s}{min} = 193,2K$$

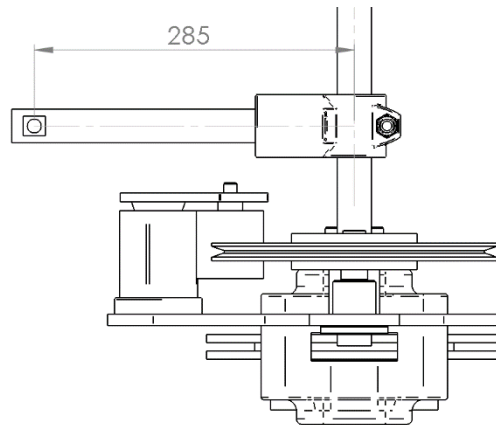
Og temperatur ved $T_{omgivelse} = 24^{\circ}C$:

$$T = T_{omgivelse} + \Delta T_{20,min} = 193,2^{\circ}C + 24^{\circ}C = 217,2^{\circ}C$$

Det presiseres at dette var en grovberegning og temperaturen vil ligge godt under dette. Derfor ble det bestemt å prøvekjøre systemet uten vifte. De største forenklingene med beregningen er altså ingen kjøling og jevn varmfordeling i skiven.

6.2.13 Reaksjonsmåling av bremsekraft

På satt bremsekraft måles av utgående lastcelle. Denne er plassert med senter i tiltenkt opplagringspunkt ved utgående reaksjonsarm. Effektiv vektarm blir da 285mm, som vist i Figur 6.28.



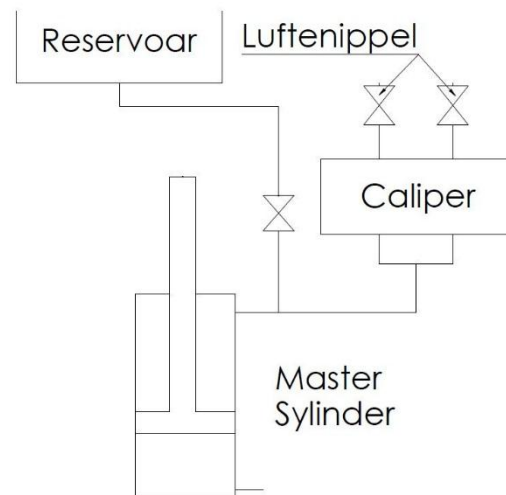
Figur 6.28 - Utgående reaksjonsarm

6.2.14 Hydraulikksystem

Kraften som utøves fra lineæraktuator omsettes til hydraulisk kraft i mastersylinderen. Dette krevde et system for kraftoverføring fra denne til caliperen. Det ble derfor konstruert følgende løsning.

Tabell 6.8 - Krav til hydraulikksystem

Krav	Løsning
Påfylling av væske	Reservoar tilkoblet systemet. Kobles ut ved drift/trykksetting.
Utlufting av system	Luftenipler. Riktig plassering av komponenter.
Tilkobling mellom mastersylinder og caliper	Slange med koblinger



Figur 6.29 - Skjematisk fremstilling - hydraulikksystem

Funksjon:

Det påfylles olje i reservoaret. Med åpen ventil og stengte luftenipler dras det olje inn i systemet ved å trekke ut masterens støtstang. Deretter lukkes stengeventil og åpnes

luftenipler. Da kan støtstangen returneres og det vil strømme olje fra sylindren og ut i systemet. Prosessen repeteres til all luft i sylinder, slanger og caliper er fordrevet.

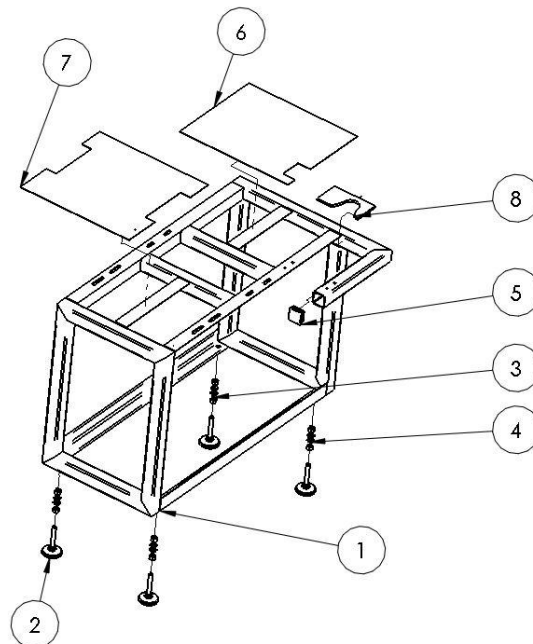
Systemet ble laget av 10mm luftslange med tilhørende T-stykker, kran og koblinger. Reservoaret ble laget av en plastflaske med innlimt slagekobling.

6.3 Rammekonstruksjon

Kravspesifikasjoner for rammen er gitt i delkapittel 5.2.3 Rammekonstruksjon. I dette delkapittelet vil det utføres konstruksjon og styrkeberegning av rammen.

6.3.1 Design og utførelse

Rammen ble produsert i 60x60x3mm hulprofil, kombinert med 60x60x6mm vinkelstål der hvor det skulle festes maskinelementer. Alle hjørnekapp ble skåret i 45° for å unngå åpne hull i sammenføyningene. Målene på rammen ble fastslått ved å plassere alle elementene i hovedsammenstilling i SolidWorks. Målene på rammen er oppgitt i tekniske tegninger, vedlegg 2.4. For å styrke armen som holdt testgiret ble det vannskjært en 10mm stålplate (part 8) som ble sveist inn i rammen ved armens kritiske punkt. Det ble også satt inn 4stk. maskinføtter med gummiert underside for å ta opp vibrasjoner og for å stabilisere rammen. Det gjorde det også mulig å flytte den med pallejekk.



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	R01	Rammekonstruksjon	1
2	R02	Maskinfot - Wiberger-mn1147_80-m16x100	4
3	R03	Hexagon Nut ISO 4034 - M16 - N	8
4	R04	Washer DIN 125 - B 17	8
5	R05	Gummipropp - Wiberger-ifr_60	1
6	R06	Bordplate Høyre	1
7	R07	Bordplate Venstre	1
8	R09	Brakett Ramme	1

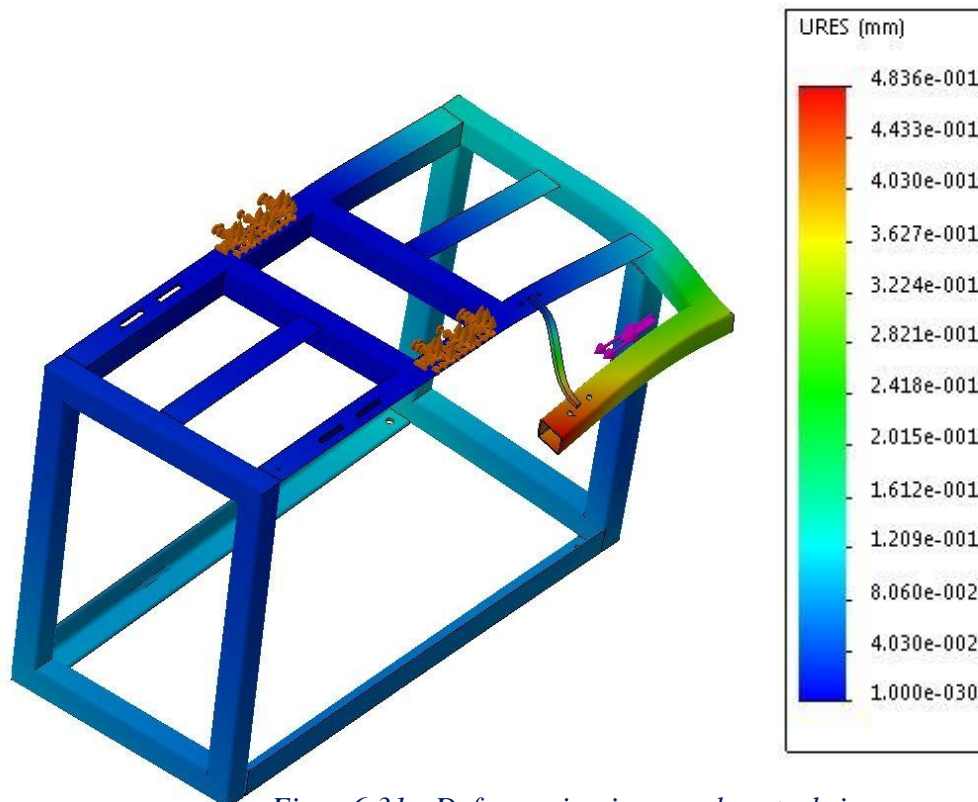
Figur 6.30- Ekspodert visning - Rammekonstruksjon

6.3.2 Styrkeberegning av ramme

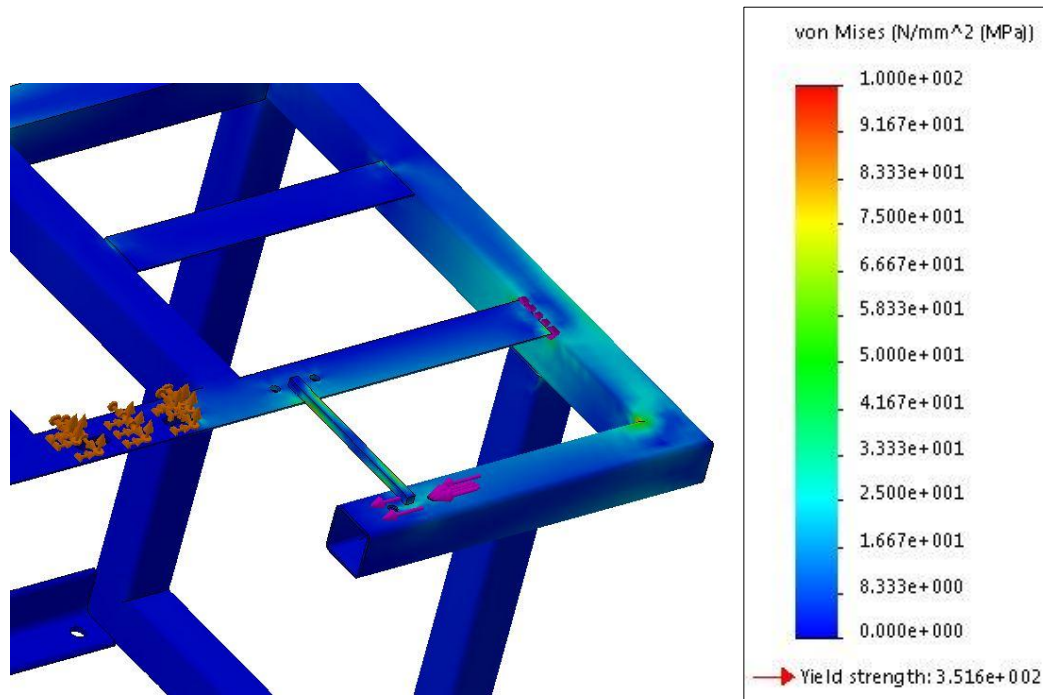
Det ble utført FEM Analyse av kritiske deler for rammen. Dette ble ansett å være ved innspenningen til sykkelgiret. Bekymringen var at armen som kommer ut av konstruksjonen ville få for stor nedbøyning. Dette ville påvirke testgirets opplagring, reiminngrep og kjedelinjen fra motor. Det ble gjennomført en worst-case analyse. Dette innebar å flytte angrepspunkt for reim og kjedestrek ut til armen for innfestning av testgir (rødt område av Figur 6.31). Da ville armens innfestning se maks bøyemoment og deformasjon. Denne forenklingen gjorde at resultatene ikke viser riktig deformasjon i armens langsgående del. Denne delen er heller ikke like interessant, da den blir utsatt for et mindre bøyemoment.

For å simulere testgirets stivhet ble det modellert en avstiver mellom armen og rammekonstruksjonen. Rammen ble holdt fast ved motorens opplagringspunkter. Det ble benyttet tetra-elementer med størrelse på 36,5mm, som for øvrig kan sies å være i grovste laget for områder med spenningskonsentrasjoner.

Resultatene fra analysen er vist i Figur 6.31. Her kan man se at armen vil få en deformasjon på 0,48mm ved testgirets opplagring. Det presiseres at analysen ikke gir et korrekt bilde av deformasjonen, men gir likevel en indikasjon på hvor mye den vil deformeres. For å sikre armen på rammen mot deformasjonen og eventuelle vibrasjoner ble det designet en brakket for innsveising i rammens vinkel. Se Figur 6.30, part 8. Etter denne utbedringen ble det antatt at armen ville være mer en stiv nok.

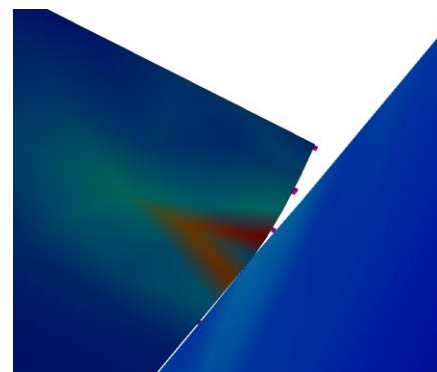


Figur 6.31 - Deformasjon i rammekonstruksjon



Figur 6.32 - Spenninger i rammekonstruksjon

Figur 6.33 viser hvordan falske spenningskonsentrasjoner opptrer i analysen. Problemet var at rammen er tegnet ved hjelp av standard ISO profiler i Solidworks Weldments funksjon. Da det ikke er påsatt sveiseforbindelser i modellen vil det skarpe hjørne måtte ta opp urealistisk høye spenninger. Ser man bort fra disse områdene, gir analysen et godt inntrykk av spenningsbilde. Etter vurdering av FEM analysen viser det seg at maksimale realistiske spenninger som opptrer ligger på rundt 80 – 90Mpa.



Figur 6.33 - Illustrasjon av singularitet

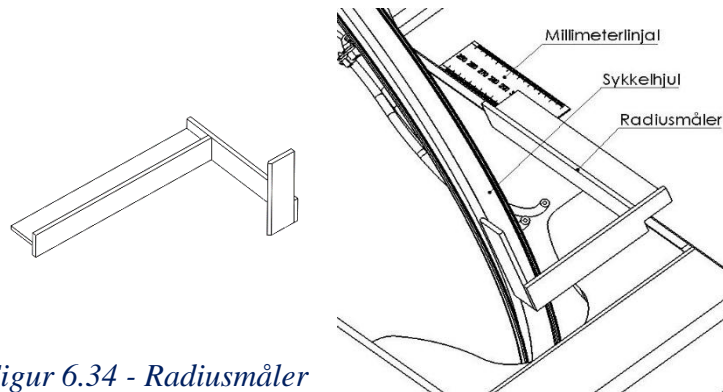
6.4 Radiusmåler for sykkelhjulstørrelse

For at operatør av riggen ikke skal utføre målinger med sykkelhjulstørrelser utenfor riggens kompatibilitet er det nødvendig å lage et måleverktøy for å enkelt kunne fastslå hjulets størrelse. Det er også ønskelig å lage verktøyet slik at det kunne brukes for å kalibrere riggen, med tanke på å måle reimens effektive vektarm. På grunn av tidsmangel ble dessverre ikke verktøyet produsert. Følgende kommer et forslag til utførelse av dette.

Utførelse

Måleverktøyet kan designes med en millimeter linjal som limes på rammekonstruksjonen. For å koble denne til hjulets diameter kan det designes en brakett som butter mot hjulets

innerbane og ligger an mot linjalen. Testhjulets senterplan vil alltid ha lik posisjon. Det er derfor mulig å konstruere radiusmåleren uten noen form for innstillingsmulighet.



Figur 6.34 - Radiusmåler

Kalibrering

For å kalibrere radiusmåleren er det gjort målinger av sykkelhjulet som er dedikert testriggen. Dette ble utført ved å trekke et målebånd om sykkel felgens innerbane. Deretter ble det beregnet radius fra omkretsen. For å bedre målekvaliteten ble det utført 3 stk. målinger og deretter tatt gjennomsnittet av disse.

Tabell 6.9 - Måling av sykkel felg

Måling	Omkrets	Radius
#1	188,5cm	
#2	188,2cm	
#3	188,4cm	
Gjennomsnitt	188,37cm	29,9cm

Den samme felgen kan deretter settes plass i riggen. Da kan linjalen limes på rammen etter gitt posisjon fra radiusmåleren med kjent verdi. Brukes det en annen felg for kalibrering må selvsagt målingene i Tabell 6.9 utføres på nytt.

6.5 Hovedsammenstilling

Da alle komponentene og delssammenstillingene var ferdigstilt ble det satt sammen en hovedsammenstilling av hele testriggen. Med dette ble alle mål og design elementer kontrollert, og det ble utført kontroll på at alt passet sammen. Her ble også reimlenge verifisert ved bruk av SolidWorks «belt and chain» applikasjon. Det ble også kontrollert reimlinje med plassering av reimhjul, sykkelhjul og bremsehjul. Figur 6.35 viser rendret fremstilling av hovedsammenstillingen.



Figur 6.35 - Hovedsammenstilling



Figur 6.36 - Hovedsammenstilling fra venstre

6.6 Produksjonsmetoder og materialer

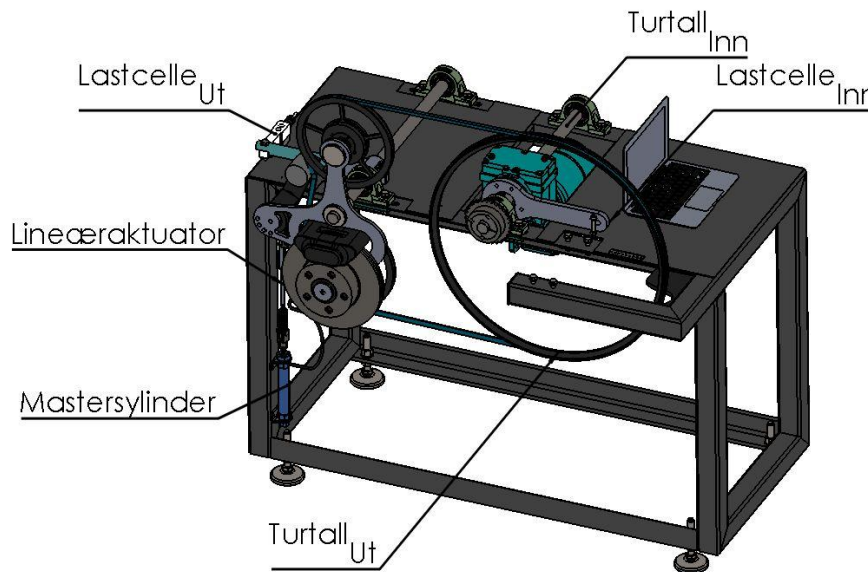
Det ble forsøkt å holde kostnader på et minimum ved å velge effektive og rimelige produksjonsmetoder. Av samme grunn ble også de av delene som var mulig, produsert av studenten selv. Alle deler er produsert i stål, S355.

Tabell 6.10 – Produksjonsmetoder

Element	Produksjonsmetode	Produsent
Rammekonstruksjon		
Hulprofiler og vinkelstål	Kappet og sveist.	Studenten.
Utfresning av hullbilde i ramme	Frest med pinnefres.	Studenten.
Brakett ramme	Vannskjært.	Waterjet Norge.
Bordplater	Platesaks og vinkelsliper.	Studenten.
Bremseapparat		
Brakett bremseapparat	Vannskjært.	Waterjet Norge.
Opplagringsaksel	Dreid.	Studenten.
Utgående reaksjonsarm	Dreid og frest.	Studenten.
Aksling brems	Dreid.	NMBU maskinverksted.
Hylse brems	Dreid.	NMBU maskinverksted.
Aksling løpehjul	Dreid.	NMBU maskinverksted.
Hylse opplagringsaksel	Dreid.	NMBU maskinverksted.
Brakett bremseskive	Dreid og frest.	NMBU maskinverksted.
Motor og drivverk		
Motor aksling med kilespor og seegerringspor	Dreid og frest.	NMBU maskinverksted.
Tannhjul	Modifisert hullbilde, dreid.	Studenten.
Innfestning lastceller		
Brakett inngående lastcelle	Kappet, boret hullbilde og gjenget.	Studenten.
Brakett utgående lastcelle	Kappet, boret hullbilde og gjenget.	Studenten.
Opplagring testgir		
Brakett opplagring	Vannskjært, sveist.	Waterjet Norge, studenten.
Drift av mastersylinder		
Brakett lineæraktuator	Frest og sveist.	Studenten.

6.7 Styresystem og effektmåling

Dette delkapittelet er dedikert for å informere den som skal utvikle styresystemet. Det startes med å gi en kort oppsummering av riggens virkemåte. Motoren driver testgiret via kjededrift. For å ta ut effekt av testgiret driver dette en reim som går gjennom bremseapparatet. Ønsket bremseeffekt påsettes ved oppbygging av bremsetrykk ved hjelp av lineæraktuatoren. Da bremsen skaper et reimstrekk i kilereimen vil bremseapparatet prøve å vri seg om sin egen opplagringsaksel. For å måle reimstrekket er det satt på en lastcelle som forhindrer denne bevegelsen. Ved å måle inngående og utgående reaksjonskraft sammen med inngående og utgående turtall kan man beregne testgirets virkningsgrad. Se Tabell 6.11 for videre informasjon.



Figur 6.37 - Oversikt styresystem

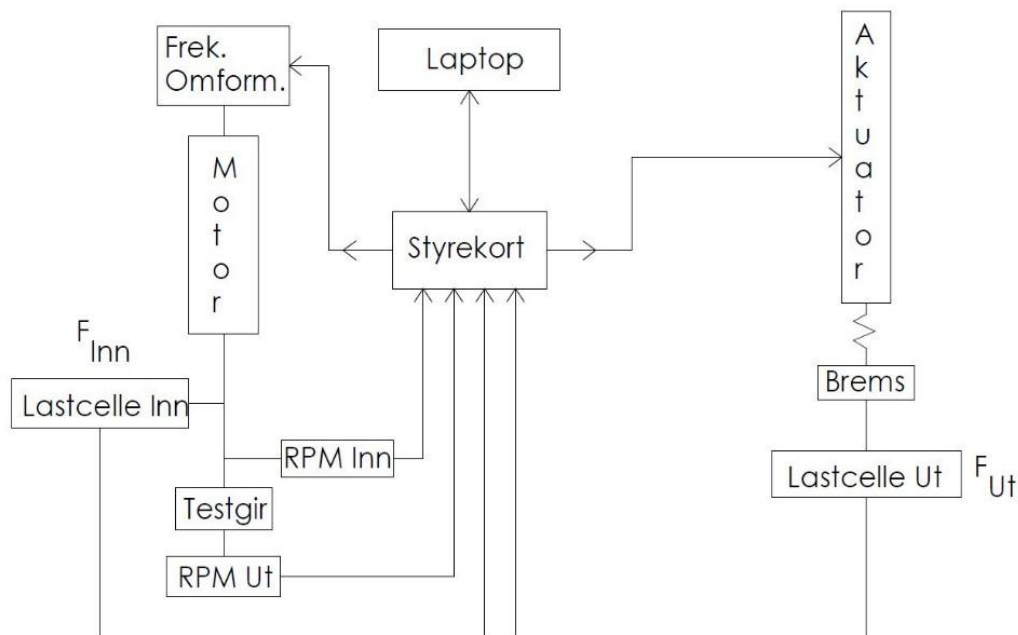
6.7.1 Kravspesifikasjoner styresystem

Tabell 6.11 - Kravspesifikasjoner styresystem (fortsettes)

Element	Krav
Brukergransnitt	Dataprogrammet skal ha et brukergrensesnitt. Her skal operatør kunne plote ønsket testeffekt og turtall
Regulering	<ul style="list-style-type: none"> Systemet skal kunne regulere turtall fra PC via frekvensomformer, etter beskjed fra inngående turteller. Ønsket bremseeffekt reguleres av lineæraktuatoren. Denne drar på en mastersylinder som øker bremsetrykket. Ved oppnådd ønsket bremseeffekt vil <u>inngående</u> lastcelle gi beskjed til lineæraktuator om å stanse. Bremsetrykket i seg selv er ikke interessant da det er lastcellen som leser av bremsekraften. Det påpekes at det ikke er utgående lastcelle som er styrende for bremseeffekten. Denne vil kun brukes for å beregne utgående effekt, mens det er inngående

	lastcelle som vil indikere hvor mye effekt som tas ut av motoren. Det er effekten som tas ut av motoren som er interessant i denne sammenheng, det er derfor nødvendig at inngående lastcelle jobber i loop med aktuatoren for å opprettholde ønsket bremseeffekt.
Beregning	Systemet skal kunne beregne utgående effekt fra utgående lastcelle og testgirets utgående turtall. På samme måte skal det også beregnes inngående effekt fra inngående lastcelle og motorakslingens turtall.
Returnere	Systemet skal returnere følgende data til brukergrensesnitt: <ul style="list-style-type: none"> • Inngående effekt. • Utgående effekt. • Virkningsgrad. • Effektverdiene skal kunne plottes og eksporteres til Excel.

Figur 6.38 viser hvordan styresystemet kan bygges opp etter ønskede krav. Figuren er laget for å gi en oversikt på hvor mange input- og outputkanaler styrekortet må ha. Den viser ikke et komplett koblingskjema. Koblingen mellom aktuator og bremse illustrerer fjæren som gir en mykere påføring av bremsekraft.



