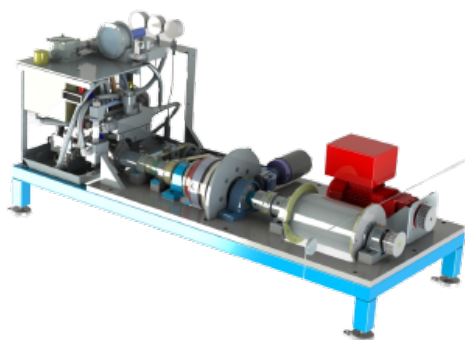


Aleksander Johnsen
Andreas Holmen
Trygve Paulsen Løge
Vetle Aune

Testing av systemvirkningsgrad i bølgekraftomformer og utvikling av et energieffektivt bølgekraftsystem

Testing System Efficiency in Wave Energy Converter
and Development of an Improved Wave Energy
System

Hovedoppgave i BIMASKIN
Veileder: Knut Sørby
Medveileder: Ingvald Straume
Mai 2023



Aleksander Johnsen
Andreas Holmen
Trygve Paulsen Løge
Vetle Aune

Testing av systemvirkningsgrad i bølgekraftomformer og utvikling av et energieffektivt bølgekraftsystem

Testing System Efficiency in Wave Energy Converter
and Development of an Improved Wave Energy
System

Hovedoppgave i BIMASKIN
Veileder: Knut Sørby
Medveileder: Ingvald Straume
Mai 2023

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Kunnskap for en bedre verden

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel

Testing av systemvirkningsgrad i bølgekraftomformer og utvikling av energieffektivt bølgekraftsystem

Testing System Efficiency in Wave Energy Converter and Development of an Improved Wave Energy System

Prosjektnr.:

MTP-K-2023-13

Forfatter(e):

Aleksander Johnsen
Andreas Holmen
Trygve Løge
Vetle Aune

Oppdragsgiver(e) eksternt

Hydrakraft AS

Veileder(e) internt

Knut Sørby, Instituttet for maskinteknikk og produksjon

Rapporten er ~~ÅPEN~~/~~LUKKET~~ (stryk ut det som ikke gjelder)

Dato levert

22.05.2023

Kort sammendrag (Norsk og engelsk)

Oppgaven omhandler testing av systemvirkningsgrad i en bølgekraftomformer, samt hydraulisk modifikasjon og videreutvikling av design og systemkomponenter.

Det ble utarbeidet to aktuelle design for videre beregning og simulering, og det ble designet undervannstrinser til spesifikasjon. Disse ble datamodellert og dimensjonert basert på simuleringer og styrkeberegninger, og ikke satt til produksjon.

Kraftomformerens hydrauliske oppsett ble modifisert for å fjerne aktueringsmekanismen for OBM. Det kan ikke fastslås om dette hadde noen effekt på hydraulisk virkningsgrad.

Test av systemvirkningsgrad baserer seg på å aktuere systemet ved å slippe en masse festet i enden av vaieren og inn på enheten, som gires opp gjennom hensiktsmessig trinsesystem. Systemvirkningsgraden beregnes utifra absolutt endring i potensiell energi for massen før og etter slipp, og den målte hydrauliske energien i enden av systemet.

Gjennomsnittsvirkningsgraden beregnes til 49.4%, der høyeste målte virkningsgrad endte på 53.9%. De høyeste virkningsgradverdiene observeres opp mot systemets definerte maksimale driftsgrenser.

The assignment concerns testing of system efficiency in a wave power converter, as well as hydraulic modification and further development of design and system components.

Two current designs were prepared for further exploration through calculation and simulations, and underwater pulleys were designed to specification. These were computer modelled and put through simulations, not yet set for production.

The hydraulic system within the power converter was modified to remove the actuation mechanism for the OBM. It cannot be determined whether this had any effect on hydraulic efficiency.

The system efficiency test is based on actuating the system by dropping a mass attached to the end of the wire taht connectso to the device, lead through a suitable pulley system. The system efficiency is calculated from the absolute change in potential energy before and after release, and the measured hydraulic energy produced at the end of the system.