Figur 6.38 - Prinsippkisse styresystem

Fra NMBU ble det lånt et styrekort/DAQ av type National instrument DAQPad – 6015. Se vedlegg 3.4 for datablad.

6.7.2 Hardwarekomponenter

Dette delkapittelet viser beregning av hardwarekomponentenes arbeidsområde og valg av merke og modell.

Lastceller

Lastcellene vil plasseres ved inngående og utgående reaksjonsarmer. Minste reaksjonskraft ble beregnet ved 100W og et turtall på 120RPM og den største ved 400W og 30RPM.

Inngående lastcelle:

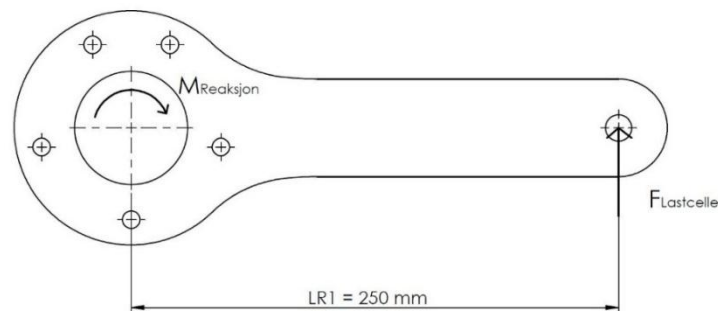
Dette vil være bindeleddet mellom motorens rotasjonsopplagring og rammekonstruksjonen. Informasjon om moment fra motor finnes i delkapittel 6.1.1.

$$F_{Lastcelle\ Inn,maks} = \frac{M_{motor,maks}}{LR1} = \frac{127,4Nm}{0,25m} = 509,6N$$

$$M_{Ut,min} = \frac{P \cdot 30}{n \cdot \pi} = \frac{100 \cdot 30}{120 \cdot \pi} = 7,96Nm$$

$$F_{Lastcelle\ Inn,min} = \frac{M_{motor,min}}{LR1} = \frac{7,96Nm}{0,25m} = 31,8N$$

Arbeidsområdet for inngående lastcelle vil ligge mellom 31,8N til 509,6N.



Figur 6.39 - Inngående reaksjonsarm

Utgående lastcelle

Utgående lastcelle vil naturligvis ha et bredere arbeidsområde på grunn av utvekslingen i sykkelgiret. Det tas utgangspunkt i et sykkelhjul med diameter på 600mm. Momentet ut av testgiret vil bli av lik størrelse som opptredende moment om bremseapparatets opplagringsakse, da sykkelhjulet radius og bremseapparatets vektarm er like lang.

Beregner utgående moment:

$$i_{1.Gir} = 0,272$$

$$i_{14.Gir} = 1,48$$

$$i_{tot} = i_{motor-testgir} \cdot i_{testgir}$$

$$i_{Tot} = 2 \cdot i_{testgir}$$

$$M_{Ut} = \frac{M_{inn}}{i_{tot}}$$

$$M_{Ut,maks} = \frac{127,4Nm}{2 \cdot 0,272} = 234,2Nm$$

$$F_{Lastcelle Ut,maks} = \frac{M_{Ut}}{LR2} = \frac{234,2Nm}{0,285m} = 821,2N$$

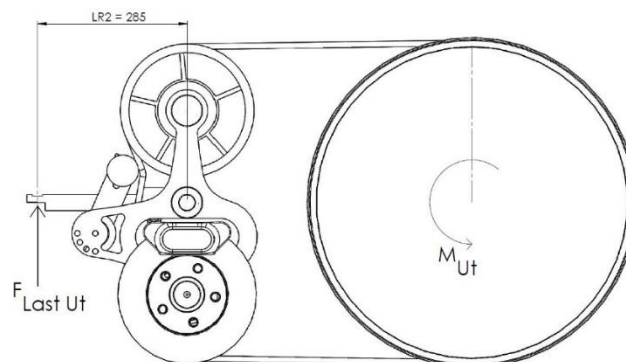
$$M_{Ut,min} = \frac{7,96Nm}{2 \cdot 1,48} = 2,68Nm$$

$$F_{Lastcelle Ut,min} = \frac{M_{Ut,min}}{LR2}$$

$$F_{Lastcelle Ut,min} = \frac{2,68Nm}{0,285m} = 9,4N$$

Arbeidsområde for utgående lastcelle vil ligge mellom 9,4N til 821,2N.

$F_{forspenning}$ bidrar ikke til $F_{lastcelle Ut}$ da den opptrer parvis om opplagringen i senter av bremsebraketten. Bremseapparatet ble designet slik at kilereimen angriper vinkelrett på opplagringen med en radius på 300mm. Derfor får vi ingen dekomponering av remstrekket.



Figur 6.40 - Beregning av utgående lastcelle

Valg av type lastcelle ble bestemt ut fra hvilke typer som var tilgjengelig for utlån ved NMBU. Dette endte derfor på Flintec SB6 – 1kN C3. Se vedlegg 3.3 for datablad.

Turtellere

Inngående turteller:

Arbeider i motorens turtalls område. Dette er fra 30RPM til 120RPM.

Utgående turteller:

Bestemmes av inngående turtall og testgirets utveksling. Dette blir som følger:

$$n_{ut,min} = n_{inn,min} \cdot i_{tot,min}$$

$$n_{ut,min} = 30RPM \cdot 2 \cdot 0,272 = 16,32RPM$$

$$n_{ut,maks} = n_{inn,maks} \cdot i_{tot,maks}$$

$$n_{ut,maks} = 120 \cdot 2 \cdot 1,48 = 355,2RPM$$

Det ble ikke kjøpt inn turtellere, da dette vil bestemmes av den som skal designe styresystemet.

Oppsummering hardwarekomponenter

Tabell 6.12 viser oppsummering av spesifikasjoner for hardwarekomponenter. Tallene er avrundet for å ligge i et litt bredere bruksområde enn beregnet.

Tabell 6.12 - Oppsummering hardwarekomponenter

Komponent/Variabel	Merke	Modell	Enhet	Verdi /Arbeidsområde	Funksjon
Lastcelle Inn	Flintec	SB6 – 1kN C3	N	30 -> 550	Måler motorens reaksjonskraft.
Lastcelle Ut	Flintec	SB6 – 1kN C3	N	5 -> 830	Måler bremsens reaksjonskraft.
Turteller Inn	Ikke best.		RPM	30 -> 120	Turtall motor.
Turteller Ut	Ikke best.		RPM	15 - 360	Turtall sykkelhjul.
Lineæraktuator	Actuonix	P16 – 250mm i256.	mm	Stroke =150mm, F = 250N	
Frekvensomformer	Nord	SK- 500E			
DAQ	National Instruments	DAQ Pad 6015			Bindeledd hardware – Laptop.

6.7.3 Oppsett av LabView

Tabell 6.13 viser hvilke variabler jeg ser for meg dataprogrammet kan inneholde og matematiske sammenhenger mellom de ulike variablene. Grønn bakgrunn indikerer at verdien skal kunne avleses av operatør i brukergrensesnittet. Kalkulerte input verdier er verdiene systemet skal styre etter. Det vil si at om man ønsker å teste ved en gitt effekt vil dette tilsvare en bestemt kraft i inngående lastcelle. Dette blir en verdi systemet skal beregne og deretter jobbe for å oppnå at lastcellen opplever akkurat denne lasten. Raw input er data som kommer fra hardwarekomponentene. Merk at noen av variablene har endret navn i forholdt til tidligere beregninger. Dette er for å forenkle oppsettet av datasystemet. Variablene er derfor ikke listet i symbolisten som tilhører resten av rapporten.

Tabell 6.13 - Oppsett av LabView

	Forkortelse	Enhet	Formel for prog. / Verdi	Kommentar
Konstanter				
Lengde reaksjonsarm Inn	$L_{reaksjonInn}$	m	0,25m	
Lengde reaksjonsarm Ut	$L_{reaksjonUt}$	m	0,285m	
Input fra operatør				
Effekt	P_{input}	W		Ønsket testverdi
Inngående Turtall	n_{input}	RPM		Ønsket testverdi
Sykelhjulstørrelse				
Kalkulerte input verdier:				
Moment Inn Testverdi	$M_{inn-test}$	Nm	$M_{inn-test} = P_{input} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{input}}$	
Lastcelle Inn Testverdi	$F_{Inn-test}$	N	$F_{inn-test} = \frac{M_{inn-test}}{L_{reaksjonInn}}$	
Raw Input				
Turtall Inn	n_{inn}	RPM		
Lastcelle Inn	F_{inn}	[N]		
Turtall Ut	n_{ut}	RPM		
Lastcelle Ut	F_{ut}	[N]		
Posisjon Lineæraktuator				Bør vurderes
Kalkulerte variabler				
Moment Inn	M_{inn}	Nm	$M_{inn} = F_{inn} \cdot L_{reaksjonInn}$	
Effekt Inn	P_{inn}		$P_{inn} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{inn}}{60} \cdot M_{inn}$	
Moment Ut	M_{ut}	Nm	$M_{ut} = F_{ut} \cdot L_{reaksjonUt}$	
Effekt Ut	P_{ut}		$P_{ut} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{ut}}{60} \cdot M_{ut}$	
<u>Virkningsgrad</u>	η_{tot}		$\eta_{tot} = \frac{P_{inn}}{P_{ut}}$	
Styresignaler ut				
Frekvensomformer			Signal til frekvensomformer etter ønsket n_{input} fra operatør.	
Lineæraktuator			Regulering av bremsekraft fra lastcelle Inn. Denne jobber i loop inntil ønsket $F_{inn-test}$ er oppnådd.	

7 Byggeprosess

Dette kapittelet beskriver byggeprosessen og montasje av riggen. Da selve byggeprosessen ble ganske omfattende vil det ikke gås i detalj på hvordan alt arbeidet ble utført, men resultatene vil fremlegges og dokumenteres med bilder. Kapittelet er delt opp etter de ulike delsammenstillingene.

7.1 Rammekonstruksjon

Når rammekonstruksjonen var ferdig konstruert ble det laget en kapp-liste med lengde og vinkler for alle stålprofilene. Etter denne listen ble alle delene kappet og slipt for klargjøring til sveising. Oppkapping ble gjort ved CA-Technologies lokaler, mens sveisearbeidet ble utført ved NMBU sitt mekaniske verksted. Her var det tilgang på MIG-sveiseapparat og sveisebord med tilhørende elementer for fastspenning av deler.

Det ble utført en sjekk av alle delene for å forsikre at alle vinkler og lengder var riktige. Deretter ble alt nummerert etter kappliste og pakket for transport til Ås.

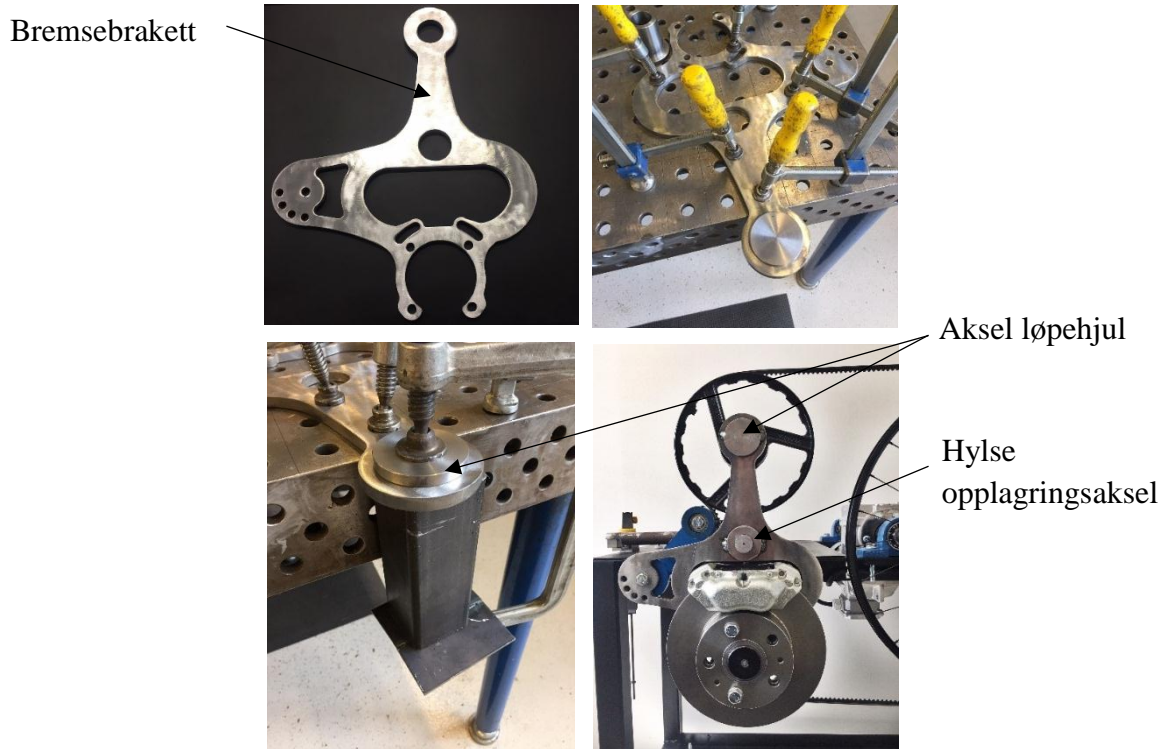


Figur 7.1- Geometrisjekk, frakt og ferdig grunnnet rammekonstruksjon

Etter kapparbeidet var gjennomført, ble det frest hullbilde til opplagring av motor, bremseapparat og maskinføtter. Dette ble utført med manuell fres og søylebor ved NMBU. Deretter ble rammen oppspent i sveisebordet for punktsveising for å unngå vridninger i materialet. Til slutt ble det lagt på helsveis i alle sammenføyningene. Konstruksjonen ble deretter grunnnet og klargjort for lakkering. Alt arbeidet med rammen ble utført av studenten selv.

7.2 Bremsapparat

Akslingen for løpehjul og hylsen for innfestning til opplagringsaksel ble begge sveist fast i braketten. (Se navngivning, Figur 7.2). Det ble lagt to punktsveiser på hver del, i horisontal retning. Plasseringen av sveisen ble bestemt for å hindre at braketten skulle vri seg i kritisk retning, som ville påvirket reimens inngrep. Braketten ble i tillegg spent fast i sveisebordet for å unngå deformasjoner. Den ble liggende i press til den var kjølnet. Delene ble også spent fast, slik at anleggsflaten lå helt inntil braketten, illustrert nede til venstre på Figur 7.2.

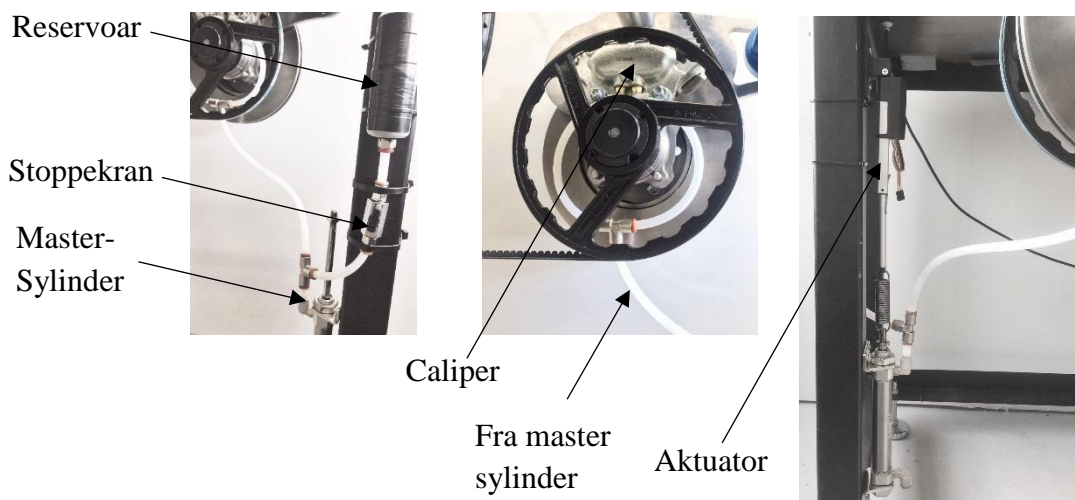


Figur 7.2 - Montasje av bremseapparat

Bremsebraketten, som er den lastbærende delen av denne sammenstillingen, ble spent fast i skrustikken for å lette montasjearbeidet. Det ble også gjort noen små modifikasjoner med fil, for å kompensere for dårlige pasninger fra vannskjæringen. Deretter ble alle tilhørende komponenter montert: reimstrammer, caliper, bremseklosser, bremsekive, brakett for bremsekive, akslinger, shims og lagre.

7.3 Drift av mastersylinder og hydraulikksystem

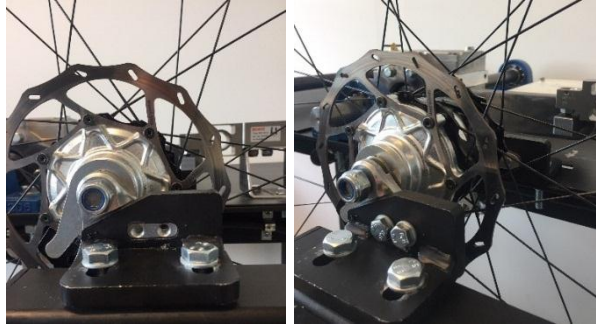
Systemet bestod av standardkomponenter og kunne monteres direkte på riggen. Slanger ble klippet til riktig lengde.



Figur 7.3 - Oppkobling av hydraulikksystem

7.4 Innfestning testgir

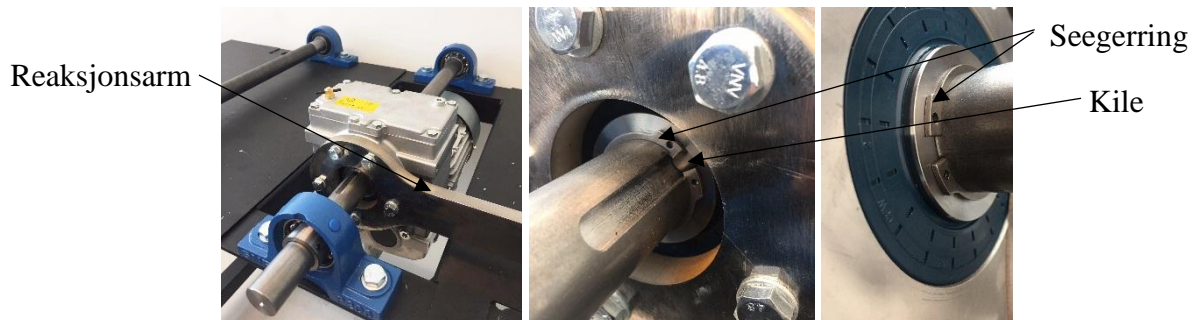
Brakettene for testgiret ble satt sammen av vannskjært platedeler og måtte derfor sveises sammen. Det ble laget en kileåpning på undersiden av brakettene for å kunne felle inn en helsveis, uten å bygge opp materiale. Det ble også lagt inn punktsveiser, der det var plass på oversiden. Figur 7.4 viser ferdige braketter, installert på riggen med innspent testgir. Arbeidet ble utført av studenten.



Figur 7.4- Innfestning av testgir

7.5 Motor og drivverk

Motor med tilhørende girkasse, aksling, kile, lagerbukker, reksjonsarm og seegerringer ble montert direkte på riggen. Figur 7.5 viser dessverre ikke tannhjulsoverføringen, da tannhjulet ikke var ferdig tilpasset på dette tidspunktet. Motorakslingen ble festet med settskruer i begge lagerbukkene.



Figur 7.5- Innfestning av motor. F.V Oversikt, seegerring og kile, bakre seegerring.

7.6 Hardwarekomponenter for styresystem og kabelføring

Det ble montert lastceller, frekvensomformer og nødstopp med tilhørende kabelføring. Kabelholdere ble skrudd fast med selv borende skruer, og det ble lagt inn gummigjennomføringer for kablene ved trekking gjennom platedeler. Figur 7.6 viser bilder av arbeidet. Motoren ble koblet i delta kobling, da den ble kjørt på 230V nett.

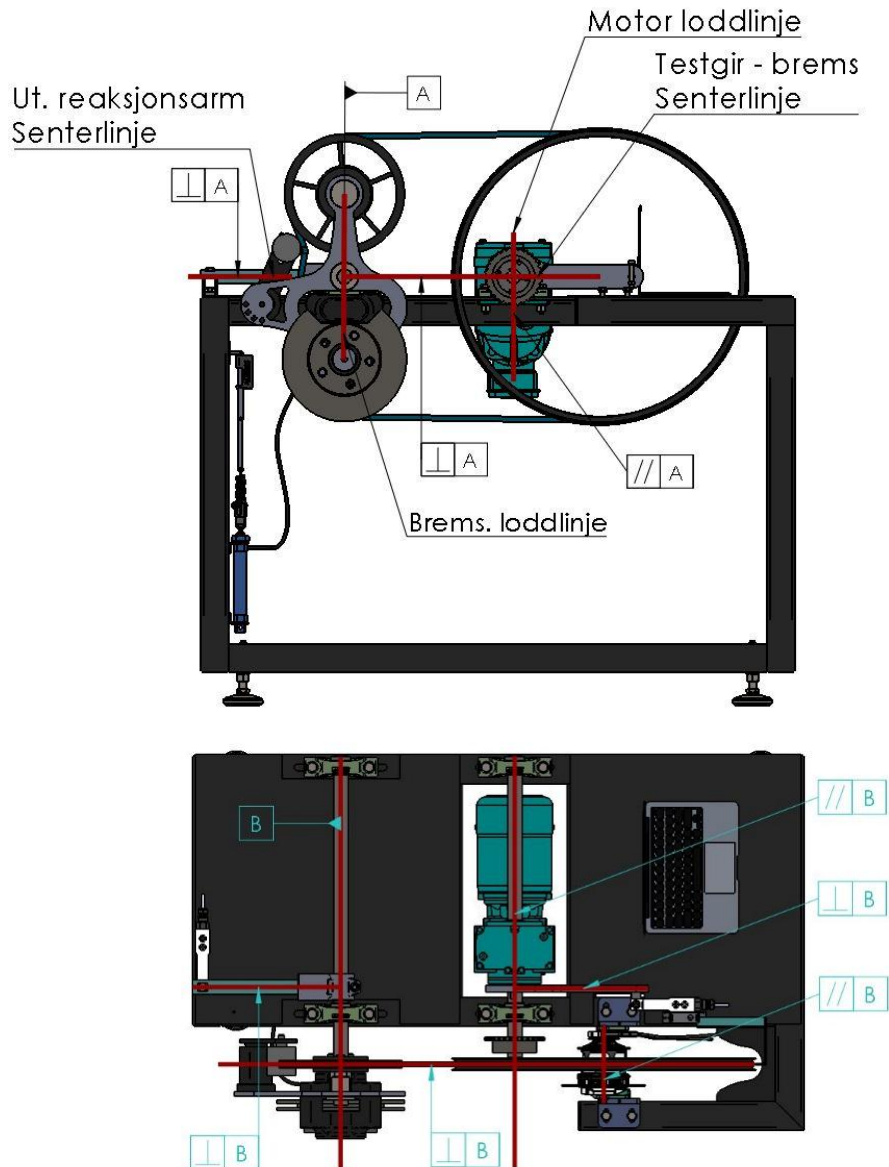


Figur 7.6- Inngående lastcelle, motor og frekvensomformer,

7.7 Hovedsammenstilling og fininnstilling

Når alle komponentene var montert på riggen ble det gjennomført fininnstilling av alle kritiske deler. Det vil si at de delene som ville påvirke målingene ble justert i forhold til hverandre. Figur 7.7 viser krav til parallellitet og vinkelretthet ved montasje av riggen.

Tabell 7.1 gir videre forklaring av kravene.



Figur 7.7 - Fininnstilling av komponenter. Sett forfra og ovenfra.

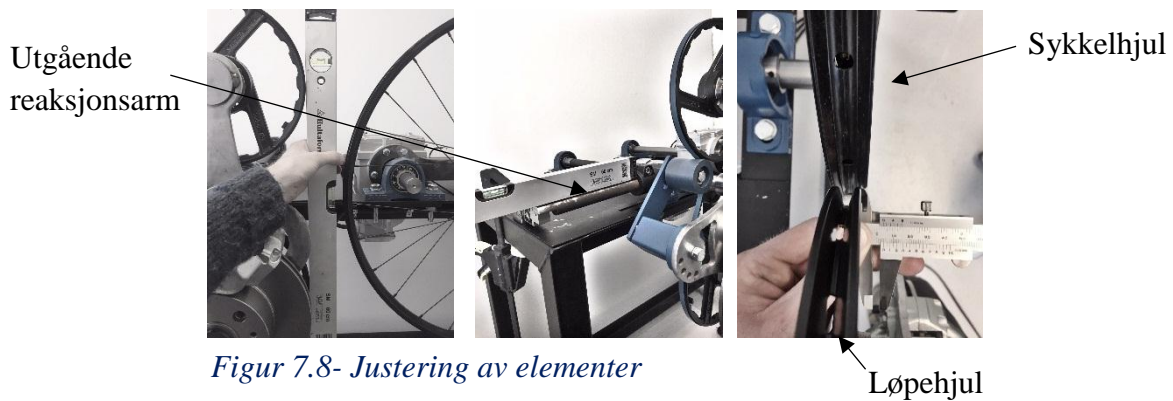
Tabell 7.1 - Montasjekrav hovedsammenstilling (fortsettes)

Element	Symbol	Krav
Loddlinje bremseapparat	A	Definert av andre elementer.
Senterlinje opplagringsaksel bremseapparat	B	Definert av andre elementer.
Senterlinje motoraksel		Parallell med B.

Senterlinje inngående reaksjonsarm	Vinkelrett på A og B.
Senterlinje testgir – bremseapparat	Vinkelrett på A og B.
Senterlinje testgir	Parallell med B.
Loddlinje motor	Parallell med A.
Senterlinje utgående reaksjonsarm	Vinkelrett på A og B.

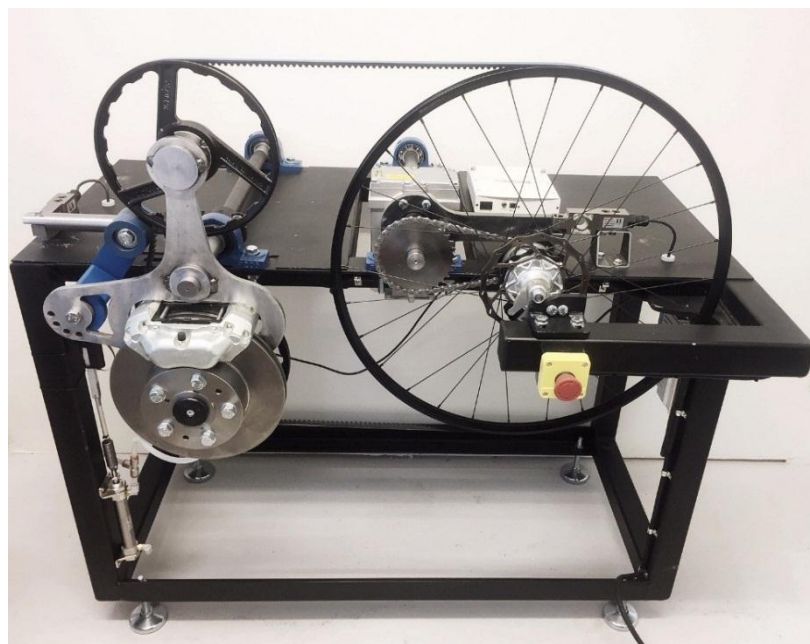
Utførelse av fininnstilling:

Alle akselavstander ble målt ved begge akselender for å sikre parallellitet mellom dem. Videre ble riggen satt i vater ved å justere maskinføttene. Dette gjorde det mulig å bruke bordet som referanse for videre innstillinger. Til slutt ble alle loddlinjer og vannrette linjer justert med vater. For å ivareta reimlinjen ble reimhjulene stilt i riktig sideveis posisjon ved måling av skyvelære. Figur 7.8 viser hvordan elementene ble stilt inn ved bruk av vater og skyvelære.



Figur 7.8- Justering av elementer

Figur 7.9 viser ferdig sammenstilling med alle tilhørende komponenter. Turtellere mangler, da dette vil bli bestemt under design av styresystem.



Figur 7.9 - Hovedsammenstilling

7.8 Kalibrering

Da montering av styresystem ikke inngikk i denne oppgaven, kunne heller ikke lastcellene kalibreres ved dette tidspunktet. Det ble likevel utarbeidet et forslag til hvordan dette kan gjøres. Hovedpoenget med kalibreringen vil være å detektere ukjente vektarmer og nullstille lastcellene etter montering. Sistnevnte kommer av at både vekten til inngående reaksjonsarm og usymmetrisk design av bremsebrakett vil gi ett initielt utslag i lastcellene.

Inngående lastcelle:

Først må riggen monteres komplett med alle elementer. Deretter må lastcellen nullstilles. Det må gjøres en videre kalibrering for å vite nøyaktig vektarm denne jobber med. Denne kan finnes ved å henge et lodd med kjent masse i kjededrevet til motorakslingen. Da vil man ha en kjent effektiv vektarm inn til akslingens senter. Med dette kjente momentet kan man beregne vektarmen ved å lese av lastcellens verdi.

Utgående lastcelle:

Her må også lastcellen først nullstilles, etter komplett montering. Deretter kan man henge en snor gjennom bremseapparatets drivhjul og bort til sykkelhjulet. Over sykkelhjulet henges et lodd med kjent masse. Da vil snorkraften dra på bremseapparatet med en kjent vektarm, i horisontal retning. Herfra kan man beregne utgående reaksjonsarms effektive lengde, med den kjente kraften som leses av lastcellen.

8 Bruk og vedlikehold

Det er utarbeidet en bruksanvisning for den mekaniske delen av testriggeren. Denne er tiltenkt som en støtte for kompatibel operatør. Bruksanvisningen er gitt i Tabell 8.1.

Tabell 8.1 - Bruksanvisning

Kalibrering av maskinelementer

Reimhjul, bremseapparat sykkelhjul, motor og testgir må stå i riktig posisjon før riggen kjøres. Under delkapittel 7.7 Hovedsammenstilling og fininnstilling, er det gjennomgått fininnstilling for riggens konstruksjonselementer.

Forspenning av reim

For at driften av bremsen skal foregå på riktig vis er det nødvendig at reimen er riktig forspent. Dette gjøres ved å innstille reimstrammeren til riktig posisjon. Det er oppgitt verdier for dette i delkapittel 6.1.3 og 6.1.4. Det vil være rom for å prøve ulike verdier, da reimens friksjon mot sykkelhjulet er noe usikkert. Her kan det forsøkes med mindre forspenning for å minimere reimtaper.

Utluftning av bremseapparat

For å sikre god funksjonalitet i bremsen er det nødvendig at bremsesystemet utluftes.

Prosedyre:

- Fyll opp reservoaret med DOT 5 eller annen silikonbasert bremsevæske.
- Steng alle luftenipler. Åpne stengeventil.
- Dra mastersylinderens støtstang helt ut. Denne fylles da med væske.
- Lukk stengeventil. Åpne luftenipler. Trykk støtstangen rolig inn. Steng luftenipler.
- Fyll mastersylinderen på nytt, med åpen stengeventil. Lukk deretter ventilen.
- Repeter utluftning med bremseapparat skråstilt i 90° mot klokken.
- Repeter begge utluftningssekvenser til all luft er fordrevet.

Kalibrering av måleutstyr

Dette feltet er ikke ferdig utarbeidet i denne rapporten og vil bli inkludert i videre arbeid med styresystem. Det er likevel laget et forslag til hvordan dette kan gjøres i delkapittel 7.8 Kalibrering.

Varmgang i brems

Det bør utføres kontroll av bremsens varmgang. Dette gjøres ved bruk av infrarødt termometer direkte på bremseskiven. Bruk av riggen skal stanses ved målt temperatur over 230°C.

HMS

Testriggeren er en maskin med mange bevegelige deler hvor det lett kan oppstå klemskader. Før det er montert beskyttelsesdeksler skal maskinen ikke brukes av operatør uten opplæring fra kompatibel person. Opplæring skal inkludere bruk av nødstop, informasjon om potensielle skader og forholdsregler. Det skal alltid brukes hodeplagg pga. klemfare.

Serviceintervall

Etter bruk av riggen skal det gjennomføres visuell inspeksjon av bremseskive, bremseklosser og kilereim. Her skal det sees etter slitasje og vibrasjoner under drift. Det skal også utføres skift av bremsevæske en gang i året. Slidedeler skiftes etter behov.

9 Funksjonstest og modifikasjoner

Det ble gjennomført en funksjonstest av riggen. Dette var for å sjekke at alle delene beveget seg som de skulle. Det ble også gjennomført tester og modifisering av noen komponenter.

Vipping av reim

Det ble under denne testen oppdaget at reimen hadde en tendens til å legge seg litt skeivt i sykkelfelgen. Det er reimens fiberarmering som er lastbærende i denne type reimer. Da denne er plassert ganske langt fra kontaktpunktet mot felgen vil den søke seg nærmere dette punktet, og dermed vippe. En annen faktor var at reimen var kileformet som gav en ustabil profil. Av disse grunnene ble det brukt en roterent fil til å file vekk nederste del av reimen. Dette ble gjort ved å kjøre testriggeren, samtidig som filen ble holdt borti reimen. Resultatet av modifiseringen fungerte bra.

Friksjonsmoment

Ved kjøring på lavest ønskelig effekt (100W) i kombinasjon med et turtall på 120RPM skal bremsen i systemet kun yte 1,12Nm (Fra Tabell 5.4). Dette vil tilsvare et reimstrekk på:

$$F_{drift} = \frac{M_{brems}}{R_{bremsehjul}} = \frac{1,12Nm}{0,125m} = 8,95N$$

Lavest tolererte friksjonsmoment ville altså være ekvivalent til et reimstrekk på 8,95N. For å verifisere at testriggeren oppfylte dette kravet ble det festet et lodd (4,905N) i en snor ved sykkelhjulets ytterkant. Ved å se at loddet klarte å rotere hjulet sammen med resten av drivverket og bremsen i fri posisjon, ble det konkludert med at friksjonsmomentet var godt innenfor grensen.

Kast i bremseskive:

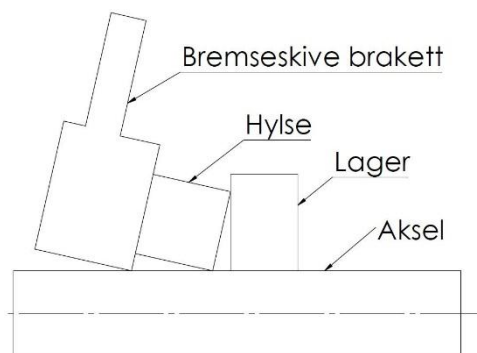
Under testkjøring fremkom det at bremseskiven opplevde et sidekast på ca. 0,5mm. Under testing med høyt bremsetrykk kunne denne pulseringen gi såpass mye friksjon i caliperens pakninger at det ville blitt utslagsgivende for måleresultatene. Det ble derfor gjort målinger av bremsens komponenter for å finne kilden til kastet.



Figur 9.1 - Måling av parallellitet bremsebrakett og hylse

Figur 9.1 viser måling av parallellitet mellom bremseskivens brakett og hylsen som ligger an mot lageret. Det ble målt ved fire punkter rundt delene. Resultatet viste en differanse på 0,04mm og det ble derfor konkludert med at det ikke var her kastet oppsto. Da delene var målt og godkjent, ble neste mulighet at bremseskiven var skeiv. Denne ble derfor målt for kast. Det gav heller ikke nevneverdige feil.

Siste mulighet var da at delene var pålimt akslingen skeivt. Denne situasjonen er illustrert i Figur 9.3. Her kan det sees at bremseskivebraketten og hylsen ikke ligger riktig an mot akselen. Dette kommer av et delene ble produsert med klaringspasing og ikke presspasing. I etterkant kan det sies at dette var en dårlig avgjørelse. Feilen ble utbedret med å sette delsammenstillingen i ovnen på 150° i én time, for å smelte limet. Deretter ble delene presset fra hverandre og gammelt lim ble fjernet. Under neste forsøk på liming ble delene satt på et flatt målebord, for å sikre parallellitet mellom anleggsflatene. Deretter ble det delene riktig posisjonert med bruk av shims. Det ble også satt på press ved hjelp av lodd. Denne limeprosessen førte til et langt bedre resultat og ved ferdig montasje ble kastet i bremseskiven målt til underkant av 0,1mm.



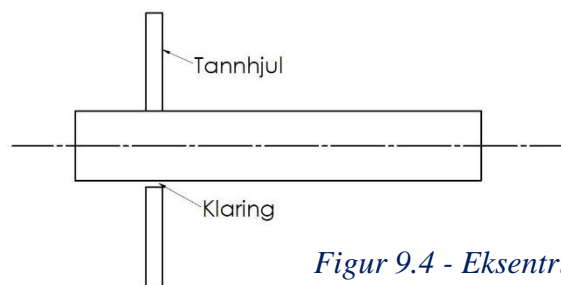
Figur 9.3 - Skeiv påliming av maskindeler



Figur 9.3 - Måling av kast i bremseskive

Kast i inngående tannhjul

Det ble også detektert et lite høydekast ved inngående tannhjul. Ved dette elementet er sidekast av mindre betydning, men høydekast kan være av relativt stor betydning. Dette kommer av at høydekastet vil gi kjedet en varierende hastighet, da effektiv arm inn til akselens senter varierer. Det ble antatt at tannhjulet var pålimt som Figur 9.4 viser. Det ble dessverre ikke tid til å utbedre denne feilen. Det kan gjøres ved å enten sentrere tannhjulet ved hjelp av tynn folie, eller sette det skeivt med den hensikt å eliminere høydekastet og heller godta et sidekast.



Figur 9.4 - Eksentrisk påliming av tannhjul

10 Diskusjon og videre arbeid

Etter ferdigstilling av prosjektet ble det gjort en vurdering av arbeidet. I dette kapittelet vil det diskuteres resultater, arbeidsprosess og videre arbeid.

10.1 Diskusjon

Testriggeren ble konstruert og bygget etter kravspesifikasjonen og kostnadsrammen er overholdt. Det vil derfor påstås at resultatet er tilfredsstillende. Likevel har det kommet opp noen ønsker om videre utvikling underveis i prosessen. Det viktigste av disse er at det vil kunne være ønskelig å teste derailleurgir, for sammenligning mot navgir. Per i dag lar dette seg ikke gjøre da akselavstand mellom motor og testgir er for kort. Plassering av motor ble gjort for å gjøre konstruksjonen mindre, som uansett ikke ville hatt innvirkning på test av navgir. I etterkant kan dette sees på som en ulempe, og det ville vært gunstig å plassere motoren i en avstand fra testgiret som tilsvarer krank – bakhjul på en sykkel. Argumentet var i utgangspunktet at navgir skulle testes opp mot et singelspeedhjul, for å bruke dette som referanse.

Arbeidsprosessen har vært lærerik og spennende. Det har gitt meg mye erfaring å faktisk skulle produsere det som ble tegnet og konstruert. Av denne grunn ble det lagt mye tid i konsept- og konstruksjonsprosessen, som viste seg å være en god avgjørelse når delene skulle monteres. Alle delene passet, med et unntak av et fåtall som måtte modifiseres. Eksempelvis ble pasningene ved vannskjæring noe trang. Dette ble løst med å file av hullkantene.

Prosjektet har også gitt meg forståelse for hvor viktig det er å nytte standardkomponenter der hvor det er mulig. For å holde kostnader nede er det derfor investert mye tid i å finne løsninger ved bruk av standarddeler. Eksempelvis ved løpehjulet på bremseapparatet, bremsen og drift av mastersylinder. Prosjektet har også gitt erfaring med tidsplanlegging, budsjett og delebestillinger. Det viste seg å være tidkrevende å finne gode leverandører, sende prisforespørsler og montasje av delene. Dette gikk på bekostning av styrkeberegning av noen komponenter, som kanskje burde vært analysert nærmere.

Prosessdiagram og disposisjon av innhold for rapporten ble utarbeidet i oppstarten av prosjektet. Ved dette tidspunktet ble det ansett som viktig å ha en god forståelse for girets virkemåte for å kunne legge et grunnlag for å vurdere plausibilitet av måleresultatene fra riggen. I etterkant kan det påstås at det burde kanskje vært disponert litt mer tid til en studie av generell måleteknikk og spesielt på innhenting av data fra sensorer og behandling av denne. Grunnlaget for oppsett av disposisjonen var at denne masteroppgaven skulle omhandle det mekaniske grunnlaget for testriggeren. På denne måten vil den personen som skal designe styresystemet ikke nødvendigvis trenge å være kompatibel til dette, da all nødvendig informasjon om dette er tilgjengelig i denne rapporten.

10.2 Videre arbeid

Det gjenstår fremdeles en del arbeid før det kan utføres tester. Dette delkapittelet vil brukes for å anbefale hva som må gjøres. Hovedtyngden av gjenstående arbeid ligger i design av

styresystem, testkjøring og kalibrering. Dette vil ligge nært et fagfelt for en person med kunnskap innen automasjon og programmering. I tillegg til dette bør noen av de mekaniske delene måles for deformasjon for å sikre at målingene ikke blir påvirket av dette.

10.2.1 Styresystem

Som nevnt ved flere anledninger må det designes et styresystem for riggen. Hvordan dette kan settes opp er beskrevet tidligere i rapporten. For å gjøre det videre arbeidet oversiktlig er det utarbeidet en oversikt for hvor man finner nødvendig informasjon i Tabell 10.1.

Tabell 10.1 - Orientering styresystem

Emne/element	Henvisning rapport
Riggens funksjon/virkemåte og oppsett av styresystem.	<ul style="list-style-type: none"> • 5.1 Funksjonsanalyse • 6.7 Styresystem og effektmåling • Se kapittel 7 for detaljert informasjon om de ulike elementene.
Hardwarekomponenter	<ul style="list-style-type: none"> • 6.7.2 Hardwarekomponenter
Feilkilder	<ul style="list-style-type: none"> • 5.3 Vurdering av feilkilder
Kalibrering	<ul style="list-style-type: none"> • 7.8 Kalibrering
Plausibilitet av målinger	<ul style="list-style-type: none"> • 2 Teknologi

10.2.2 Videre konstruksjon og beregning

Det gjenstår noe beregningsarbeid og konstruksjon som kan bli nødvendig å utføre. Dette er listet i tabellen under.

Tabell 10.2 - Videre arbeid, konstruksjon og beregning

Element	Oppgave
Styrkeberegning av brakett for inngående lastcelle	Braketten er laget av et hulprofil som ikke er spesielt motstandsdyktig mot vridning. Det kan være grunn til å tro at denne kan vri seg. Størrelsesorden av problemet kan detekteres ved bruk av måleklokke under testkjøring eller beregning.
Utmattings- og styrkeberegning av motoraksel	Motorakselen er belastet i flere akser og vil oppleve dynamiske svingninger under bruk av riggen. Situasjonen bør undersøkes nærmere. Deformasjonen kan ha innvirkning på inngående lastcelle.
Egenfrekvensanalyse av rammekonstruksjon	Det bør redegjøres for om driften av systemet vil ha en frekvens som ligger nært rammens egenfrekvens. Dette kan gi uønskede vibrasjoner og være en potensiell feilkilde for målinger.
HMS	Riggens drivverk er per i dag ikke beskyttet av deksler. Det er stor klemfare ved reimhjul og sykkelhjul. Her bør det designes beskyttelsesdeksler. Maskinforskriften bør følges for å innfri HMS krav.
Lage radiusmåler	Produsere radiusmåler (ref. delkapittel 6.4).

11 Konklusjon

I denne masteroppgaven er det blitt konstruert og bygget den mekaniske delen av en testrigger for måling av virkningsgrad av interne navgir til bruk på sykkel. Oppgaven ble startet med å utføre et teknologistudium. Dette inkluderte kartlegging av lignende studier, dybdestudium av navgir, ulike typer effekttap i navgir, forventede virkningsgrader og noe informasjon om måleteknikk i denne sammenheng. Teknologistudiets hensikt var å danne et kunnskapsgrunnlag for å kunne løse oppgaven etter beste evne, gi inspirasjon til løsninger og kunne gi et grunnlag for å anbefale vurdering av måleresultater fra testriggeren.

Da forstudiet var fullført ble arbeidet med konstruksjonen av testriggeren igangsatt. Denne delen av oppgaven ble dominerende for arbeidsmengden, og det viste seg at det var langt flere faktorer å ta hensyn til enn først antatt. Det kan her spesielt trekkes frem problemstillinger rundt hvilke krefter og effekttap som kom til å ha innvirkning på måleresultatene, og hvordan det kunne elimineres flest mulig av disse feilkildene. Hovedpoenget ble å konstruere riggen på en slik måte at effekttap i drift av selve riggen ikke ville leses som et effekttap i testgiret. Som følge av dette endte resultatet med at det ble konstruert og bygget en testrigger med minimale ukjente effekttap. Hovedargumentet for dette er at systemets brems er konstruert på en slik måte at alle friksjonstap og reimtap i denne vil leses av lastcellen og dermed oppleves som påsatt brems, istedenfor et ukjent effekttap. Det lot seg likevel ikke løse å eliminere alle effekttap. Den største feilkilden ved konstruksjonen er per i dag at man ikke vet hvor mye energi som går tapt ved deformasjon og friksjon i reimen rundt testgiret. En mulig løsning på dette vil være å kalibrere riggen ved å kjøre den med et testgir uten utveksling. Da vil dette kunne gi en indikasjon på hvor mye energi som går tapt. Likevel vil situasjonen være vanskelig å forbedre da dette tapet forandres av påsatt effekt.

Det kan påstås at problemstillingen er løst gjennom oppgaven, med forbehold om at det fremdeles ligger noen poster i videre arbeid. Her kan det trekkes frem at det bør gjøres noen flere beregninger, derav egenfrekvensanalyse av rammekonstruksjon. Kravspesifikasjonen er fulgt gjennom hele arbeidet og resultatet oppfyller alle poster i denne. Her kan det nevnes at det har vært lagt ned mye arbeid for å holde prosjektet innenfor kostnadsrammen. Derfor er alt av montasje arbeid, sveising og produksjon av noen deler gjort av studenten selv.

Det kan også påpekes at riggen kanskje burde vært konstruert for å være kompatibel til å teste enda flere typer girsystemer, derav derailleurgir. Dette kom opp som et ønske litt for sent i arbeidsprosessen og er derfor ikke tatt hensyn til under designet.

Prosjektet har gitt meg en bratt læringskurve i å planlegge, utføre og ferdigstille et ingeniørprosjekt. Det har vært spennende å planlegge delebestillinger, leveringstid og kostnader for å holde prosjektets tidsramme. I denne sammenheng ble det brukt mye tid på å utarbeide et fullstendig budsjett, som viste seg å være veldig nyttig.

Testriggeren står klar for montering av styresystem og all nødvendig dokumentasjon for å designe og lage dette finnes i denne rapporten.

12 Referanser

1. *The mechanical efficiency of bicycle derailleur and hub-gear transmissions.* **Berto, Chester R. Kyle og Frank.** 2001, Human Power, ss. 3 - 11.
2. **Archibald, Elizabeth A. Casteel og Dr. Mark.** *A Study on the efficiency of bicycle hub gears.* Grove City : Grove City College, 2013. IMECE2013-64507.
3. **Kindernay .** Kindernay. *Products.* [Internett] [Sitert: 12 Januar 2018.] <http://www.kindernay.com/products/>.
4. **Myklestad, Hallvard Askeland.** *TIP 300 Rapport - Videreutvikling av hydraulisk girveklser.* Institutt for realfag og teknologi, NMUB. 2017. Skoleoppgave.
5. **Bernard Rohloff og Peter Greb, oversatt av Thomas Siemann.** www.rohloff.com. [Internett] [Sitert: 26 Januar 2018.] <https://www.rohloff.de/en/experience/technology-in-detail/mechanical-efficiency/efficiency-measurement/>.
6. **Christensen, Gunnar Dahlvig og Sigmund.** *Konstruksjonselementer.* Ås : Yrkesopplæringen i.s, 1986. ss. 279-280.
7. **European Patent Office.** [Internett] 15 10 1997. [Sitert: 17 Januar 2018.] <https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?CC=DE&NR=19745419A1&KC=A1&FT=D&ND=5&date=19980423&DB=EPODOC&locale=>.
8. *Chain guide.* [Internett] [Sitert: 12 April 2018.] <http://chain-guide.com/basics/2-2-1-chordal-action.html>.
9. Store norske leksikon. [Internett] 29 November 2017. [Sitert: 05 Mai 2018.] <https://snl.no/vinkelhastighet>.
10. **Dørum, Arne.** *Dimensjonering av maskindeler.* s.l. : Universitetsforlaget.
11. **Magneta.** [Internett] http://www.magneta.de/download/doku/KatalogMagpKupplBrms_de.pdf.
12. **Warner Electric.** [Internett] <http://www.warnerelectric.com/products/torque-control-products/magnetic-particle/magnetic-particle-clutches-and-brakes>.
13. **Vatne, Jon Eivind.** Store Norske Leksikon. [Internett] 6 Juni 2017. [Sitert: 21 April 2018.] https://snl.no/Pytagoras'_setning.
14. **Wildi, Theodore.** *Electrical machines, drives, and power systems, sixth edition.* Upper Saddle River, New Jersey : Pearson Prentice Hall, 2006.
15. **Dahlvig, Gunnar.** *Konstruksjonselementer.* Ås : Yrkesopplæring i.s, 1986. ss. 187-195. 82-585-0155-0.
16. **rosta.ch.** [Internett] [Sitert: 16.04.18 April 2018.] https://www.rosta.ch/en/products/docs/Tensioning-Technology/2016_Tensioner_Devices_SEI.pdf.
17. **Terjesen, Geir.** *Deformasjon av bjelker og aksler.* Ås : Ved NMBU, 2017. s. 27.
18. **Meccanica.** [Internett] [Sitert: 13 Mai 2018.] <http://meccanica.uit.no/fasthet/flategeometri.htm>.
19. **Grøn, Øyvind.** Store norske leksikon. [Internett] 02 Mars 2018. [Sitert: 13 Mai 2018.] https://snl.no/elastisitet_-_fysikk.
20. **Terjesen, Geir.** *Fromler og Tabeller.* s.l. : NMBU , 2017.