The system efficiency results to an average of 49.4% within the realistic operating area, with a max registered efficieny at 53.9%. The highest efficiency values are observed near the system's defined maximum operating limits.

Stikkord:

**Bølgekraft
Testing av virkningsgrad
Produktutvikling
Simulering
Kraftomformer
Hydraulisk energi**

Keywords:

**Wave Energy
Efficiency Testing
Product Development
Simulations
Energy Converter
Hydraulic Energy**

Forord

Denne oppgaven er skrevet som avsluttende bacheloroppgave på BIMASKIN ved NTNU, i emnet MAST2900 "Bacheloroppgave maskin".

Gruppen vil starte med å takke vår veileder Knut Sørby. Det er hevet over enhver tvil at denne oppgaven ikke ville vært mulig å gjennomføre uten rådene, tilretteleggingen, og hjelpen som Knut har bistått med underveis. Knut har i dette semesteret hatt godt over en håndfull prosjektoppgaver å veilede, i tillegg til sine vanlige oppgaver som foreleser ved MTP. Prosjektet har krevet mye oppmerksomhet og fleksibilitet, noe Knut har stilt til upåklagelig grad.

Vi ønsker også å takke vår bedriftsveileder fra Hydrakraft AS, Ingvald Straume. For all tilliten vi har fått, og den lidenskapen i hver mail, hvert møte på teams, og hver telefon.

Vi ønsker å takke SINTEF, ved Trond Arne Hassel, for tålmodighet og imøtekommenhet.

Til slutt ønsker vi å takke NTNU, ved instituttet for maskinteknikk og produksjon, for å ha lagt til rette for vår tekniske og teoretiske forståelse av det som har vært kjernen i denne oppgaven.

Dette prosjektet har vært et vågestykke fra ende til annen. I utdanningsløpet har vi vært fire mann hele veien fra faget "Intro til maskin" i første semester, til bacheloroppgaven nå i siste. For å tilfredsstille krav om innhold for en gruppe på fire, så var det ønskelig at vi valgte oss en mest mulig omfangsrik oppgave. Det fikk vi til, og vel så det. Innsatsen, refleksjonsevnen, fleksibiliteten, praktisk sans og ferdigheter, og rett og slett pågangsmotet denne oppgaven har krevet, både i sin opprinnelige form, og etter omformulering, er uten likestykke med noe vi har gjort før. Gruppen har fått anvende teori i praksis, og med det, tatt teorien til et høyere nivå enn hva vi kom inn med etter de foregående fem semestrene på maskinstudiet. Fremtiden er i havet, fremtiden er bølger, og det er bare et tidsspørsmål før det er en realitet. Hydrakrafts evaluering av prosjektet er svært positiv, og gruppen er stolte over å ha kunnet yte et nyttig bidrag mot det grønne skiftet.

Aleksander Johnsen Andreas Holmen
Trygve P. Løge Vetle Aune

Signatur: _____

Aleksander Johnsen, Andreas Holmen
Trygve P. Løge, Vetle Aune

Sammendrag

Oppgaven omhandler modifikasjon og testing av en vinsjbasert bølgekraftomformer, samt utarbeiding av forslag til nytt design, og utvikling av kritiske komponenter for konseptet.

Bølgekraftomformerer består av tre sammensatte systemer som skal omforme bølgeenergien til brukbar energi. Det første delsystemet, et eksternt trinsesystem som fanger opp bølgebevegelsene, består av en vaier, undervannstrinser, sjokkabsorber, og en flottør. Det mekaniske delsystemet regulerer trommelhastigheten for effektiv energioverføring, og det hydrauliske delsystemet omdanner den mekaniske energien til hydraulisk energi ved hjelp av en pumpe. Disse tre systemene gjør kraftomformerer i stand til å omdanne bølgeenergien til brukbar energi.