21. Meccanica. [Internett] [Sisert: 13 Mai 2018.]
<http://meccanica.no/fasthet/boyespenning.htm>.
22. Meccanica. [Internett] [Sisert: 13 Mai 2018.]
<http://meccanica.uit.no/fasthet/skjarspenning.htm>.
23. Meccanica. [Internett] [Sisert: 13 Mai 2018.]
<http://meccanica.uit.no/fasthet/flerakset.htm>.
24. <http://www.eurobremsband.com>. [Internett] [Sisert: 18.04.2018 April 2018.]
<http://www.eurobremsband.com/index.php/technical-data.html>.
25. Mofidi, Mohammadreza. *Tribology of Elastomers*. s.l. : Luleå University of Technology, 2007. s. 2.
26. Trelleborg. [Internett] [Sisert: 20 April 2018.]
<http://www.tss.trelleborg.com/materials/crc/index.kly>.
27. Christensen, Gunnar Dahlvig og Sigmund. *Konstruksjonselementer*. Ås : Yrkesopplæring i.s, 1986, 11 Fjærer, s.412.
28. Actuonix. [Internett] [Sisert: 19 April 2018.] <https://www.actuonix.com/P16-Actuators-s/1861.htm>.
29. Terjesen, Geir. *Grunnlag bremsere og bremseteori*. Ås : s.n., 2015. s. 22.
30. Pedersen, Bjørn. *Store norske leksikon*. [Internett] 15 August 2017. [Sisert: 20 April 2018.] <https://snl.no/varmekapasitet>.
31. Science and Education Publishing. [Internett]
<http://pubs.sciepub.com/jmdv/2/3/1/index.html#Figure1>.
32. Allison Transmissions. <http://www.allisontransmission.com/transmissions>. [Internett] [Sisert: 17 Januar 2017.]
33. Lesjøfors. [Internett] [Sisert: 19.04.2018 April 2018.]
<http://catalog.lesjoforsab.com/ess-2-8x20x95-8>.
34. CA-Technology, Knut Tore Ljøsne

13 Vedlegg

1. Budsjett	107
2. Teknisk tegning	109
2.1. <i>Bremseapparat</i>	<i>109</i>
<i>Da bremseapparatet består av relativt mange deler vil det presenteres i ulike sammenstillinger: opplagring av apparat, løpehjul og brems. Figuren under viser hele komplett bremseapparat. ...</i>	<i>109</i>
.....	109
2.2. <i>Motor</i>	<i>120</i>
2.3. <i>Innfestning testgir</i>	<i>124</i>
2.4. <i>Rammekonstruksjon</i>	<i>127</i>
3. Datablader	133
3.1. <i>Lineæraktuator.....</i>	<i>133</i>
3.2. <i>Styreenhet lineæraktuator</i>	<i>135</i>
3.3. <i>Lastceller</i>	<i>137</i>
3.4. <i>DAQ.....</i>	<i>140</i>
3.5. <i>Motor</i>	<i>141</i>

1. Budsjett

Element	Modell	Butikk /Leverandør	Stykkpris Est.	Kostnad - estimat	Faktisk stykkpris	Faktisk Kostnad
Måling og datautstyr						
Lastcelle #1 - Inn			kr 1 000,00	kr 1 000,00	kr 1 000,00	kr 1 000,00
Lastcelle #2 - Ut			kr 1 000,00	kr 1 000,00	kr 1 000,00	kr 1 000,00
Turteller #1			kr 1 000,00	kr 1 000,00	kr 1 800,00	kr 1 800,00
Turteller #2			kr 1 000,00	kr 1 000,00	kr 1 800,00	kr 1 800,00
Datakort			kr 3 000,00	kr 3 000,00	kr 3 000,00	kr 3 000,00
Laptop	Swift 14"	Elkjøp	kr 3 495,00	kr 3 495,00		kr -
Software	Base	National Instruments	kr 3 200,00	kr 3 200,00	kr 3 200,00	kr 3 200,00
Uforutsett			kr 2 000,00	kr 2 000,00		kr -
Kabler						kr -
DelSum				kr 15 695,00		kr 11 800,00
Motor og gir						
Drivende motor med gir	SK0282.1AXZ-80LP/4	Nord Drive Systems	kr 4 446,00	kr 4 446,00	kr 4 465,00	kr 4 465,00
Frekvensomformer	SK 500E-750-323-A	Nord Drive Systems	kr 2 635,42	kr 2 635,42	kr 2 636,00	kr 2 636,00
Momentarm_Inn		Waterjet	kr 200,00	kr 200,00	kr 500,00	kr 500,00
Uforutsett						kr -
Keypad		Nord Drive Systems			kr 486,00	kr 486,00
DelSum				kr 7 281,42		kr 8 087,00
Ramme						
H.A.M						
Hullprofil	80*80*3	Norsk Stål	kr 31,92	kr 2 037,77	kr 766,08	kr 766,08
Vinkelprofil	75*75*8	Norsk Stål	kr 24,37	kr 608,28	kr 298,62	kr 298,62
Bordplate		47831 Norsk Stål	kr 25,00	kr 800,00	kr 384,00	kr 384,00
Gummibelegg		Tilgjengelig på lager		kr -		kr -
Maskinføtter	MN1147 80--M16X100	Electro Drives	kr 218,00	kr 872,00	kr 239,80	kr 959,20
Sveisetråd			kr 400,00	kr 400,00		kr -
Uforutsett:						kr -
Brakett_Ramme		WaterJet			kr 450,00	kr 450,00
Brakett_Lagerbukk		Waterjet			kr 100,00	kr 400,00
Frakt og kapping					kr 890,00	kr 960,00
DelSum				kr 4 718,05		kr 4 217,90
Bremseapparat						
Kulelagre med lagerhus	UCP 202	Kulelagerhuset	kr 283,20	kr 566,40	kr 200,00	kr 400,00
Remskive	ISPZ250	Jens S. Transmisjoner	kr 388,00	kr 388	kr 443,00	kr 886,00
Boss	Boss 2012/30	Jens S. Transmisjoner	kr 291,00	kr 145,5	kr 176,00	kr 176,00
Boss	Boss 2012/40	Jens S. Transmisjoner			kr 176,00	kr 176,00
Strammearm	Rosta SE 27	Jens S. Transmisjoner	kr 300,00	kr 180	kr 390,60	kr 390,60
Strammehjul	Rosta R 27	Jens S. Transmisjoner	kr 300,00	kr 180	kr 492,00	kr 492,00
Kilereim	XPZ 2840	Jens S. Transmisjoner	kr 500,00	kr 200	kr 198,40	kr 198,40
Aksling_Bremseapparat		H.A.M	kr 45,00	kr 101,88	kr -	kr -
Boss_Bremseapparat		NMBU	kr 100,00	kr 100	kr -	kr -
Brakett_Bremseapparat		Waterjet	kr 700,00	kr 700	kr 700,00	kr 700,00
Momentarm_Ut		H.A.M	kr 500,00	kr 500	kr -	kr -
Mastersylinder		SMC				kr 1 082,00
Styreenhet lineæraktuator		OEM automatic				kr 791,00
Lineæraktuator		OEM automatic				kr 1 030,00
Fjær		Lesjøfors				kr 414,00
DelSum				kr 3 061,78		kr 6 736,00
Brems						
Brems			kr 6 000,00	kr 6 000,00		kr -
Bremseklosser		Biltema			kr 191,20	kr 191,20
Bremsecaliper		Biltema			kr 639,20	kr 639,20
Bremsekive		Biltema			kr 295,20	kr 295,20
Hjullagersett		Biltema			kr 479,20	kr 479,20
Aksling_Brems		NMBU			kr -	kr -
Kløtsjylinder		Bildeler.no			kr 600,00	kr 600,00
Lineæraktuator					kr 1 500,00	kr 1 500,00
Brakett_Bremsekive		NMBU			kr -	kr -
DelSum				kr 6 000,00		kr 3 704,80
Inngående kraftoverføring						
Kulelagre med lagerhus	UCP 202	Kulelagerhuset	kr 283,20	kr 566,40	kr 200,00	kr 400,00
Aksling_Inngående		NMBU	kr 45,00	kr 127,35	kr -	kr -
Brakett_Kjedehjul		NMBU	kr 300,00	kr 300	kr -	kr -
Sykkelkjede	Ultegra	XXL	kr 183,20	kr 183,20	kr -	kr -
Akselbrikke	GN184 40	Electro Drives	kr 50,00	kr 50,00	kr -	kr -
Segerring	SGA C4 30	Electro Drives	kr 50,00	kr 100,00	kr 15,80	kr 31,60
Fremskjede						kr -
Kjedehjul			kr 500,00	kr 500,00		kr -
Tannhjul	Kjedehjul 1/2"x1/8" 32	Jens S. Transmisjoner			kr 147,00	kr 147,00
DelSum				kr 1 826,95		kr 431,60

Sykkelhjuloppheng							
DropOut_10mm_Høyre	DR4005	Tilgjengelig på lager	kr	-	kr	-	kr -
DropOut_10mm_Venstre	DR4025	Tilgjengelig på lager	kr	-	kr	-	kr -
DropOut_12mm_Høyre	DR4039	Tilgjengelig på lager	kr	-	kr	-	kr -
DropOut_12mm_Venstre	DR4027	Tilgjengelig på lager	kr	-	kr	-	kr -
Brakett_DropOut_Høyre		Waterjet	kr	400,00	kr	400,00	kr 400,00
Brakett_DropOut_Venstre		Waterjet	kr	400,00	kr	400,00	kr 400,00
DelSum			kr		800,00		kr 800,00
Bolter og festeelementer							
Bolt M12X55mm	DIN933	Biltema	kr	50,00	kr	50,00	kr -
Bolt M10X40mm	DIN934	Biltema	kr	17,90	kr	17,90	kr -
Bolt M8X25mm		Biltema	kr	20,00	kr	20,00	kr -
Bolt M10X50mm		Biltema					kr -
Mutter M12	ISO934	Biltema	kr	50,00	kr	50,00	kr -
Mutter M10	ISO935	Biltema	kr	20,00	kr	20,00	kr -
Mutter M16	ISO936	Biltema	kr	70,00	kr	70,00	kr -
Skive M16	ISO7089	Biltema	kr	150,00	kr	150,00	kr -
Skive 12mm	DIN125	Biltema	kr	30,00	kr	30,00	kr -
Skive 10mm	DIN125	Biltema	kr	24,90	kr	24,90	kr -
Skive 8mm		Biltema	kr	21,52	kr	21,52	kr -
Kontaktlim	362601	Biltema	kr	59,90	kr	59,90	kr -
DelSum			kr		514,22		kr 290,08
Diverse/Uforutsett							
Hylse_Brems		NMBU					kr -
Shim_Brems		Waterjet					kr -
Hylse_Frihjul		NMBU					kr -
Kile_Motoraksling	PK 10H7X8X40	Electro Drives				kr 9,70	kr 19,40
Aksling_Endelokk_frihjul	GN184 20	Electro Drives				kr 62,00	kr 62,00
Aksling_Endelokk_Brems	GN184 52	Electro Drives				kr 47,40	kr 94,80
Lagre frihjul	62203 EE	Kulelagerhuset				kr 109,00	kr 218,00
Gummipropp_Ramme	IFR 60X60	Electro Drives				kr 7,50	kr 7,50
Skruer_Aksling	DIN965	Biltema				kr 19,90	kr 19,90
T-Rør Momentarm_Ut	GN192 -B30-30-56-1-sv	Electro Drives				kr 343,60	kr 343,60
Aksling_Frihjul		NMBU				kr -	kr -
Lakk	Motorlakk	Biltema	kr	193,36		kr 256,00	kr 256,00
12mm Drill		Biltema				kr 47,52	kr 47,52
13mm Drill		Biltema				kr 51,92	kr 51,92
Drillsett		Biltema				kr 79,92	kr 79,92
Feilbestilling							
Akselbrikke	GN184 36	Electro Drives				kr 17,90	kr 35,80
Kulelager frihjul	6006 LLU	Kulelagerhuset				kr 100,00	kr 200,00
Frakt							
Kulelagerhuset						kr 127,00	kr 127,00
Kulelagerhuset						kr 163,00	kr 163,00
Nord Drive Lines							kr 484,10
DelSum			kr		2 210,46		kr 2 210,46
			Estimert pris				Faktisk pris
Totalt			kr		41 897,42		kr 36 087,28

2. Teknisk tegning

Tekniske tegninger ble delet opp etter de ulike delsammenstillingene: bremseapparat, motor, innfestning testgir og rammekonstruksjon. Det ble ikke produsert komplette arbeidstegninger for vannskjærte deler, da disse ble produsert direkte fra CAD tegning. Respektive deler er listet i Tabell 6.10 – Produksjonsmetoder. Tittelfeltet inneholder ikke materialvalg da dette ble spesifiser i bestillingen av deler.

Inndeling av delenummer er gitt av tabellen under.

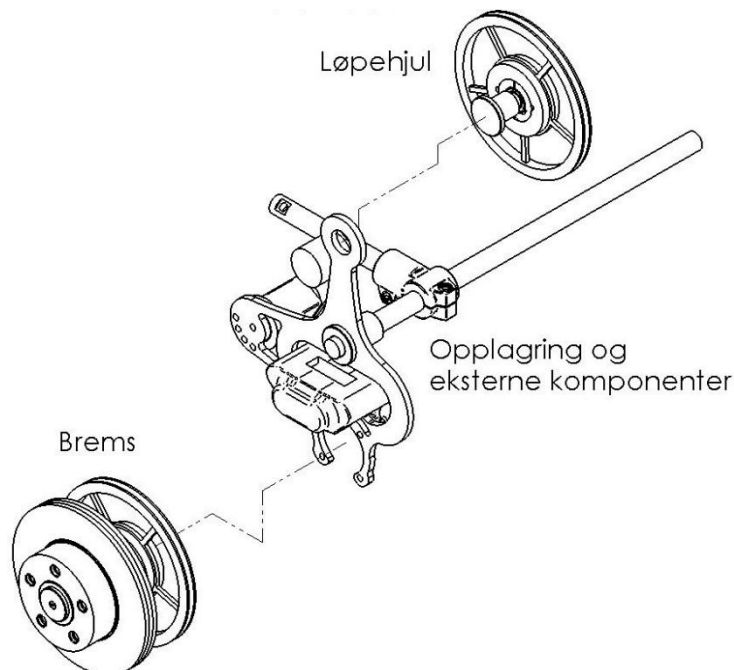
Tabell 13.1 - Inndeling av delenummer

Delsammenstilling	Delennummerserie
Bremseapparat	B-serie. B01 – B23
Motor	M-serie. M01 – M11
Innfestning av testgir	T-serie. M01 – M12
Rammekonstruksjon	R-serie. R01 – R09

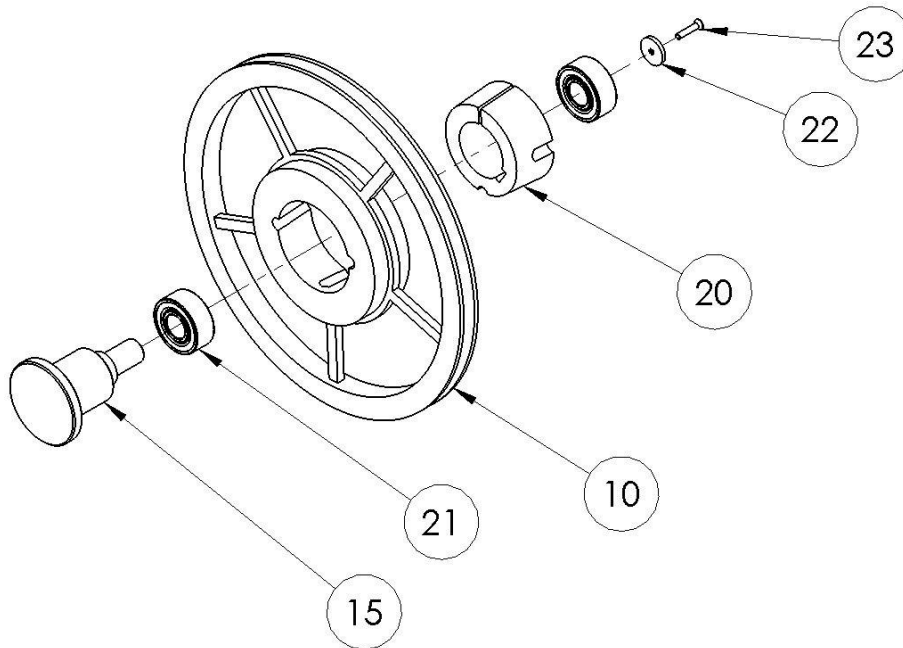
2.1. Bremseapparat

Da bremseapparatet består av relativt mange deler vil det presenteres i ulike sammenstillinger: opplagring av apparat, løpehjul og brems. Figuren under viser hele komplett bremseapparat.

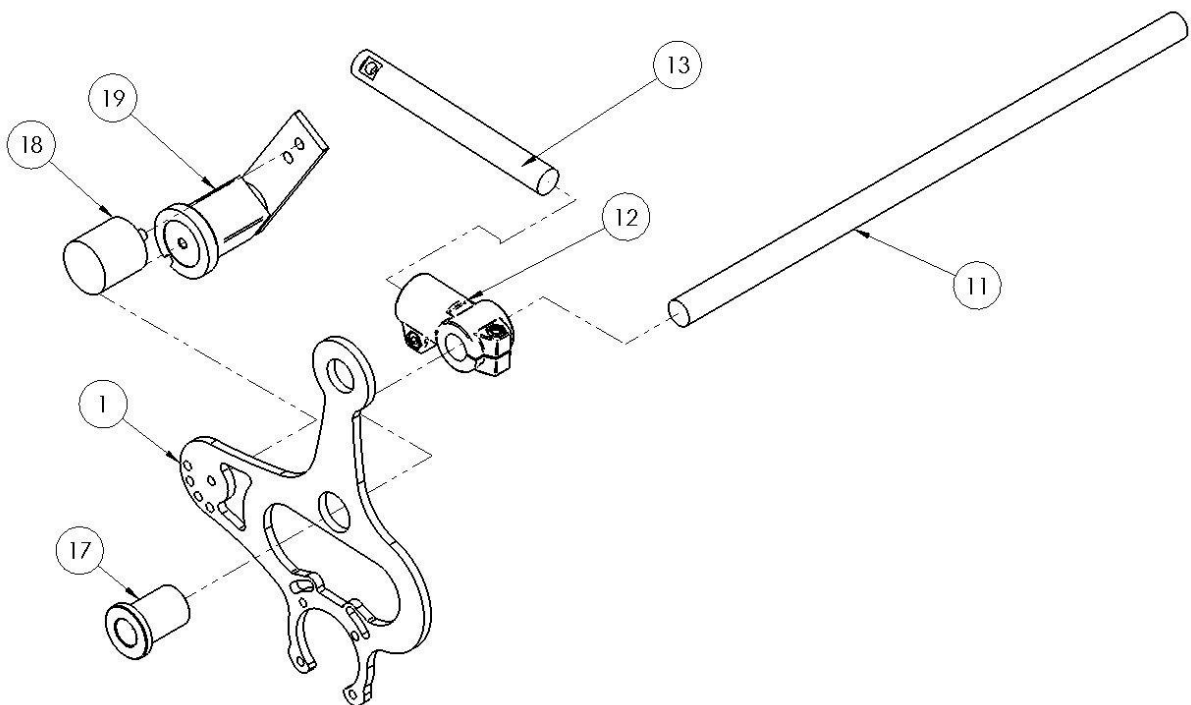
Alle delene som tilhører bremsen er oppsummert og nummerert etter ballonger i tegningene i Tabell 13.2. Delsammenstillingen er vist i figuren under.



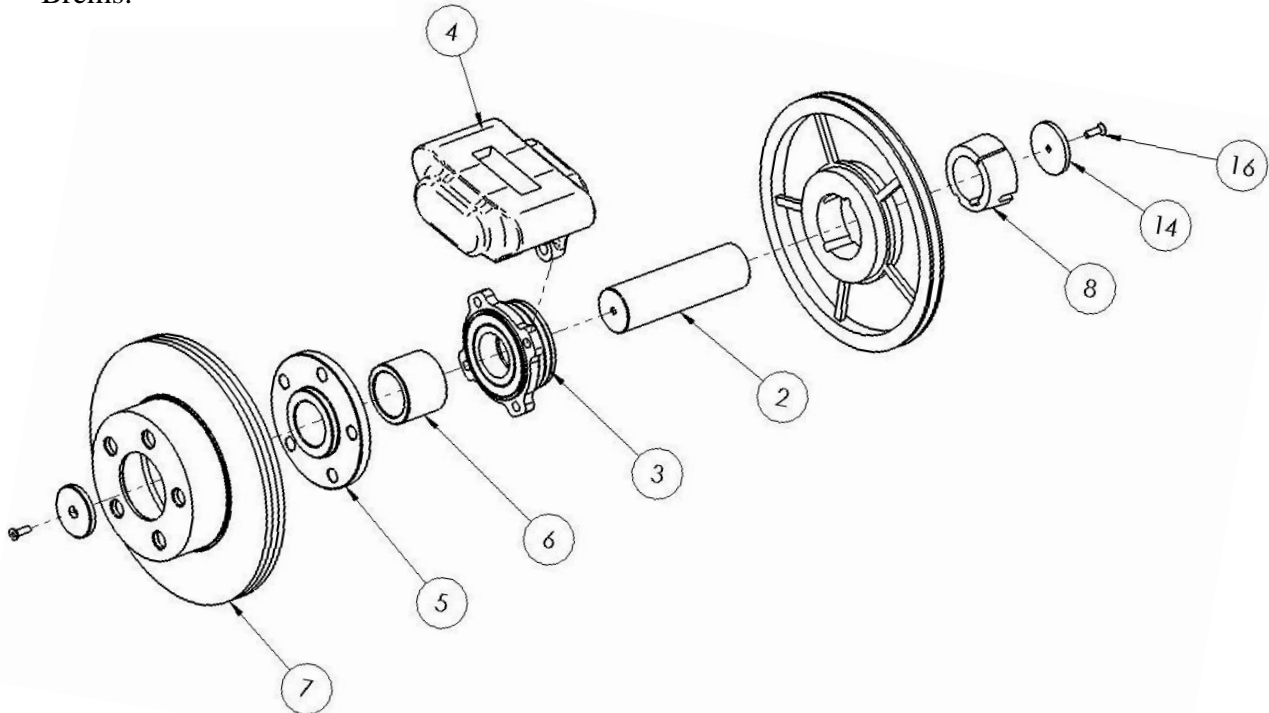
Løpehjul:



Opplagring av apparat og eksterne elementer:

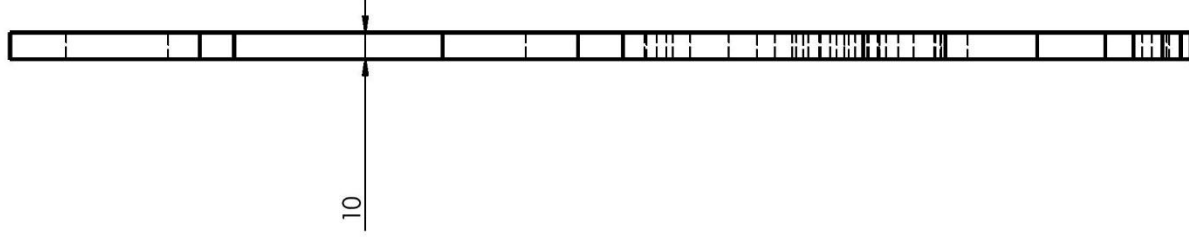
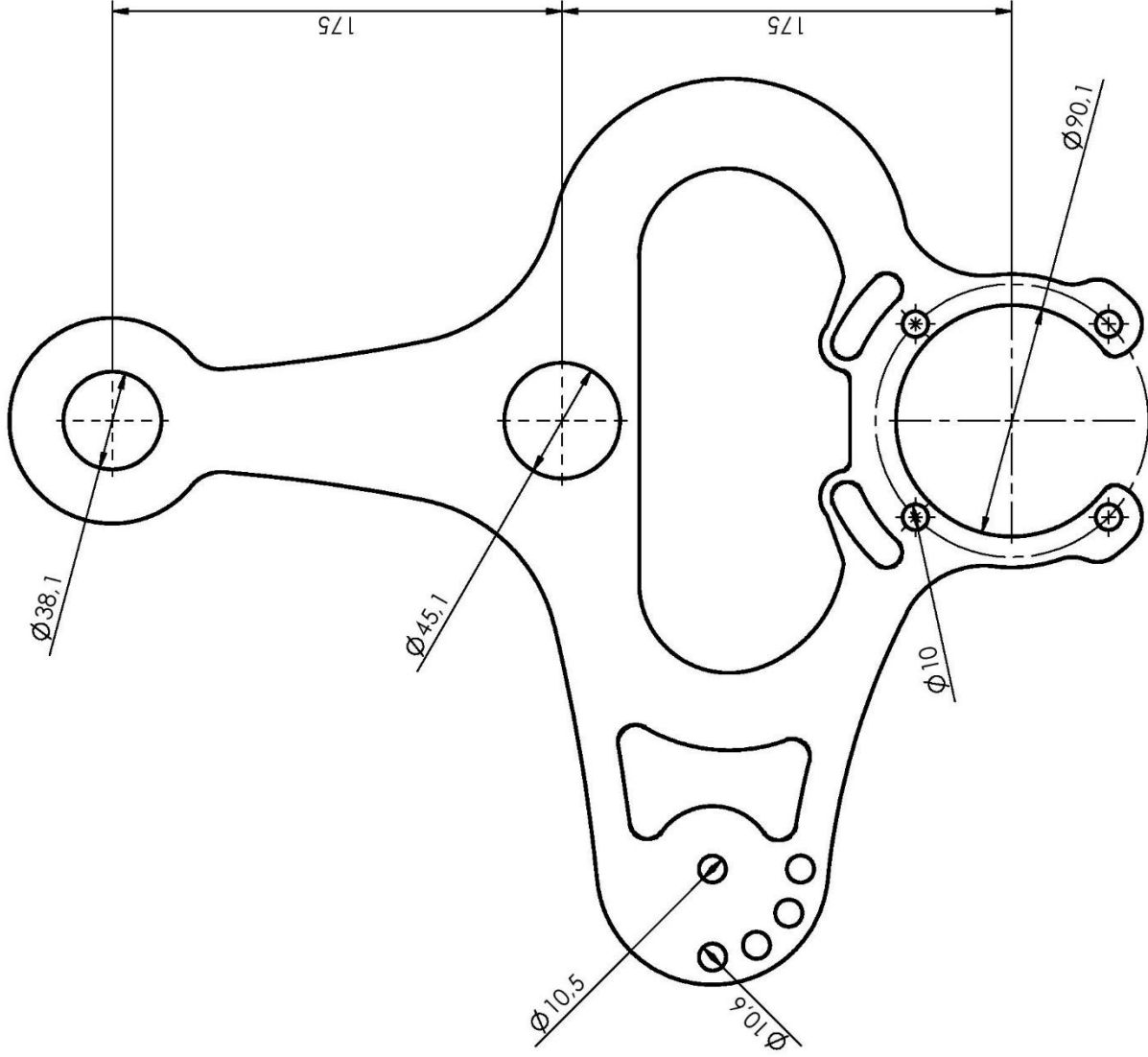