Innledningsvis var målet med prosjektet å utforske forbedringspotensialer ved det eksterne og det mekaniske systemet. Videre, så skulle det utarbeides alternativt designforslag, deretter produseres og monteres et nytt mekanisk system, og en serie spesialiserte undervannstrinser.

Etter forespørsel fra Hydrakraft AS, og i samråd med veileder fra MTP ved NTNU, omformulerte gruppen problemstillingen midtveis i semesteret. Nytt prosjektinnhold ble modifikasjon av det hydrauliske systemet, og testing av systemvirkningsgrad i eksisterende prototype.

Det eksterne systemet, som står for å ta energien ut av bølgene, er svært kritisk for bølgekraftsystemet som helhet. Trinsene er spesielt utsatte komponenter, da de konstant er nedsenket i vann, og kontinuerlig utsettes for friksjonspåkjenning fra vaieren. Fra modellering og simuleringsdata ble det utarbeidet forslag til undervannstrinser skikket til å tåle påkjenning, samt unngå energitap under overføring av bevegelsesenergi. To alternativer til designforbedring for det mekaniske systemet ble utarbeidet, datamodellert, og vurdert opp mot hverandre. Etter sammenligning konkluderes prototypeforslag "2x planetgir" som best egnet for produksjon.

Komponentproduksjon og mer inngående systemberegninger iverksettes ikke, etter endring i oppgavebeskrivelsen.

Det hydrauliske systemets treghet forsøkes redusert gjennom å fjerne overflødig hydraulikk og omdirigering av det gjenværende hydrauliske systemet, før arbeidet med virkningsgradtesting iverksettes. Effekten den hydrauliske modifikasjonen har hatt vurderes som ikke verifisert, basert på måledataene fremskaffet under testingen av systemet. Det er ikke grunnlag for å konstatere at mengden intern trykklekkasje har blitt redusert. Hydraulikksystemet er etter modifikasjonen blitt mindre komplekst. Dette fører til forenklet produksjon og montasje, færre komponenter og lettere feilsøking av systemet.

Virkningsgrad av det sammensatte bølgekraftsystemet fastslås. Testoppsettet er kalt en slippetest, og det består av en oppheist vekt i enden av en vaier, som går gjennom et taljespill hengt opp på en traverskran, og til festepunktet på kraftomformerer, en vinsjtrommel. Metodikken går ut på å måle potensiell energi i start og slutt av slippet, og sammenligne denne med energi-output målt ut av systemet. Virkningsgraden oppgis i prosent. Oppsettet forsørget muligheten til å teste utspolingshastigheter innenfor aktuelt driftsområde av en reell installasjon. I tillegg egnet oppsettet seg svært godt for å bedrive det tunge løfte- og slipparbeidet som er nødvendig, på en forsvarlig måte.

Kraftomformerer har vist seg å ha en systembegrensning som ikke tillater testing opp til spesifiserte systemgrenser, og i forlengelse, står til hinder for hensikten testoppsettet er designet for. Observert systemvirkningsgrad sammenlignes med tidligere testserier, og tredjepartsverifikasjon av virkningsgrad bekreftes. Gjennomsnittlig virkningsgrad målt er 49,4%, som er høyere enn beskrevet i Purencos testrapport fra 2012. Den høyeste registrerte virkningsgraden under testing ble beregnet til 53,9%. Utifra trendlinjene måledataen legger til grunn for, vil systemvirkningsgraden stagnere omkring 60%. Dette er å betrakte som denne iterasjonens maksimale virkningsgrad under drift.

Abstract

The assignment concerns the modification and testing of a winch-based wave power converter, as well as the preparation of proposals for a new design, and the development of critical components for the concept.

The wave power converter consists of three complex systems that will convert the wave energy into usable energy. The first system, an external pulley system that captures the wave movements, consists of a cable, underwater pulleys, shock absorbers and a buoy. The mechanical subsystem regulates the drum speed for efficient energy transfer, and the hydraulic subsystem converts the mechanical energy into hydraulic energy using a pump. These three systems enable the power converter to convert the wave energy into usable energy.