Brems:

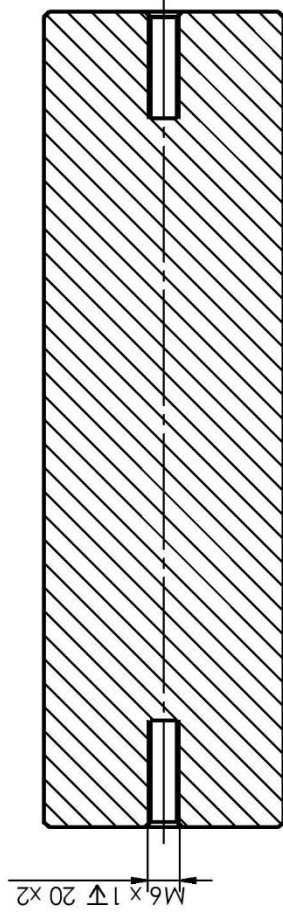
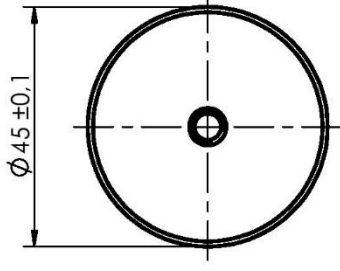
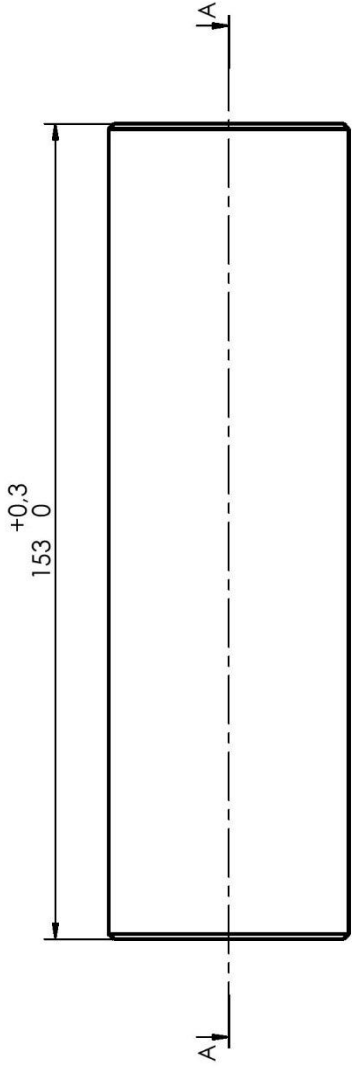


Tabell 13.2 - Deler i bremseapparat

ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	B01	Brakett Bremseapparat	1
2	B02	Aksling Brems	1
3	B03	Lager bremseaksel	1
4	B04	Kaliper	1
5	B05	Brakett bremseskive	1
6	B06	Hylse brems	1
7	B07	Bremseskive	1
8	B08	Boss - 2012045	1
9	B09	Shim Brems	1
10	B10	Kilereimshjul SPZ - 250	2
11	B11	Aksling bremseapparat	1
12	B12	T - Stykke - Wiberger gn192-30-30-56	1
13	B13	Reaksjonsarm Ut	1
14	B14	Akslingbrikke - Wiberger-gn184_52	2
15	B15	Aksling løpehjul	1
16	B16	DIN 7991 - M6 x 20 --- 13.7N	2
17	B17	Hylse - aksling bremseapparat	1
18	B18	Strammehjul	1
19	B19	Strammearm	1
20	B20	Boss - 2012040	1
21	B21	Lager løpehjul	2
22	B22	Akselbrikke - Wiberger-gn184_20	1
23	B23	DIN 7991 - M4 x 20 --- 15.6N	1



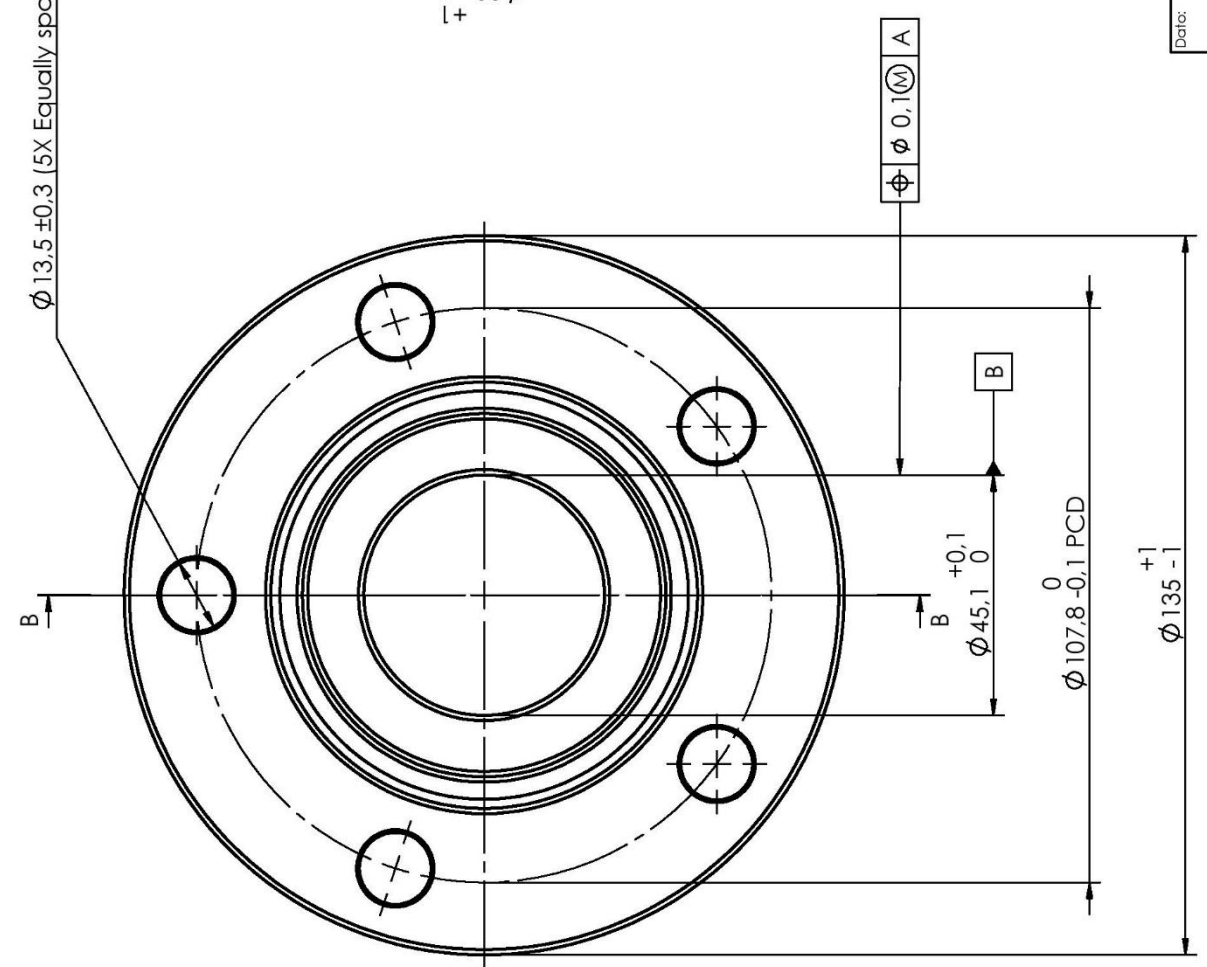
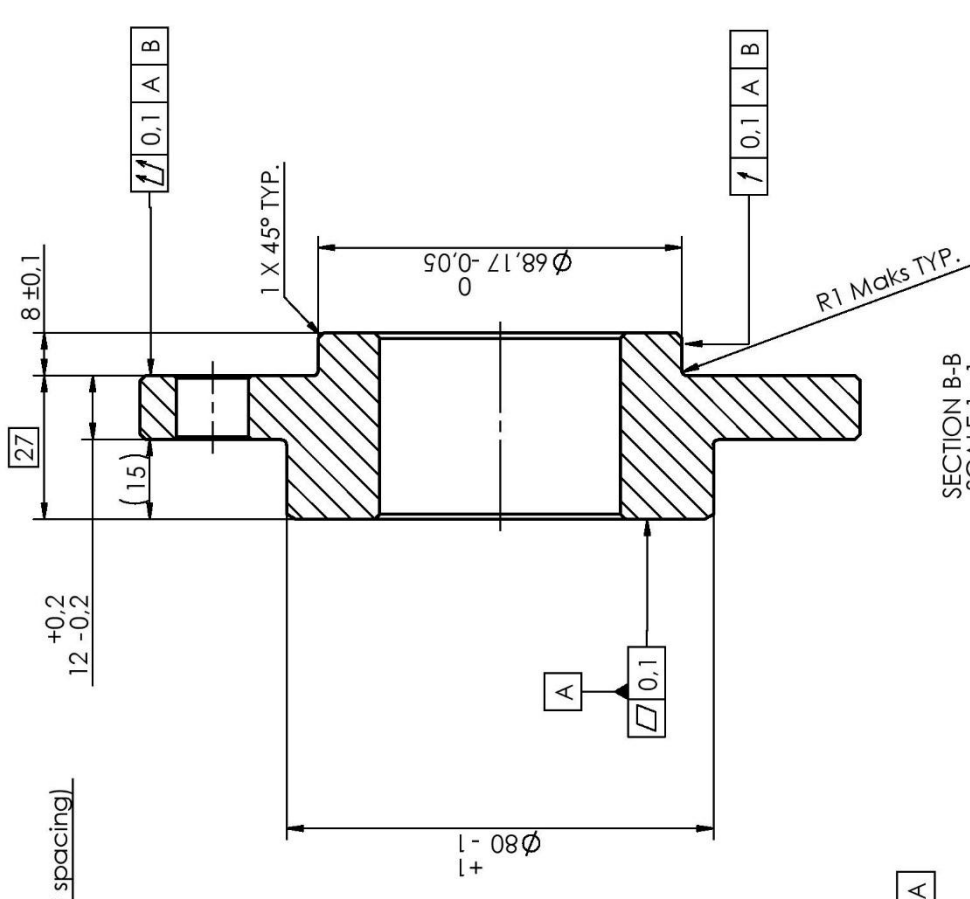
Dato: 18.03.18	Konstr./Tegnet: H.A.M	Projeksjon:	Målestokk: 1:2	NMBU
Testrigger Brakett Bremseapparat				
Materiale: S355		Beregning:		Delenummer: B01



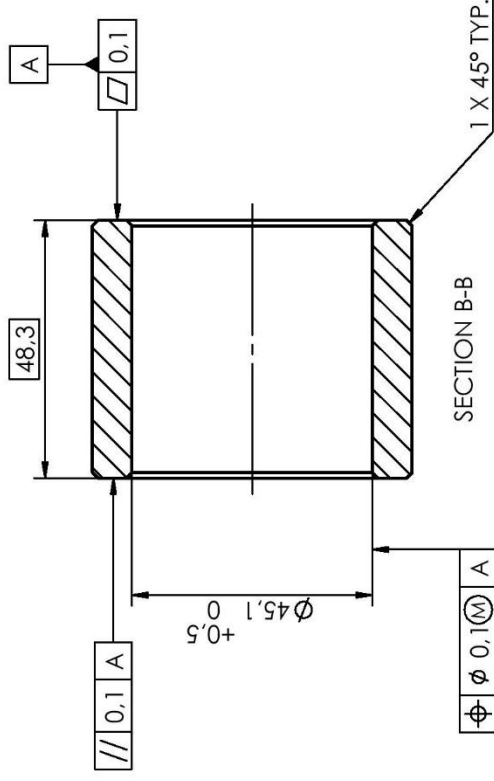
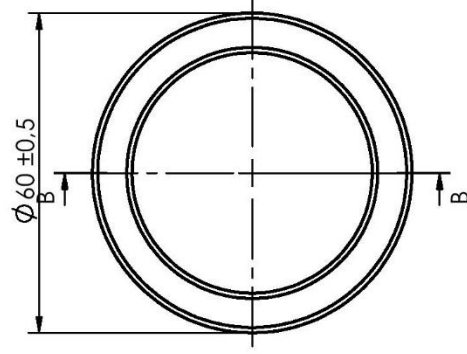
SECTION A-A

Data:	18.03.18	Konstr./Tegnet:	H.A.M	Projeksjon:		Målestokk:	1:1	NMBU	
								Erstatning for:	Erstatning av:
								Delenummer: B02	
								Henvising:	Beregning:

Testrigg
Aksling Brems




Date: 18.03.18	Konstr./Tegnet: H.A.M	Projeksjon:	Målestokk: 1:1	NMBU
Testrigg				Erstatning for: Erstatning av:
Brakett Bremseskiye				Delenummer: B05
Material: S335				Hullkiler: 0.3 - 1mm

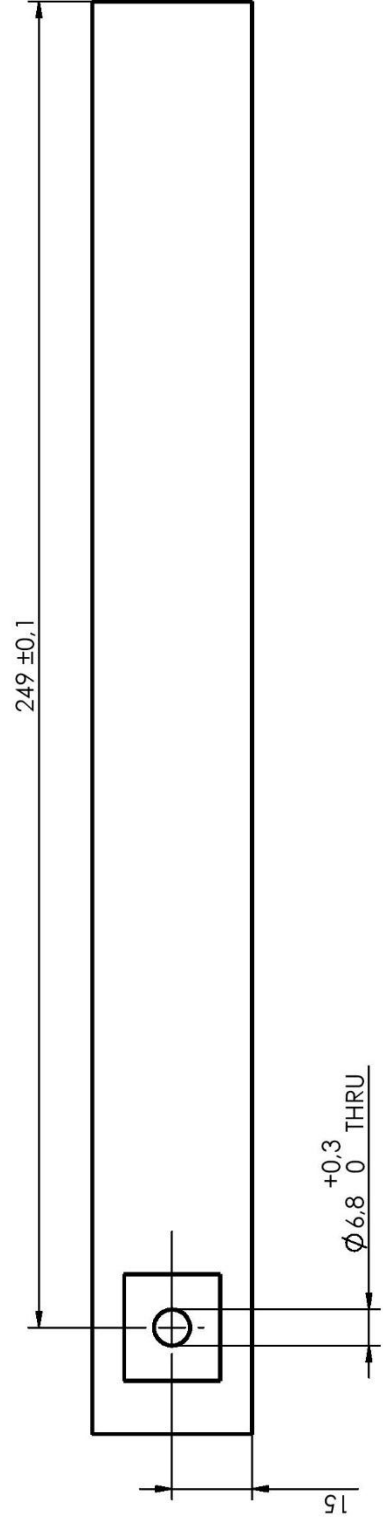
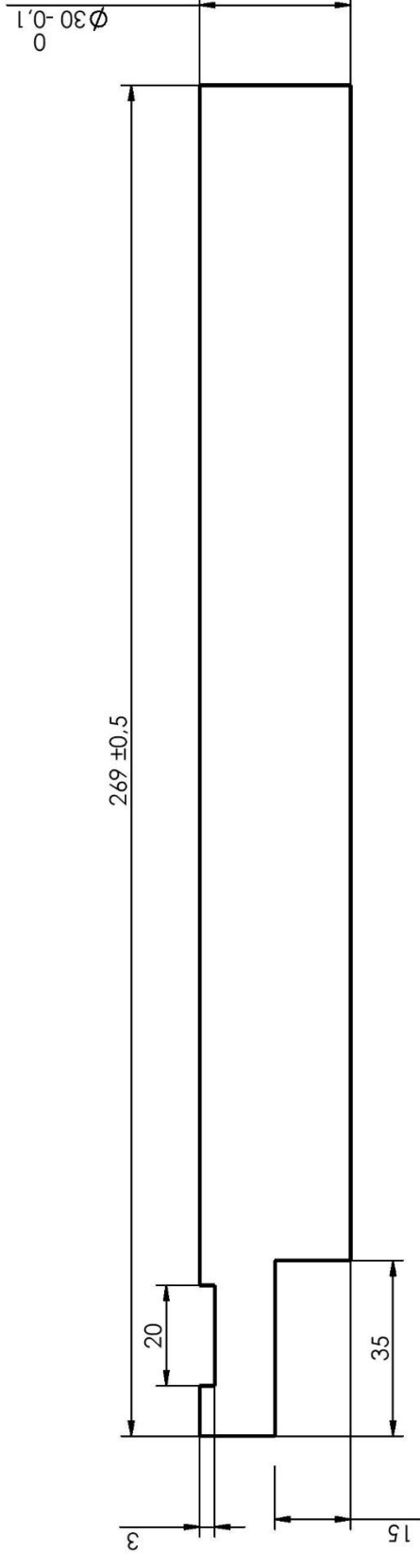



Date: 18.03.18	Konstr./Regnet: H.A.M	Projeksjon:	Målestokk: 1:1	NMBU
Testrigger			Erstatning for:	Erstattet av:
Hylse Brems			Delenummer: B06	
Material: S355			Beregning:	

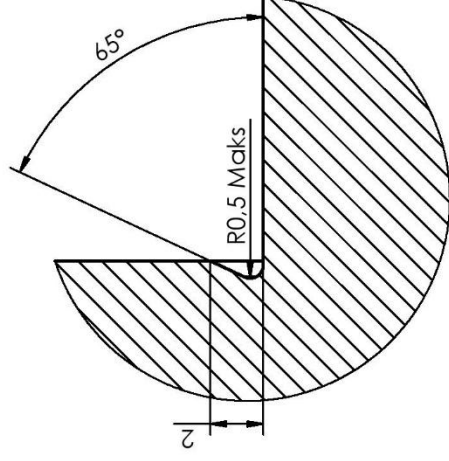
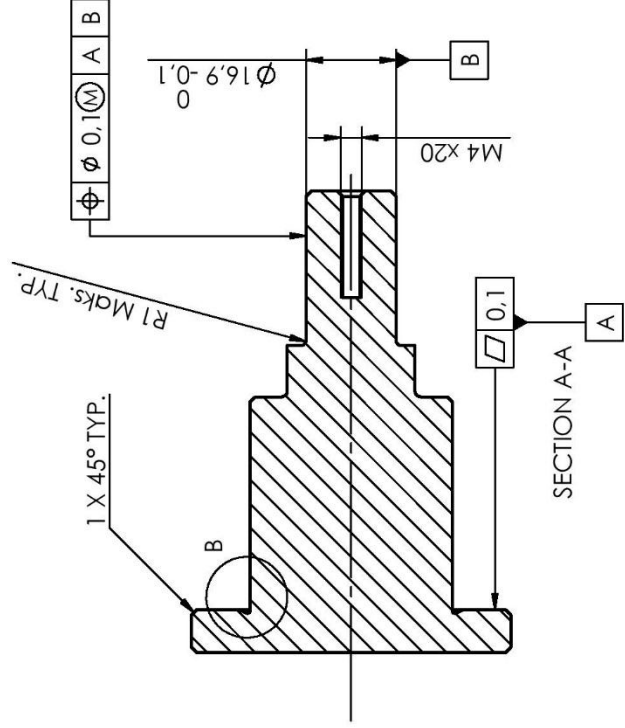
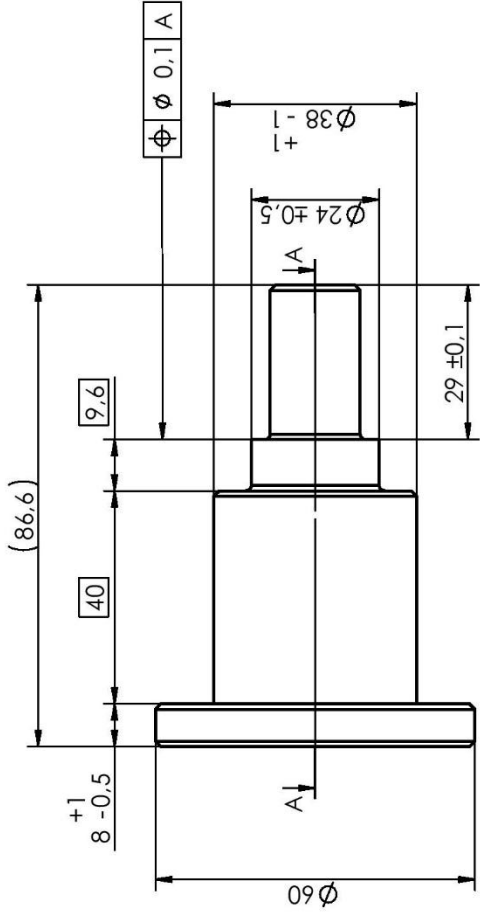
719

Ø30

Data:	18.03.18	Konstr./Tegnet: H.A.M	Projeksjon: 	Målestokk: 1:2	NMBU	
Testrigg					Erstatning for:	Erstattet av:
Aksling Bremsesapparat					Delenummer: B11	
Delenummer:					Beregning:	

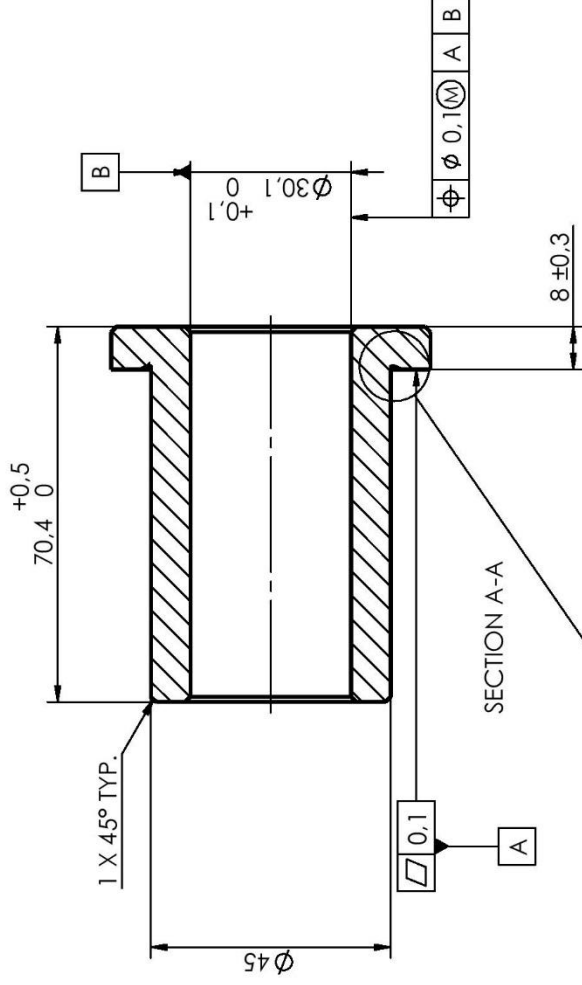
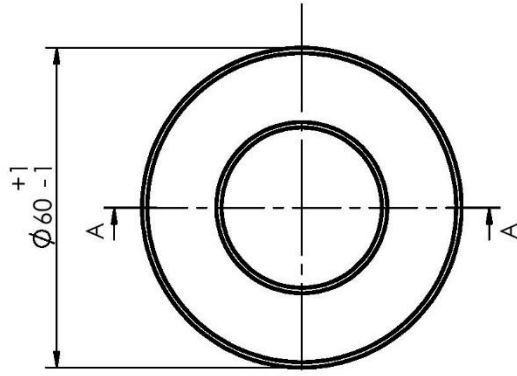


Date: 18.03.18	Konstr./Tegner: H.A.M	Projeksjon: 	Målestokk: 1:2	<p style="text-align: center; font-size: 2em; font-weight: bold;">NMBU</p> Erstatning for: _____ Erstattet av: _____
<p style="font-size: 1.5em; font-weight: bold;">Testrigg</p> <p style="font-size: 1.5em; font-weight: bold;">Reaksjonsarm Ut</p> Henvising: _____ Beregning: _____				
<p style="font-size: 1.5em; font-weight: bold;">Delenummer: B13</p>				

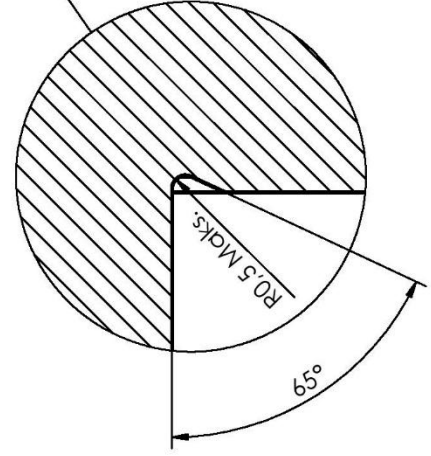


DETAIL B
SCALE 5 : 1

Data:	18.03.18	Konstr./Tegnet:	H.A.M	Projeksjon:		Målestokk:	1:1	NMBU	
Erstatning for:								Erstattet av:	
Testrigg								Delenummer: B15	
Aksling Løpehjul								Beregning:	
Materiale:								S355	



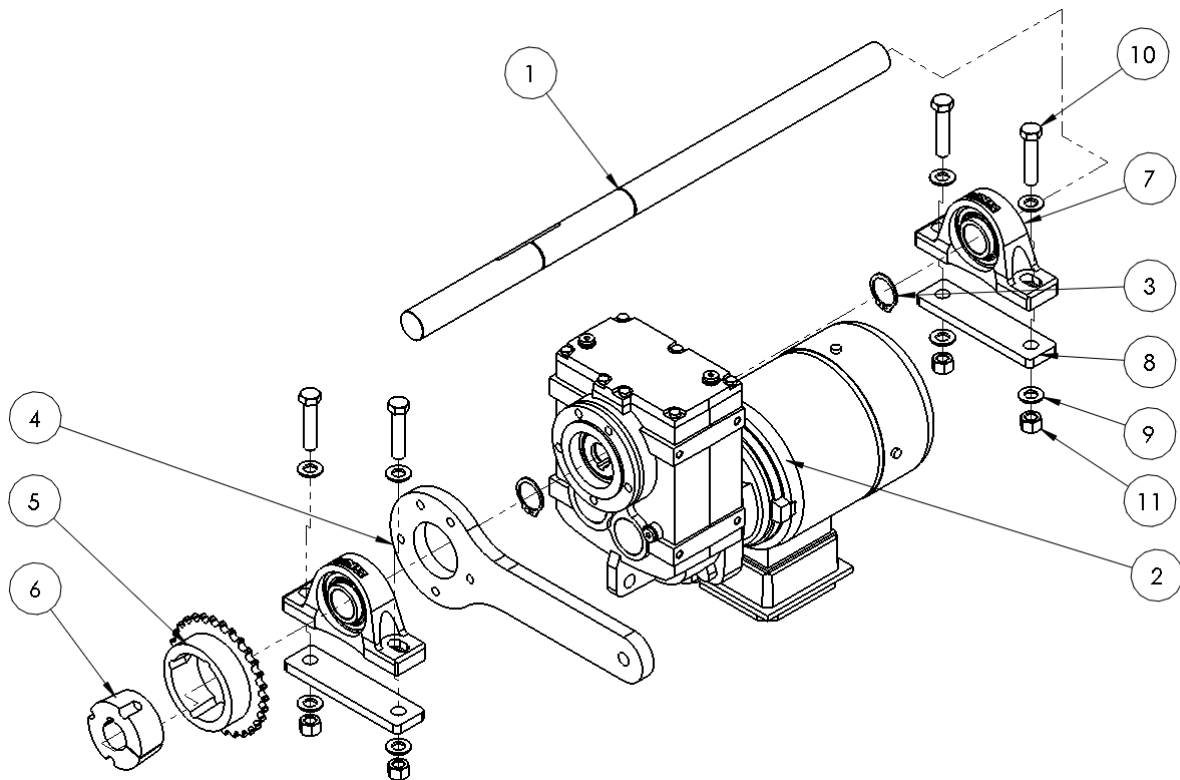
ϕ	0.1	A	B
--------	-----	---	---



DETAILE
SCALE 5 : 1

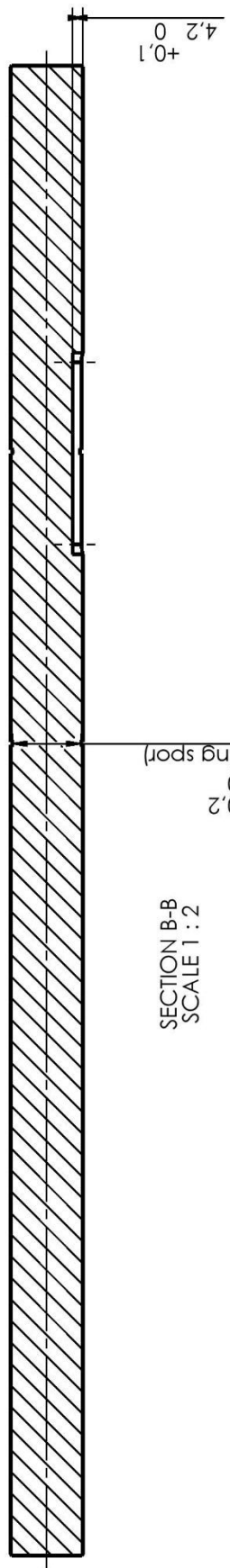
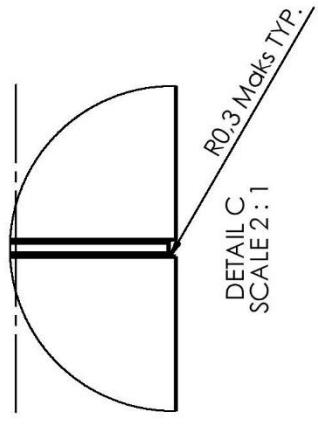
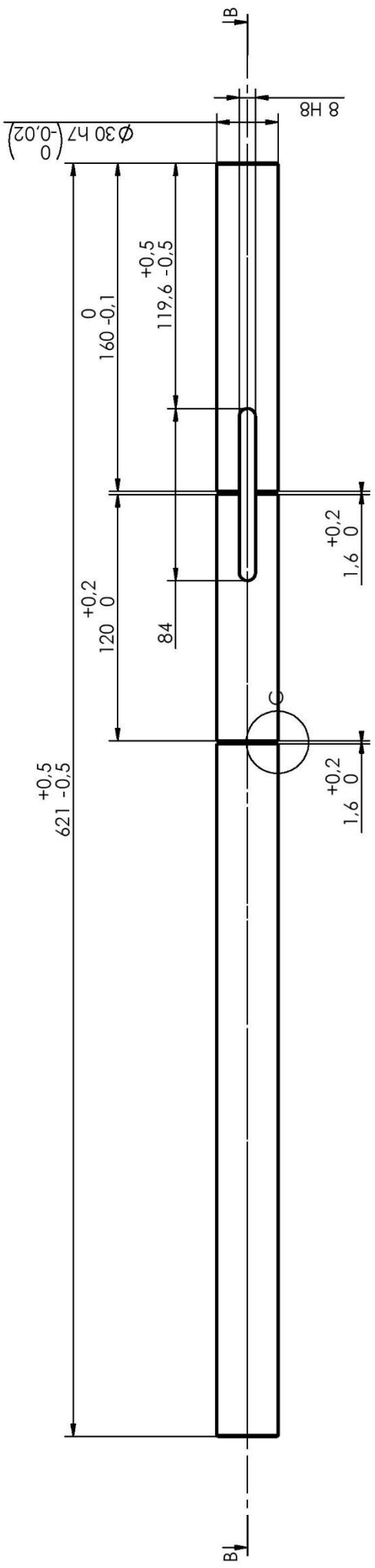
Date: 18.03.18	Konstr./Tegner: H.A.M	Projeksjon:	Målestokk: 1:1	NMBU
Testrigg				Erstatning for: Erstatlet av:
Hylse - Aksling bremseapparat				Delenummer: B17
Material: S355		Beregning:		

2.2. Motor

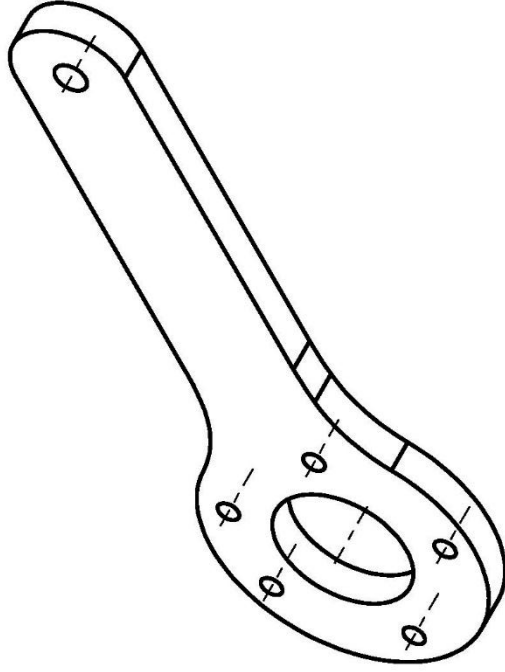
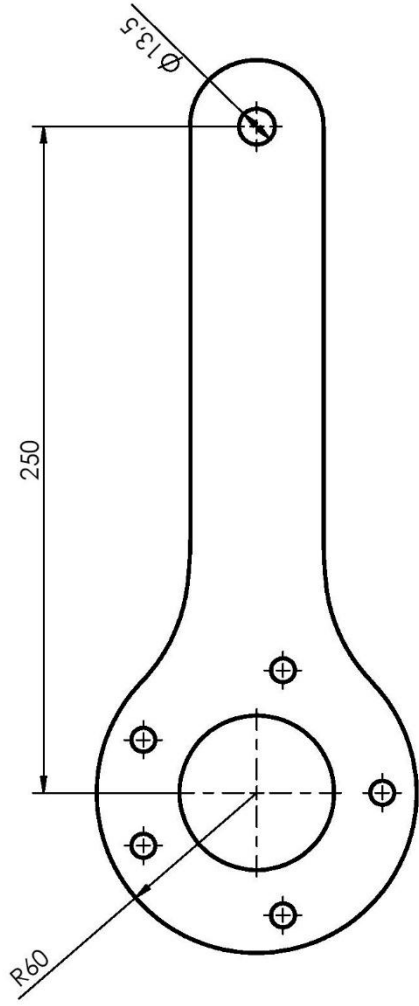
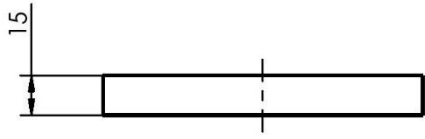


Tabell 13.3 - Deler i motorsammenstilling

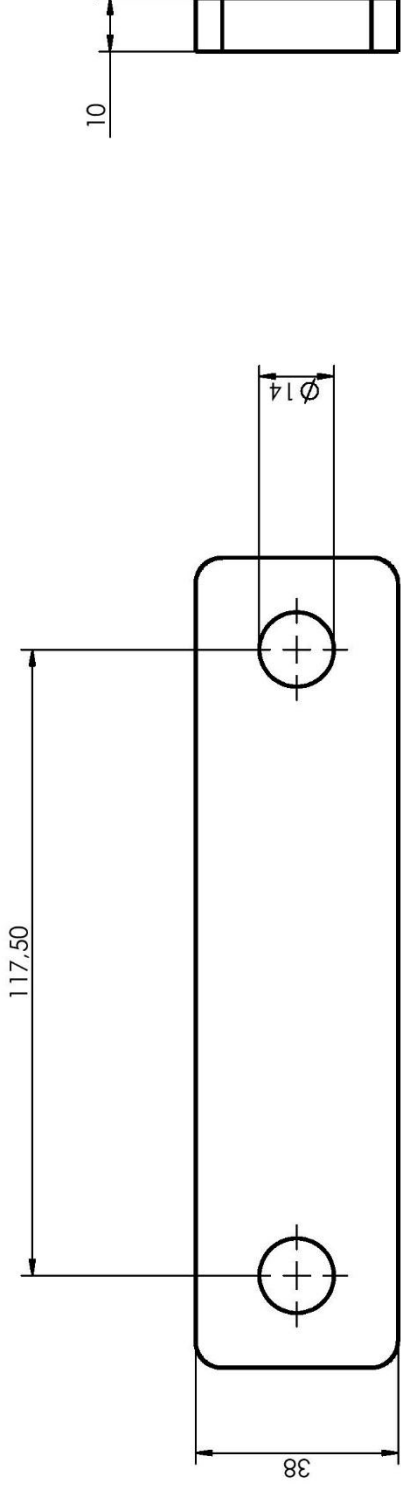
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	M01	Aksling Motor	1
2	M02	Motor - 3D_SK0282.1 AXZ-80LP4TF	1
3	M03	Seegering - Wiberger-sga_30	2
4	M04	Reaksjonsarm Inn	1
5	M05	Tannhjul Motor	1
6	M06	Boss Tannhjul - Motor - 62250530	1
7	M07	Lagerhus 30mm - SY 30 TF	2
8	M08	Brakett Lagerhus	2
9	M09	Washer DIN 125 - B 13	8
10	M10	DIN EN 24015 - M12 x 55 x 30-N	4
11	M11	Hexagon Nut ISO 4034 - M12 - N	4




Data:	18.03.18	Konstr./tegnet:	H.A.M	Projeksjon:		Målestokk:	1:2	NMBU	Erstatning for:	Erstatning av:
Effektivitetsrigg								Delenummer: M01		
Aksling Motor								Hullkiler:		0.3mm - 0.5mm
Henvising:										

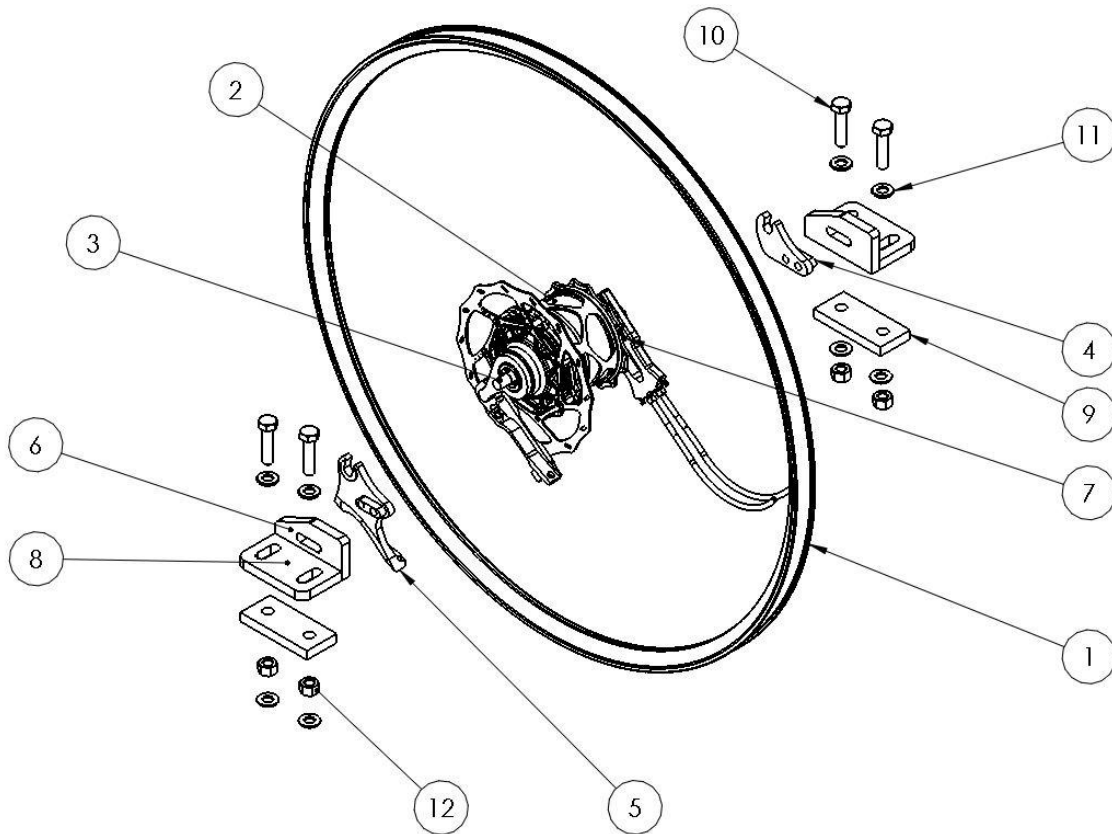


Data:	18.03.18	Konstr./tegnert: H.A.M	Projeksjon: 	Målestokk: 1:2	NMBU
Effektivitetsrigg Momentarm Inn					Erstatning for: <input type="text"/>
Materiale: S335					Erstatning av: <input type="text"/>
					Delenummer: M04
					Beregning: <input type="text"/>



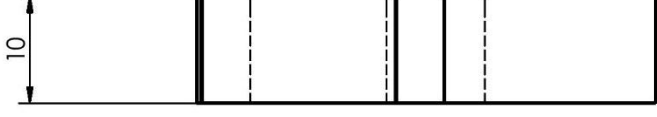
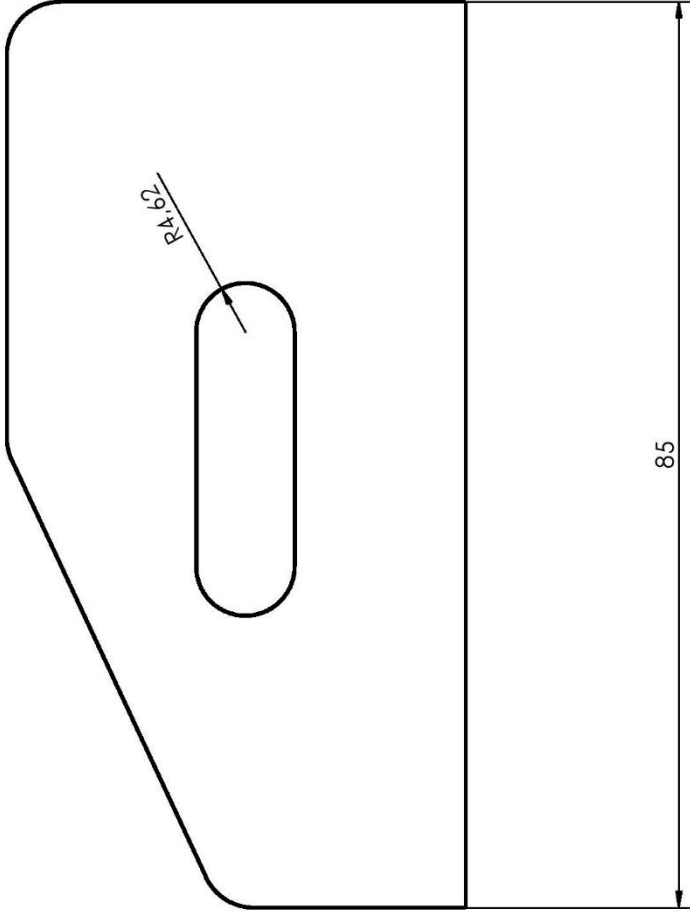
Date: 19.03.18	Konstr./Tegnet: H.A.M	Projeksjon: 	Målestokk: 1:1	NMBU
Testrigg Brakett Lagerhus			Ersattning for: <input type="text"/>	
				Delenummer: M08
Materiale: <input type="text"/>			Beregning: <input type="text"/>	


2.3. Innfestning testgir

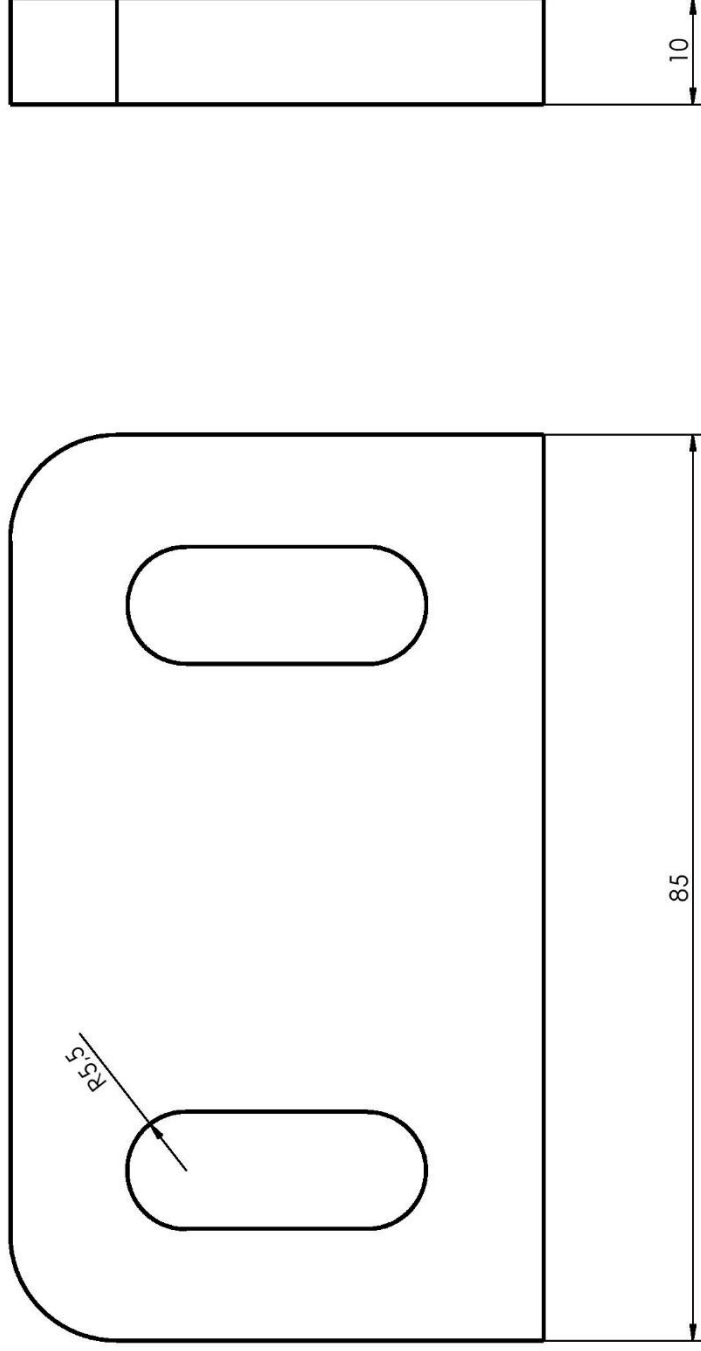


Tabell 13.4 - Deler - innfestning av testgir

ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	T01	Sykkelhjul	1
2	T02	Testgir	1
3	T03	Aksling sykkelhjul	1
4	T04	Dropout Høyre	1
5	T05	Dropout Venstre	1
6	T06	Brakett Dropoutm Vertikal	2
7	T07	Sykkeldrev	1
8	T08	Brakett Dropout Horisontal	2
9	T09	Brakett Sykkelhjul Opplagring	2
10	T10	DIN EN 24015 - M10 x 40 x 26-N	4
11	T11	Washer DIN 125 - B 10.5	8
12	T12	Hexagon Nut ISO 4034 - M10 - N	4

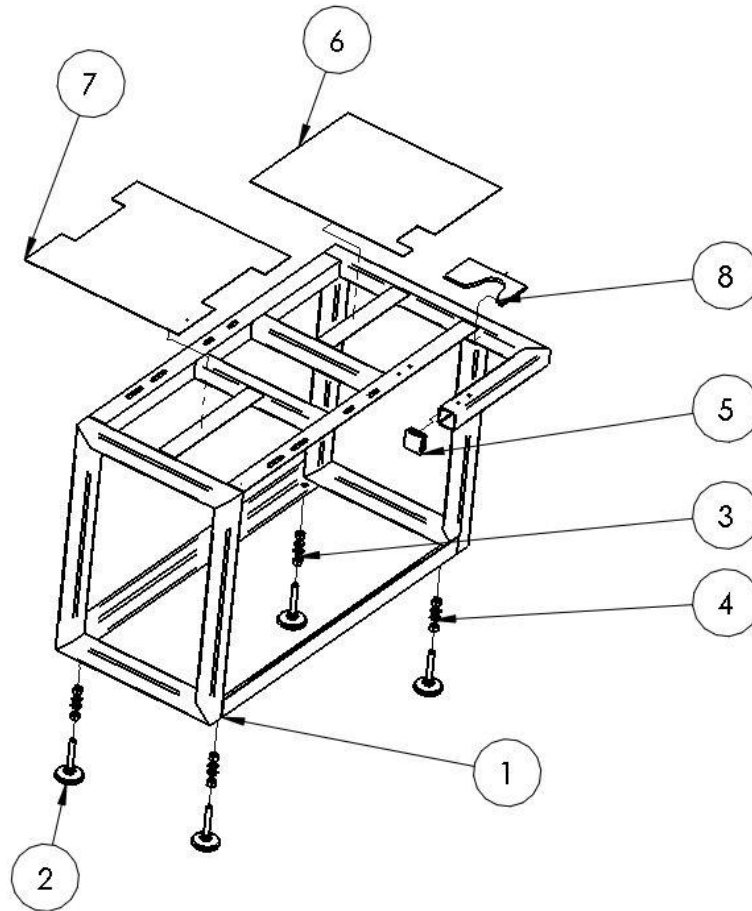


Dato: 18.03.18	Konstr./Tegnet: H.A.M	Projeksjon: 	Målestokk: 2:1	NMBU
Effektivitetsrigg				Erstatning for: <input type="text"/>
Brakett Dropout Vertikal				Delenummer: T06
Materiale: S355				Beregning: <input type="text"/>