Initially, the goal of the project was to explore potential for improvement in the external system and the mechanical system. Furthermore, an alternative design proposal was to be drawn up, then a new mechanical system and a series of specialized underwater pulleys were to be produced and assembled.

Following a request from Hydrakraft AS, and in consultation with the supervisor from MTP at NTNU, the group reformulated the task halfway through the semester. The new project content is modification of the hydraulic subsystem, and testing of system efficiency in the existing prototype.

The external system, which takes the energy out of the waves, is critical to the wave power system as a whole. The pulleys are particularly exposed components, as they are constantly submerged in water, and continuously exposed to frictional stress from the wire. From modeling and simulation data, proposals were drawn up for underwater pulleys suitable to withstand stress, as well as avoid energy loss during the transfer of movement energy. Two alternatives for design improvement of the mechanical system were drawn up, computer modelled, and evaluated in comparison to each other. After comparing, the prototype proposals, "2x planetary gear" were concluded to be the most suitable for production.

Component production and more detailed system calculations are not initiated, following the change in the task description.

Lessening the inertia of the hydraulic system is attempted, by removing excess hydraulics and redirecting the remaining hydraulic system, before the work on efficiency testing is started. The beneficial effect of the hydraulic modification cannot be ascertained from the measurement data obtained during the testing of the system. There is no basis for suggesting that the amount of internal pressure leakage has been reduced. After the modification, the hydraulic system has become less complex. This leads to simplified production and assembly, fewer components, and easier troubleshooting of the system.

Efficiency of the composite wave power system is determined. The test setup is called a drop test, and it consists of releasing an elevated weight at the end of a wire. The wire passes through a pulley block suspended on an overhead crane, to the point of attachment on the power converter, a winch drum. The methodology is based on measuring potential energy at the start and end of the release and fall of the weight, and comparing this with the energy output measured from the power converter. The efficiency is stated as a percentage. The set-up provided the opportunity to test rotational speeds within the applicable operating range of a real installation. In addition, the set-up was very well suited to carry out the heavy lifting and dropping work that is required, in a safe manner.

The conclusion is that the power converter has a system limitation that does not allow testing up to specified system limits, and by extension, stands in the way of the purpose for which the test setup was designed. Observed system efficiency is comparable with previous test series, and third-party verification of efficiency is confirmed. The average efficiency measured is 49.4%, which is higher than described in Purenco's test report from 2012. The highest recorded efficiency during testing was calculated to be 53.9%. Based on the trend lines the measurement data provides, the system efficiency will stagnate at around 60%. This is to be considered as this iteration's maximum efficiency during operation.

Forkortelser

Forkortelse	Definisjon
T(n)-(m)	Testserie n, Slipp m
SPS	Self Prime Speed
OBM	Overbelastningsbeskyttelsesmekanisme
WEC	Wave Energy Converter
CAD	Computer Aided Design
FEM	Finite Element Method
PTO-pumpe	Power Takeoff pumpe
INN-pumpe	Innstrammingspumpe
POM	Polyoksymetylen
FOS	Factor of Safety
WLL	Working Load Limit
MBL	Maximum Break Load
RHOL	Right Hand Ordinary Lay

Tabell 1: Forkortelser med forklaring (hyperkoblet)

Innholdsfortegnelse

Forord	ii
Sammendrag	iv
Forkortelser	iv
Figurliste	viii
Tabelliste	x
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Problemstilling og hensikt	2
1.3 Deltakere	2
1.4 Resultatmål	2
1.5 Effektmål	3
1.6 Avgrensning	3
2 Teori	4
2.1 Teoretisk metode	4
2.2 Deler	6
2.3 Mekanikk	10
2.4 Hydraulikk	12
2.5 Materialer	14
3 Prototyp utvikling	16
3.1 Analyse av eksisterende konsept	16
3.2 Forbedringsmuligheter	19
3.3 Alternative design	20
3.3.1 2x planetgir	20
3.3.2 Aksling i aksling	22
3.4 Vurdering av alternative design	24
4 Utvikling av undervannstrinse	26
4.1 Problembeskrivelse:	26
4.2 Kriteriesetting av undervannstrinser	27
4.3 Forarbeid	28

4.4	Trinsehjul	29
4.4.1	Trinsehjul 1.0	29
4.4.2	Simulering	30
4.4.3	Trinsehjul 1.1	32
4.4.4	Trinsehjul 2.0	33
4.5	Brakett	37
4.5.1	Brakett 1.0	37
4.6	Vaierledere	39
4.7	Sammenstilling	40
4.8	Diskusjon	41
4.9	Konklusjon	42
5	Hydraulisk system	43
5.1	Hydrakraft test modell	43
5.2	Lekkasjetesting	43
5.3	Metode	44
5.4	Resultater før modifikasjon	45
5.5	Hydraulikkmodifikasjon	45
5.6	Resultater etter modifikasjon	47
5.7	Feilkilder	48
5.8	Diskusjon	49
6	Testing av systemets virkningsgrad	51
6.1	Testoppsett	53
6.2	Montering testoppsett	56
6.3	Testgjennomføring	59
6.3.1	Slipptest	59
6.3.2	Testserie 1	59
6.3.3	Testserie 2	60
6.3.4	Testserie 3	61
6.3.5	Testserie 4	62
6.4	Resultater	63
6.4.1	Antagelser gjort i beregning av virkningsgrad	63
6.4.2	Testserie 2	64
6.4.3	Testserie 3	69
6.4.4	Testserie 4	73

6.5 Feilkilder	78
6.6 Diskusjon	80
7 Konklusjon og videre arbeid	83
8 Risikoanalyse	86
Referanseliste	88
A Vedlegg	88

Figurliste

2	Prosessløp: Bølgekraft	1
3	Planetgir (TheCatalystis 2023)	6
4	Parker F11 datablad (ParkerHannifin 2022)	7
5	Parker F11 Volumetrisk og mekanisk virkningsgrad (ParkerHannifin 2022)	8
6	Materialspenninger (MikeRun 2021)	10
7	Trinsestystem fra Hydrakraft	16
8	Systemillustrasjon 1 (Straume, Ingvald 2022)	17
9	Systemillustrasjon 2 (Straume, Ingvald 2022)	17
10	Realistisk illustrasjon - Bølgekraftsystem (Straume, Ingvald 2022)	18
11	Systemillustrasjon 3 (Straume, Ingvald 2022)	18
12	Hydraulisk system	20
13	2x planetgir	20
14	2x planetgir tegning	21
15	Aksling i aksling	22
16	Aksling i aksling tegning	22
17	Aksling i aksling (åpent planetgir) Ytre aksling i rosa og indre aksling i blå	23
18	Illustrasjon av trinsestystemet (Straume 2022)	26
19	Anbefalt stålvaier (Certex 2023)	28
20	Dimensjonering av trinsestør i henhold til ISO16624:2013 (Ropetex 2022)	28
21	Trinsehjul 1.0	29
22	Static study - Trinsehjul 1.0	30
23	Static study - Trinsehjul 1.1	32
24	Design Study parametre	33
25	Resultat Design Study	34
26	Static study - Trinsehjul 2.0	35
27	Maskintegning	36
28	Brakett 1.0	37
29	Static study - Brakett 1.0	38
30	Vaierledere	39
31	Vaierledere CAD	39
32	Undervannstrinse	40
33	FOS sammenstilling	40
34	Modeller trinsehjul	41