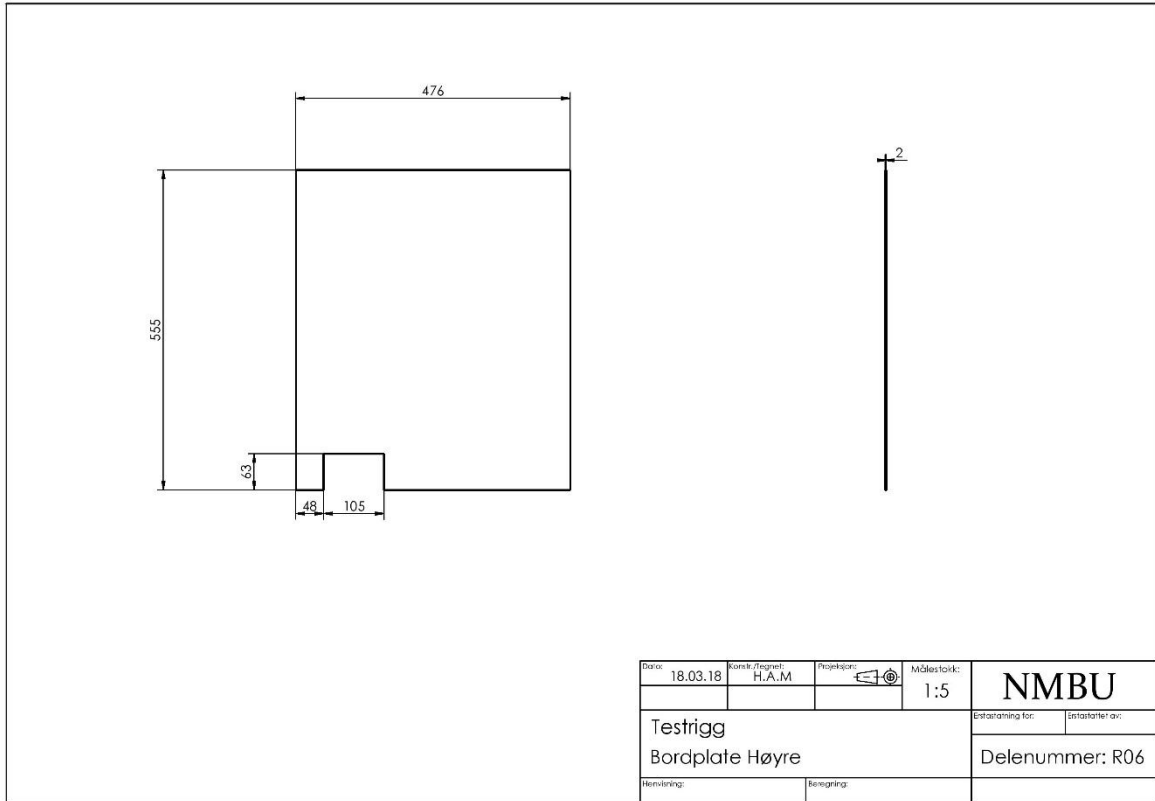


Data:	18.03.18	Konstr./Tegnet: H.A.M	Projeksjon: 	Målestokk: 2:1	NMBU	
Testrigg					Erstatning for:	Erstatning av:
Brakett Dropout Horizontal					Delenummer: T08	
Materiale: S335					Beregning:	

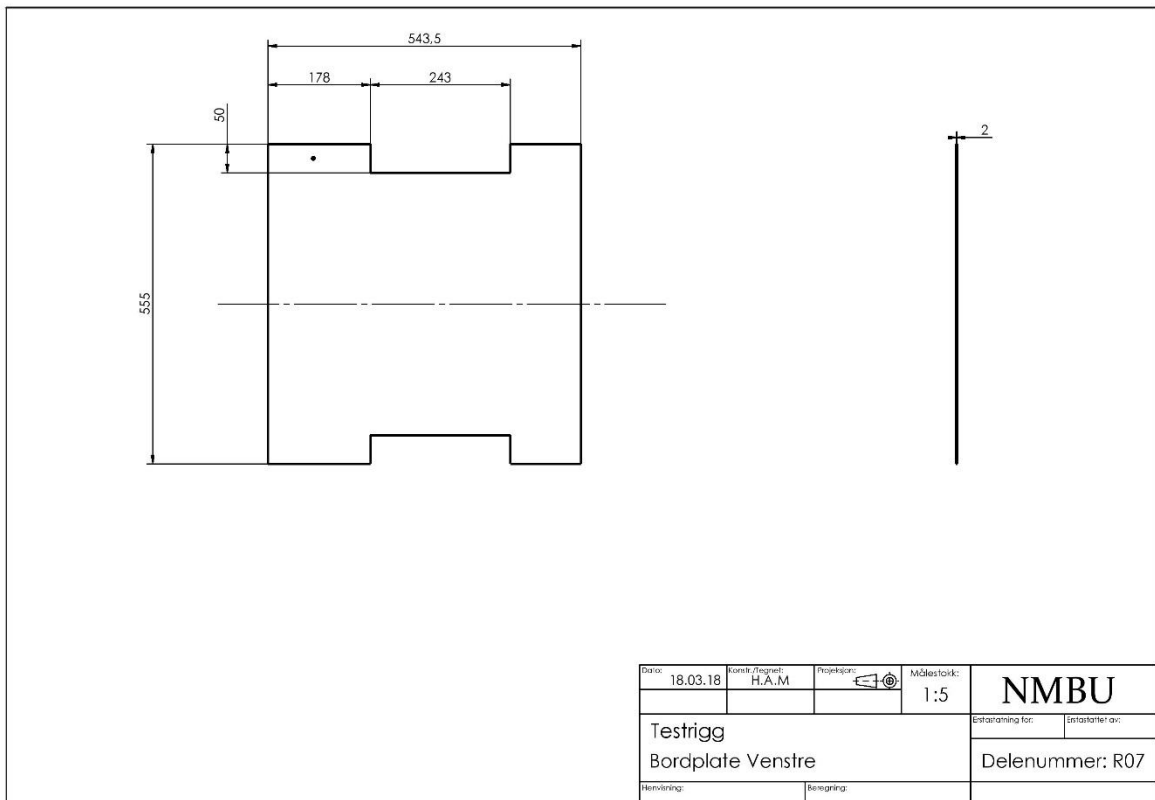
2.4. Rammekonstruksjon



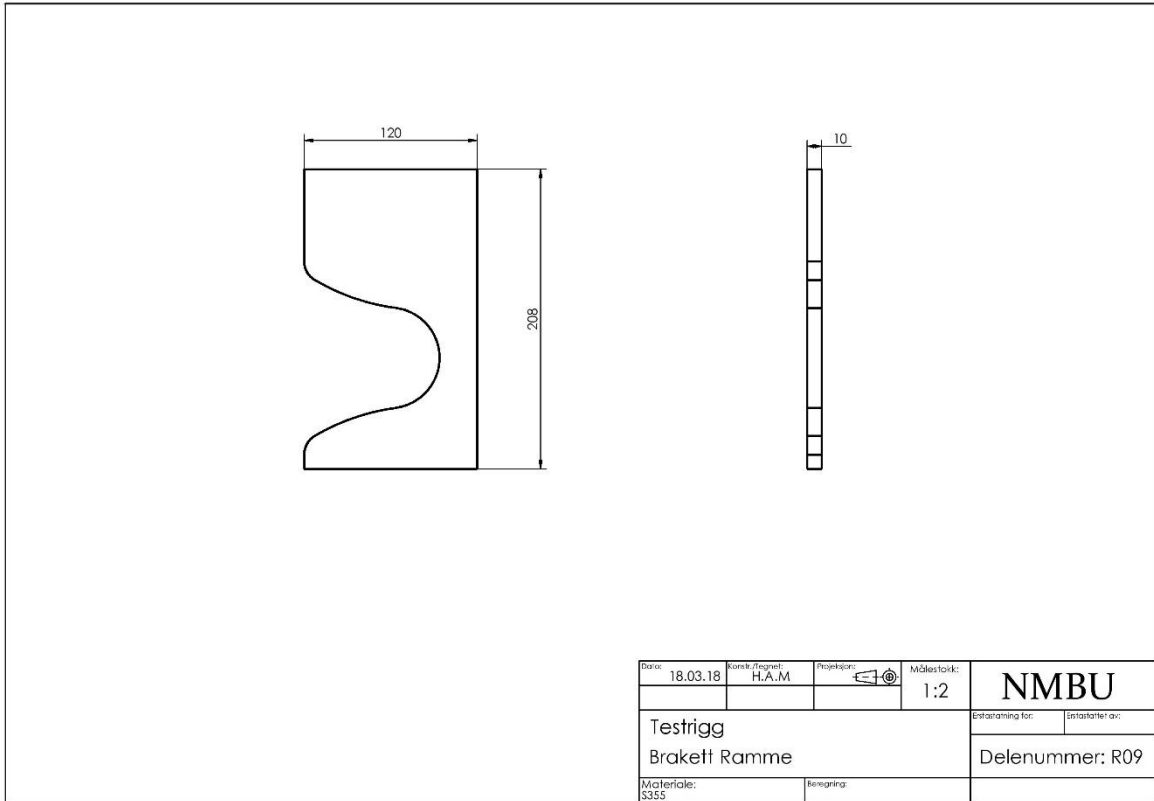
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	R01	Rammekonstruksjon	1
2	R02	Maskinfot - Wiberger-mn1147_80-m16x100	4
3	R03	Hexagon Nut ISO 4034 - M16 - N	8
4	R04	Washer DIN 125 - B 17	8
5	R05	Gummipropp - Wiberger-ifr_60	1
6	R06	Bordplate Høyre	1
7	R07	Bordplate Venstre	1
8	R09	Brakett Ramme	1



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

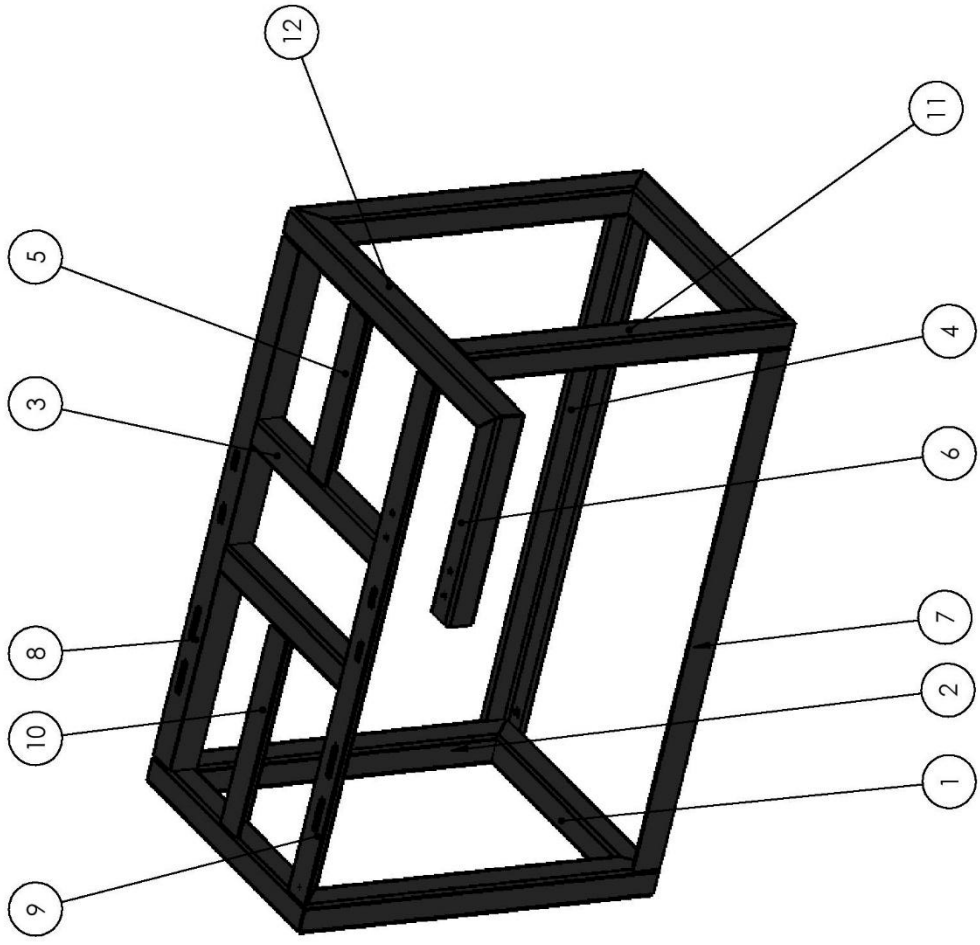


SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



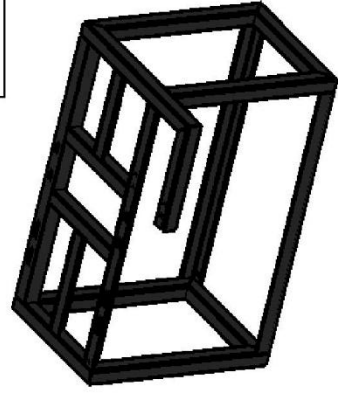
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

ITEM NO.	NAME
1	Tverrbjelker 1
2	Stenderer 2V
3	Tverrbjelker senter
4	Langsgående BN
5	Tverrbjelke Langsgående kort
6	Hjul Opplagring
7	Langsgående FN
8	Langsgående BØ
9	Langsgående FØ
10	Tverrgjelke Langsgående lang
11	Stender 1V
12	Tverrbjelke sykkelopplagring

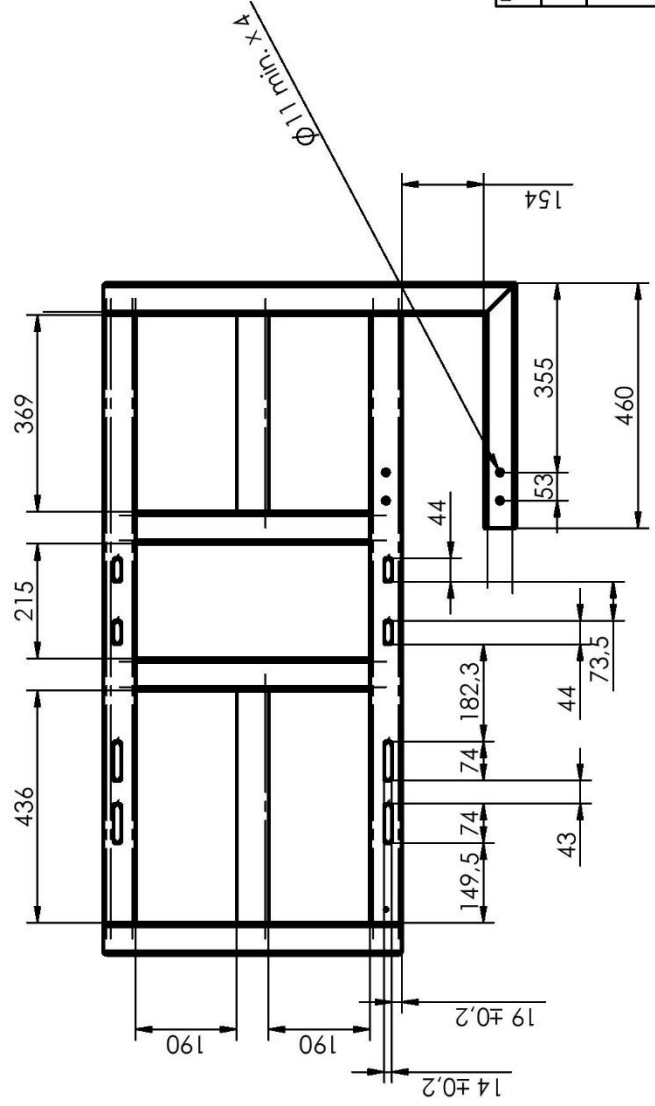
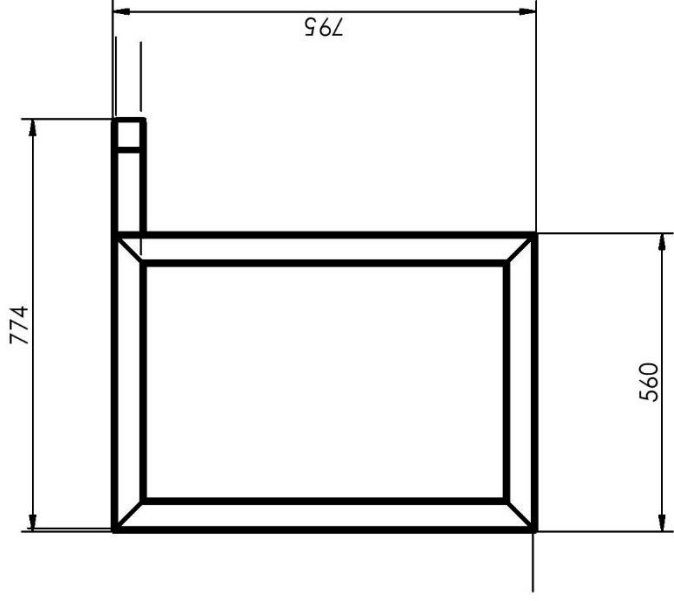
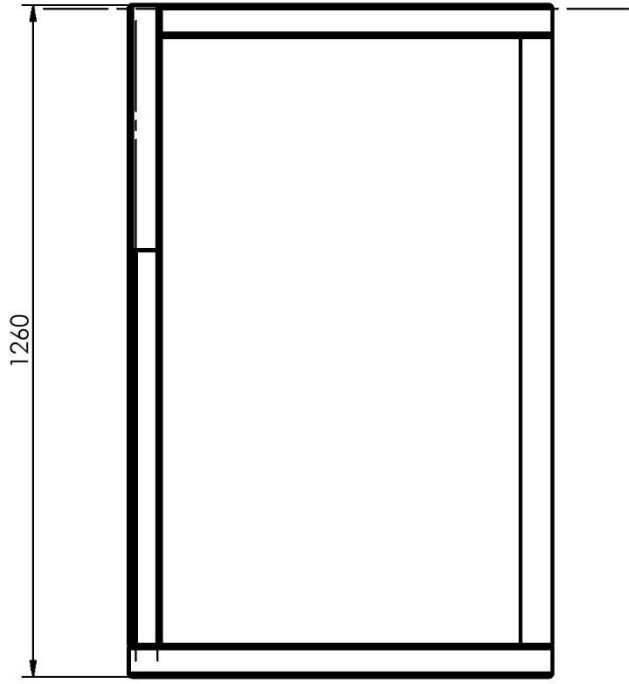


Data:	16.03.18	Konstr./Tegner:	H.A.M	Projeksjon:		Målestokk:	1:10	NMBU	
								Ersattattfel av:	
								Ersattattfel for:	
Testrigger									
Kuttliste Rammekonstruksjon									
Henvising:					Beregning:				

ITEM NO.	NAME	LENGTH	ANGLE1	ANGLE2	QUANTITY	TOT. LENGTH	Description
1	Tverrbjelke 1	560	45	45	3	6914	60 x 60 x 3.2
2	Stender 2V	795	45	45	3	6914	60 x 60 x 3.2
3	Tverrbjelke senter	440	0	0	2	6914	60 x 60 x 3.2
4	Langgående BN	1140	0	0	1	5365	60x60x6
5	Tverrbjelke Langgående kort	369	0	0	1	5365	60x60x6
6	Hjul Oppplagring	460	0	45	1	6914	60 x 60 x 3.2
7	Langgående FN	1140	0	0	1	5365	60x60x6
8	Langgående BØ	1140	0	0	1	5365	60x60x6
9	Langgående FØ	1140	0	0	1	5365	60x60x6
10	Tverrbjelke Langgående lang	436	0	0	1	5365	60x60x6
11	Stender 1V	735	45	0	1	6914	60 x 60 x 3.2
12	Tverrbjelke sykkelopplagring	774	45	45	1	6914	60 x 60 x 3.2



Date:	16.03.18	Konstr./Tegnet:	H.A.M	Projeksjon:		Målestokk:	1:20
Testrigg				Ersattstiftet av:			
Ramme - Cut list				Ersattstiftet av:			
Henviisning:				Beregning:			
				NMBU			
				Tegn. nr. 1			



Dato: 16.03.18	Konstr./regnet: H.A.M	Projeksjon:	Målestokk: 1:10	NMBU	
Testrigg			Erstatning for: <input type="text"/>		
Rammekonstruksjon			Erstatning av: <input type="text"/>		
Kommentar: Ikke toleransesatte mål: +0,5mm			Beregning: <input type="text"/>		

3. Datablader

3.1. Lineæraktuator



P16 Actual Size

Applications

- Robotics
- Consumer appliances
- Toys
- RC vehicles
- Industrial Automation
- Automotive

Miniature Linear Motion Series · P16

Actuonix Motion Devices unique line of Miniature Linear Actuators enables a new generation of motion-enabled product designs, with capabilities that have never before been combined in a device of this size. These linear actuators are a superior alternative to designing your own push/pull mechanisms.

The P16 actuators are complete, self-contained linear motion devices with position feedback for sophisticated position control capabilities, or end of stroke limit switches for simple two position automation. Several gear ratios are available to give you varied speed/force configurations.

The parallel design makes the P16 significantly shorter than the same stroke length L16, but the most attractive feature of this model is its high cycle life. Premium components in this model include: large sealed stainless steel bearings, planetary gearbox, stainless steel lead screw, and glass re-enforced nylon housing.

P16 Specifications

Gearing Option	22:1	64:1	256:1	
Peak Power Point	40N @26mm/s	80N @9mm/s	250N @2.5mm/s	
Peak Efficiency Point	25N @34mm/s	40N @14mm/s	150N @3.4mm/s	
Max Speed (no load)	46mm/s	18mm/s	4.8mm/s	
Max Force Lifted	50N	90N	300N	
Back Drive Force	75N	200N	>500N	
Stroke Option	50mm	100mm	150mm	200mm
Mass	95g	110g	125g	140g
Repeatability (-P & LAC)	0.3mm	0.4mm	0.6mm	0.8mm
Max Side Load	20N	15N	10N	4N
Closed Length hole to hole	97mm	147mm	197mm	247mm
Feedback Potentiometer	6kΩ±50%	11kΩ±50%	20kΩ±50%	23kΩ±50%
Feedback Linearity	Less than 2.00%			
Input Voltage	0-15 VDC. Rated at 12VDC.			
Stall Current	1000mA @ 12V			
Operating Temperature	-10°C to +50°C			
Audible Noise	62 dB @ 45cm			
Ingress Protection	IP-54			
Mechanical Backlash	0.3mm			
Limit Switches (-S)	Max. Current Leakage: 8uA			
Maximum Static Force	500N			
Maximum Duty Cycle	20%			

Basis of Operation

The P16 is designed to push or pull a load axially along its full stroke length. The speed of travel is determined by the load applied (See the Load Curves). Actuator speed can be reduced by lowering the drive voltage. When power is removed the actuator will hold its position, unless the applied load exceeds the back drive force. Repeated stalling or stalling for more than a few seconds will shorten the life of the actuator significantly. Actuators should be tested in each specific application to determine their effective life under those loading conditions and environment.

All data on this sheet is provided for information purposes only and is subject to change. Purchase and use of Actuonix Actuators is subject to our terms and conditions as posted here: <http://www.Actuonix.com/terms.asp>



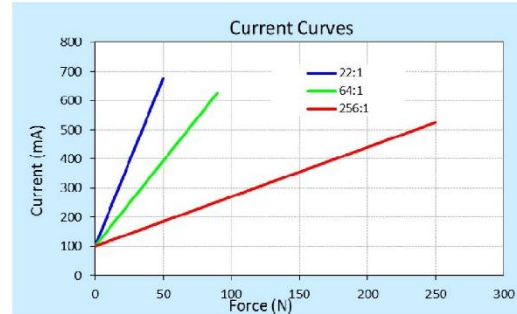
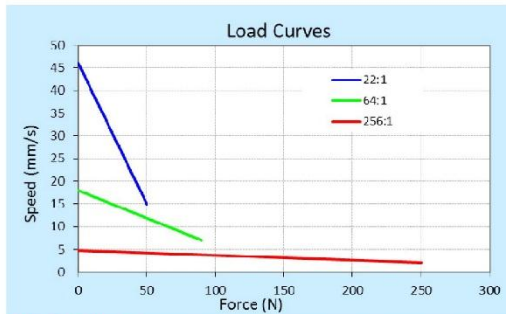
Actuonix Motion Devices Inc
580 Starling Lane
Victoria, BC, V9E 2A9
Canada

1 (206) 347-9684 phone
1 (888) 225-9198 toll-free
1 (206) 347-9684 fax

sales@actuonix.com
www.actuonix.com

Rev B Sept 2016

Copyright 2016 © Actuonix Motion Devices Inc.



Model Selection

The P16 has 3 configuration choices: Stroke, Gear Ratio and Controller. P16 options are identified according to the following model numbering scheme:

P16-SS-GG-VV-C

Feature	Options
SS: Stroke	50, 100, 150, 200 (mm)
GG: Gear reduction ratio (refer to load curves above)	22, 64, 256 :1 (lower ratios are faster but push less force, and vice versa)
VV: Voltage	12 Volts DC
C: Controller	P Potentiometer Feedback S Limit Switches

P16 Controller Options

Option S – End of Stroke Limit Switches

WIRING: (see last page for pin numbering)

- 1 - Red – Motor V+ (12V)
- 2 – Black – Motor V- (Ground)

–S actuators are ideal for manually controlled applications and simple two position automated mechanisms. The –S actuators have limit switches that will turn off power to the motor when the actuator reaches within 0.5mm of the end of stroke. Internal diodes allow the actuator to reverse away from the limit switch. The limit switches cannot be moved once the actuator is manufactured. While voltage is applied to the motor power pins, (1 & 2) the actuator extends. Reverse the polarity and the actuator retracts. This can be accomplished manually with a DPDT switch or relay, or using an H-Bridge. The –S model cannot be used with the LAC control board.

Ordering

Small quantity orders can be placed directly online at www.Actuonix.com. Purchase orders, volume quotes, and custom order requests can be sent to sales@Actuonix.com. MOQ for custom strokes, cables or connectors is typically 500pcs. Each actuator ships with two mounting brackets and #8-32 mounting hardware. The cable length is approximately 300mm and connector is a 0.1" pitch female socket connector. The thread in the end of the round aluminum shaft is M8x1.25.

Option P – Potentiometer Position Feedback

WIRING: (see last page for pin numbering)

- 1 - Orange – Feedback Potentiometer negative reference rail
- 2 - Purple – Feedback Potentiometer wiper
- 3 - Red – Motor V+ (12V)
- 4 - Black – Motor V- (Ground)
- 5 - Yellow – Feedback Potentiometer positive reference rail

–P actuators are suited to automatically controlled positioning systems, but they can also be driven manually. The –P actuators have no built in controller, but do provide an analog position feedback signal that can be input to an external closed loop controller. While voltage is applied to the motor power pins, (3 & 4) the actuator extends. Reverse the polarity and the actuator retracts. This can be accomplished manually with a DPDT switch or relay, or using an H-Bridge circuit. Position of the actuator stroke can be monitored by providing any stable low and high reference voltage on pins 1 & 5, then reading the position signal on pin 2. The voltage on pin 2 will vary linearly between the two reference voltages in proportion to the position of the actuator stroke.

The P16 –P actuator can be used as a linear servo by connecting the actuator to an external controller such as the LAC board offered by Actuonix. This control board reads the position signal from the P16, compares it with your input control signal then commands the actuator to move via an on-board H-bridge circuit. The LAC allows any one of the following control inputs: Analog 0-3.3V or 4-20mA, or Digital 0-5V PWM, 1-2ms Standard RC, or USB. The RC input effectively transforms your P16 into a linear servo, which is a direct replacement for any common hobby servo used in RC toys and robotics. Refer to the LAC datasheet for more details.

Copyright 2016 © Actuonix Motion Devices Inc.



Actuonix Motion Devices Inc
580 Stirling Lane
Victoria, BC, V9E 2A9
Canada

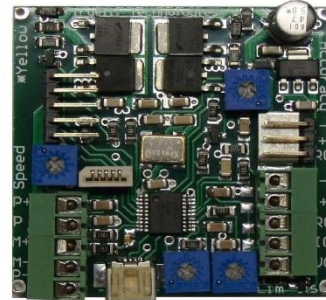
1 (206) 347-9684 phone
1 (888) 225-9198 toll-free
1 (206) 347-9684 fax

sales@actuonix.com
www.actuonix.com

3.2. Styreenhet lineæraktuator

LAC • Actuonix Linear Actuator Control Board

The Linear Actuator Control Board is a stand-alone closed-loop control board specifically designed for Actuonix actuators. The LAC greatly simplifies designs by saving the development time, cost, and processor overhead associated with direct motor control. As little as 1 digital or analog output is required for position control. Supported input signals include USB, Voltage, Current, RC Servo, and PWM. Actuonix motor control IC uses a software based algorithm to optimize position and speed control. This makes the LAC compatible with a wide range of actuators, using only the default settings. Actuonix's Advanced Configuration Program allows full customization of actuator response. A stall detection feature provides a great increase in actuator life for applications that may briefly exceed the rated force.



The LAC can be operated as both an interface board, or as a stand alone controller with the addition of an external potentiometer and power supply.

(Accessory kit and housing sold separately)

Specifications	
Control input modes	Digital: USB, RC Servo, 1 kHz PWM Analog: 0–3.3 V, 4–20 mA
Controller	10-bit Dual Sample Rate Quasi PD
Compatible actuators	PQ12 & L12 -P Actuators with position feedback, 6 or 12 volts L16, P16 & T16 -P Actuators with position feedback, 6 or 12 volts Larger Actuators with position feedback, 12 volts, 24 volts
Dimensions	50 mm x 50 mm (excluding battery holder)
Power	6–24 VDC, 4 Amps peak current at 10% duty cycle Note: Supply voltage must match actuator's rated voltage
Operating environment	–10 to +70°C at 10–80% relative humidity

Operation



When the LAC is powered up, it will repeatedly scan for an input signal that is valid under any of the five supported interface modes (see reverse for External Connections Detail illustration). When a valid signal is first detected, the actuator will self-configure to the corresponding interface mode, and all other interface modes and input leads are disabled until the actuator is next powered on. The sensitivity or accuracy of the actuator control algorithm can be set by adjusting the "Accuracy" trim potentiometer. Turning clockwise will allow the actuator to move in smaller increments and be more accurate. However, due to the differences in actuator types this may cause jittery or unstable behaviour. If this occurs, consider using the USB configuration program to more finely tune the controller for your application. Each time a control potentiometer is adjusted, power must be cycled to the LAC board prior to the new settings taking effect. Adjusting the "Speed" potentiometer will set the maximum actuator speed. The two "Limits" potentiometers allow user settable digital limit switches. These set the minimum and maximum acceptable positions. Control inputs that exceed these limits will cause the actuator to position to the limit.

Copyright 2017 Actuonix Motion Devices



Actuonix Motion Devices Inc
580 Starling Lane
Victoria, BC, V9E 2A9
Canada

1 (206) 347-9684 phone
1 (888) 225-9198 toll-free
1 (206) 347-9684 fax

sales@actuonix.com
www.actuonix.com

External Connections Detail

X1 PQ12 actuator connector

5 pin, 1 mm Pitch FPC connector

X2 L12-P/L16-P/P16-P/T16-P actuator connector

Pin Function

- 1 Potentiometer Reference Negative (yellow)
- 2 Motor Terminal (black)
- 3 Motor Terminal (red)
- 4 Potentiometer Feedback (wiper) (purple)
- 5 Potentiometer Reference Positive (orange)

X3 Radio control receiver connector

Pin Function

- 1 Ground (black)
- 2 Power (red)
- 3 Control (white)

X4 Large actuator connector

Pin Function

- 1 Potentiometer Reference Positive (white)
- 2 Potentiometer Feedback (wiper) (yellow)
- 3 Motor Terminal (red)
- 4 Motor Terminal (black)
- 5 Potentiometer Reference Negative (blue)

NOTE: If the actuator moves to one end then stops, swap pins 3 and 4 to change the motor direction.

X5 Universal Serial Bus (Male Mini-B)

Pin Function

- 1 N/C
- 2 Data
- 3 Data
- 4 N/C
- 5 Ground

Control Modes

0–3.3 V Interface Mode: This mode allows an actuator to be controlled with just a battery, and a potentiometer to signal the desired position to the actuator – a simple interface for prototypes or home automation projects. The desired actuator position (set-point) is input to the CIB on connector X6 pin 5 as a voltage between ground and 3.3 V. The set-point voltage must be held on pin 5 to reach and maintain the desired actuator stroke position. The wiper pin of an external potentiometer connects to X6 pin 5. Pins 1 and 5 of X4 can be used as the 3.3V Reference. The other two potentiometer pins connect to these. When a Potentiometer is not used, ensure the control signal ground is connected to LAC ground.

RC Servo Interface Mode: This is a standard hobby-type remote-control digital servo interface, compatible with servos and receivers from manufacturers like Futaba™ and Hi-Tec™. The desired actuator position is input to the LAC on connector X6 pin 3 as a positive 5 Volt pulse-width signal. A 1 ms pulse commands the controller to fully retract the actuator, and a 2 ms pulse signals full extension. Connector X3 can also be used for the RC control signal, and uses the standard 3 pin 0.1" spacing typical on most hobby servo receivers. **Do not connect power to both X6 and X3 at the same time** (If the supply voltages differ, large currents will flow).

X6 Control interface

Pin Function

- 1 Ground
- 2 6–24 VDC Power
- 3 RC / Hobby Servo input signal
- 4 Current input signal (4–20 mA)
- 5 Voltage input signal (0–3.3 V) or 1 kHz PWM

P1 Speed Control

Sets maximum actuator speed

- CW Faster
- CCW Slower

P2 Limit Controls

Left Potentiometer controls Retract Limit

CW Maximum Stroke

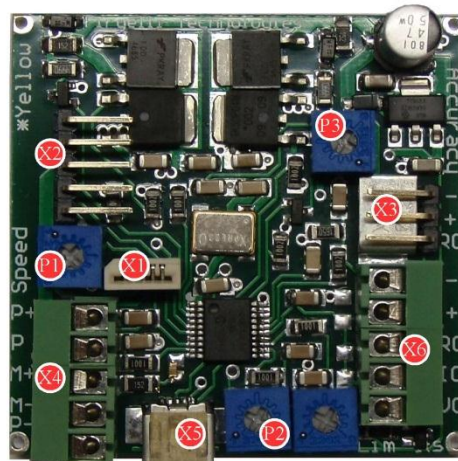
Right Potentiometer controls Extend Limit

CW Maximum Stroke

P3 Sensitivity adjustment

CW Smaller dead-band

CCW Larger dead-band



Connector Pins numbered from Top to Bottom or Left to Right

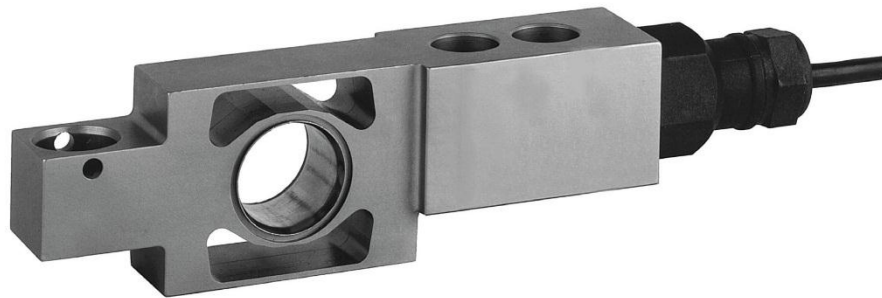
4–20 mA Interface Mode: This mode is compatible with PLC devices typically used in industrial control applications. The desired actuator position (set-point) is input to the LAC on connector X6 pin 4 as a current between 4 mA and 20 mA. The set-point current must be held on pin 4 to reach and maintain the desired actuator stroke position.

PWM Mode: This mode allows control of the actuator using a single digital output pin from an external micro controller. The desired actuator position is encoded as the duty cycle of a 3.3 Volt, 1 kHz square wave on LAC connector X6 pin 5, where the percent duty cycle sets the actuator position to the same percent of full stroke extension. 100% duty cycle represents full extension, and 0% duty cycle represents full retraction. This input is 5V tolerant, however the % duty cycle range will differ.

USB Mode: This mode allows control of the actuator using a Computer. In addition advanced settings allow fine control over the controller response. Default settings can be reverted to, using the reset command. When custom settings are turned on, P1, P2, and P3 are ignored. These settings will be saved even when power is cycled. This allows custom configuration for all inputs even when USB is not connected. Details of the DLL are given in a separate document so that custom programs can be created by the customer. An example Labview program is available for download. The Dynamic Link Library(DLL) allows Programming in many windows languages including Labview.

3.3. Lastceller

SB6 beam load cell



product description

All stainless steel and hermetically sealed unique bending beam for a wide variety of high accuracy weighing applications. The SB6 is available in a wide range of capacities and accuracy grades. The blind hole load introduction ensures optimum weighing performance in conjunction with Flintec self-aligning feet.

applications

Bagging machinery, conveyor scales, vessel weighing systems.

key features

Stainless steel construction

Hermetically sealed to IP68

Low capacity range

High accuracy

High input resistance

Calibration in mV/V/Ω

approvals

OIML approval to C1 (Y = 5 100), C3, C3 M16 and C4 (Y = 10,200)

ATEX hazardous area approval for zones 0, 1, 2, 20, 21 and 22

FM hazardous area approval

accessories

Compatible range of hardware

Compatible range of electronics

options

Y = 20,400 for C3, C3 M16 and C4

Stainless steel cable gland



RoHS compliant

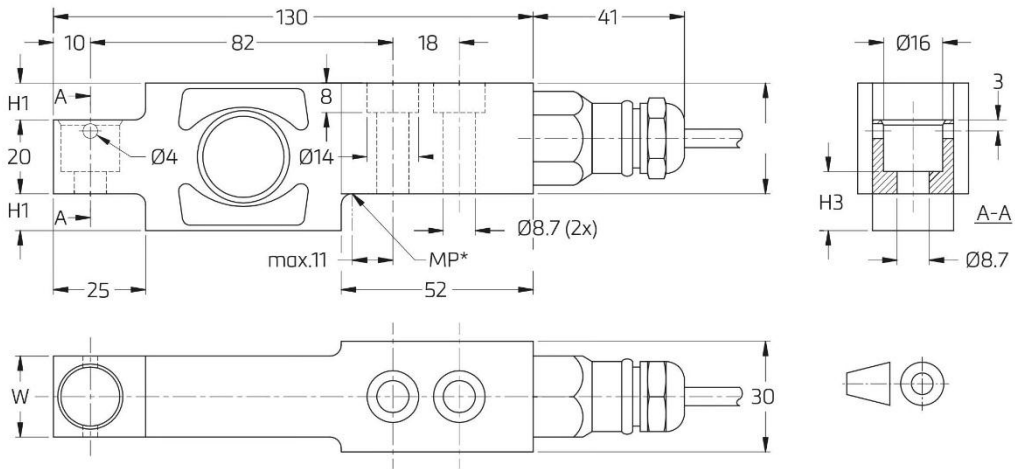


specifications

	kN	0.2 / 0.5 / 1 / 2			0.5 / 1 / 2	0.2 / 0.5 / 1
Maximum capacity (E _{max})	kg	20 / 50 / 100 / 200			50 / 100 / 200	20 / 50 / 100
Metric equivalents (1 N=0.10197 kg)	kg	20 / 20.4 / 50 / 51 / 100 / 102 / 200 / 204			50 / 51 / 100 / 102 / 200 / 204	20 / 20.4 / 50 / 51 / 100 / 102
Accuracy class according to OIML R60		(GP)	C1	C3	C3 M16	C4
Maximum number of verification intervals (n _{max})		n.a.	1,000	3,000	3,000	4,000
Minimum load cell verification interval (v _{min})		n.a.	E _{max} / 5,100	E _{max} / 10,200		
Temperature effect on minimum dead load output (TC ₀)	%*RO/10°C	± 0.0400	± 0.0275	± 0.0137		
Temperature effect on sensitivity (TC _{RO})	%*RO/10°C	± 0.0200	± 0.0160	± 0.0100		± 0.0080
Combined error	%*RO	± 0.0500	± 0.0300	± 0.0200	± 0.0180	
Non-linearity	%*RO	± 0.0400	± 0.0300	± 0.0166		± 0.0125
Hysteresis	%*RO	± 0.0400	± 0.0300	± 0.0166	± 0.0083	± 0.0125
Creep error (30 minutes) / DR	%*RO	± 0.0600	± 0.0490	± 0.0166	± 0.0083	± 0.0125
Option - Min. load cell verification interval (v _{min} opt)		n.a.	n.a.	E _{max} / 20,400		
Option - Temp. effect on min. dead load output (TC ₀ opt)	%*RO/10°C	n.a.	n.a.	± 0.0069		
Rated Output (RO)	mV/V	2 ± 0.1%				
Calibration in mV/V/Ω (A...I classified)	%	± 0.05 (± 0.005)				
Zero balance	%*RO	± 5				
Excitation voltage	V	5...15				
Input resistance (R _{LC})	Ω	1,100 ± 50				
Output resistance (R _{out})	Ω	1,000 ± 2				
Insulation resistance (100 V DC)	MΩ	≥ 5,000				
Safe load limit (E _{lim})	%*E _{max}	200				
Ultimate load	%*E _{max}	300				
Safe side load	%*E _{max}	100				
Compensated temperature range	°C	-10...+40				
Operating temperature range	°C	-40...+80 (ATEX -40...+60)				
Load cell material		stainless steel 17-4 PH (1.4548)				
Sealing		complete hermetic sealing; cable entry sealed by glass to metal header				
Protection according EN 60 529		IP68 (up to 2 m water depth) / IP69K				
Packet weight	kg	1.0				

The limits for Non-Linearity, Hysteresis, and TCRO are typical values.
The sum of Non-linearity, Hysteresis and TCRO meets the requirements according to OIML R60 with pLC=0.7.

product dimensions (mm)



Capacity	H1	H2	H3	W
20kg...0.5kN	12.8	32.8	18.8	19
100kg...2kN	10	30	16	22

Mounting bolts M8 8.8; torque: 25 Nm. Torque value assumes oiled threads.
MP* - Edge of mounting plate

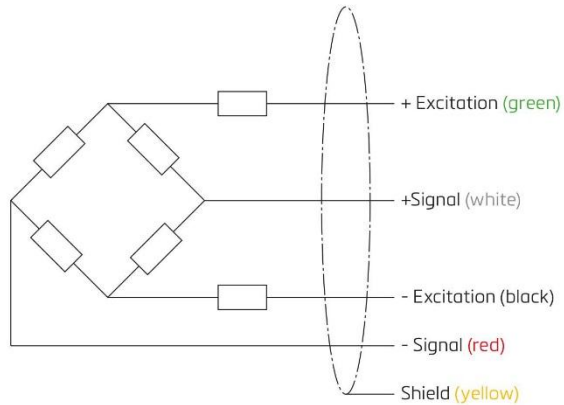
wiring

The load cell is provided with a shielded, 4 conductor cable (AWG 24).

Cable jacket: polyurethane

Cable length: 3 m
Cable diameter: 5 mm

The shield is floating
(On request the shield can be connected to the load cell body)



Specifications and dimensions are subject to change without notice.

3.4. DAQ

Portable High-Performance Multifunction DAQ for USB

NI DAQPad-6015, NI DAQPad-6016

- 16 analog inputs at up to 200 kS/s, 16-bit resolution
- Multiple signal connectivity options
- 2 analog outputs for accurate output signals
- Up to 32 digital I/O lines (5 V TTL/CMOS)
- OEM version available

Operating Systems

- Windows 2000/XP

Recommended Software


- LabVIEW
- LabWindows/CVI
- Measurement Studio
- VI Logger

Other Compatible Software

- C++
- C#
- Visual Basic

Measurement Services Software (included)

- NI-DAQmx driver software
- Measurement & Automation Explorer configuration software



Product	Bus	Analog Inputs	Input Resolution	Sampling Rate	Input Range	Analog Outputs	Output Resolution	Output Rate ¹	Output Range	Digital I/O	Counter/Timers	Triggers
NI DAQPad-6015	USB	16 SE/8 DI	16 bits	200 kS/s	±0.05 to ±10 V	2	16 bits	300 S/s	±10 V	8	2	Digital
NI DAQPad-6016	USB	16 SE/8 DI	16 bits	200 kS/s	±0.05 to ±10 V	2	16 bits	300 S/s	±10 V	32	2	Digital

¹SE – single ended, DI – differential ²System-dependent

Hardware Overview

The National Instruments DAQPad-6015 and DAQPad-6016 multifunction data acquisition (DAQ) devices provide plug-and-play connectivity via USB for acquiring, generating, and logging data in a variety of portable and desktop applications. DAQPad devices with screw terminals or BNC connectors provide direct connectivity so you can easily connect sensors and signals without extra cost. With DAQPad-6015 mass termination, you can cable to external accessories and signal conditioning devices such as NI SCC devices. All devices feature 16-bit accuracy at up to 200 kS/s. The DAQPad-6016 also provides 32 digital I/O lines for applications requiring an extended interface to digital sensors and actuators.

Software Overview

NI DAQPad-6015 and DAQPad-6016 include NI-DAQmx measurement services software with which you can quickly configure and begin taking measurements with your DAQ device. NI-DAQmx provides a seamless interface to LabVIEW, LabWindows/CVI, and Measurement Studio development environments with features such as DAQ Assistant and a single programming interface for all device functions.

Recommended Accessories

Model	Cable		Signal Connectivity	
	Noise-Reducing, Shielded	Low-Cost, Ribbon	Sensors/Signals >10 V	Signals <10 V
NI DAQPad-6016 Screw Terminal			Built-in signal connectivity – no accessories needed	
NI DAQPad-6015 Screw Terminal			Built-in signal connectivity – no accessories needed	
NI DAQPad-6015 BNC			Built-in signal connectivity – no accessories needed	
NI DAQPad-6015 Mass Termination	SH68-68-EP	R6868	SCC signal conditioning	SCB-68
NI DAQPad-6016 OEM	SH50-50 SH6850	– R6850	Custom or third-party 50-pin connector	– CB-68LP

Table 2. NI DAQPad-601x Accessory Selection Guide

Common Applications

The DAQPad-6015 and DAQPad-6016 are ideal for a number of applications where portability and accurate measurements are essential, such as:

- Portable data logging – log environmental or voltage data quickly and easily
- Field-monitoring applications
- Embedded OEM applications
- In-vehicle data acquisition
- Academic lab use – academic discounts are available for quantities of five or more. Visit ni.com/academic for details.



3.5. Motor

GETRIEBEBAU NORD

Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group



3ZPGLH - Page 1 / 1

Getriebebau NORD GmbH & Co. KG, P.O.Box 1262, D-22941 Bargtheide

myNORD - Guest NO

Technical Data Sheet	
Number Date	3ZPGLH.0 05/03/2018
Customer Account No.	
Created by	
Created on	05/03/2018
Field representative	NORD GEAR NORGE A/S
Phone	+47-64 90 55 80
Email	norway@nord.com

Pos.	Description	Material
1	Shaft Mount Gearmotor SK 0282.1AXZ - 80LP/4 TF	
	Product Name	Parallel Shaft Gears BLOCK
	Input Speed	1415 1/min
	Motor Inverter Speed Range	Standard Line Powered - Inverter Capable
	Ratio	26.32
	Output Speed	54 1/min
	Service Factor	1.5
	Output Torque	133 Nm
	Overhung load	4.5 kN
	Axial Load	5 kN
	Power	0.75 kW
	Voltage	230/400 V
	Frequency	50 Hz
	Efficiency Class	Premium Efficient Motor
	Current 1	3.1 A
	Current 2	1.79 A
	Cosinus	0.72
	Motor Duty	S1 - Continuous
	Enclosure	IP55
	Insulation	F
	Mounting Pos	M3
	Number of stages	3 :1
	Type of housing	Foot mounted with B14 face
	Output Shaft	Hollow shaft
	Output Shaft Dia	25H7 mm
	Output Shaft Material	Standard
	Gearbox Breather Options	Spring Loaded Breather
	Bearing Design	Standard Bearings
	Motor Cooling	TEFC Totally Enclosed Fan Cooled
	Terminal Box Pos	2
	Conduit Entry Loc	I
	Motor Option	Thermistor
	Lubricant	Mineral oil CLP 220 (Standard)
	Lubricant Qty	0.800 l
	Paint Coating	Not Painted
	Weight	18.0 kg

Bank info:	Bank code	Account S.W.I.F.T/BIC	IBAN	Kommanditgesellschaft, Sitz Bargtheide,
HSH Nordbank AG	210 500 00	53005616 HSHNDE33XXX	DE96 2105 0000 0053 0058 16	Registergericht Ahrensburg HRA 2027
Deutsche Bank AG	200 700 00	3022555 DEUTDE33	DE70 2007 0000 0302 2555 00	Komplementärin: Getriebetechnik Nord GmbH, Sitz Bargtheide,
UniCredit Bank AG	200 300 00	1564061 HYVEDE33XXX	DE75 2003 0000 0001 5640 61	Registergericht Ahrensburg HRB 2038
Commerzbank AG	200 400 00	1134444 COBADE33XXX	DE96 2004 0000 0113 4444 00	Geschäftsführer: G.A. Küchenmeister, J. Humbert,
Dt. Postbank AG	200 100 20	40723200 PBNKDE33	DE94 2001 0020 0040 7232 00	U. Küchenmeister, J. Paulsen, Dr. O. Sadi
VAT reg. no.	DE135507187	Tax number	30 288 06009	Internet: http://www.NORD.com