35	Trykksetting	44
36	Barometer	44
37	Før endring	45
38	Funksjonstest pumpe	46
39	Hydraulikk oppsett (Straume 2012)	46
40	Hydraulisk system	47
41	Etter endring	47
42	Samlet	48
43	Trendlinjer	49
44	Purenco testoppsett (Straume 2012)	51
45	Resultater fra testing i 2012 (Straume 2012)	52
46	Aktuelle taljesystemer (Tomia 2006)	53
47	Testrigg	54
48	Vinkelkraft	54
49	Testoppsett	55
50	Slyngefestet	57
51	Ferdig Testoppsett	58
52	Test T2-2	60
53	Test T3-2	61
54	Test T4-10	62
55	Forklaring av graf - Testserie 2	64
56	T2-1	65
57	T2-2	65
58	T2-10	66
59	T2-11	66
60	T2-12	67
61	T2-14	67
62	T2-15	68
63	T2-16	68
64	Forklaring av graf - Testserie 3	69
65	T3-1	70
66	T3-2	70
67	T3-3	71
68	T3-4	71
69	T3-7	72

70	T3-8	72
71	Forklaring av graf - Testserie 4	73
72	T4-1	74
73	T4-2	74
74	T4-3	75
75	T4-4	75
76	T4-5	76
77	T4-6	76
78	T4-7	77
79	Trendlinje	80
80	Nåværende utforming av hydraulikksystem. Ikke optimalisert for direkte flow . . .	81
81	Trendlinje fra målinger (svart, heltrukket) mot målingene fra 2012 (stiplet)	82
82	Konsekvenser/sannsynlighet	86
83	Gradering konsekvenser	86
84	Gradering sannsynlighet	86
85	Maskintegning trinsehjul 2.0	88
86	Maskintegning brakett trinse	89
87	Maskintegning feste aksling	89
88	Maskintegning senter aksling	90
89	Maskintegning vaierleder feste	90
90	Maskintegning vaierleder tupp	91
91	Maskintegning sammensatt trinse	91

Tabelliste

1	Forkortelser med forklaring (hyperkoblet)	iv
2	Oppgiringsfaktor	6
3	Parameterforklaring - Beregning av volumdifferanse akkumulator	13
4	Materialegenskaper fra Solidworks biblioteket, AISI Type 316L stainless steel . . .	14
5	Materialegenskaper hentet fra VINK 2022	15
6	Komponenter - Mål oppgitt i mm	21
7	Komponenter - Mål oppgitt i mm	22
8	Vektingstabell	24
9	Effekt og treghet	24
10	Effekt og treghet	24

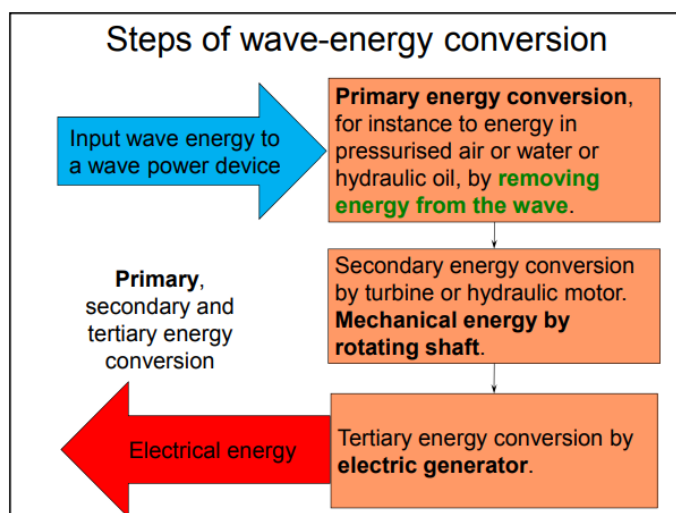
11	Static Study Trinsehjul 1.0	31
12	Static Study Trinsehjul 1.1	32
13	Static Study Trinsehjul 2.0	35
14	Static Study Brakett 1.0	38
15	Resultater før endring	45
16	Resultater etter endring	47
17	Resultater samlet	48
18	T2-1	65
19	T2-2	65
20	T2-10	66
21	T2-11	66
22	T2-12	67
23	T2-14	67
24	T2-15	68
25	T2-16	68
26	T3-1	70
27	T3-2	70
28	T3-3	71
29	T3-4	71
30	T3-7	72
31	T3-8	72
32	T4-1	74
33	T4-2	74
34	T4-3	75
35	T4-4	75
36	T4-5	76
37	T4-6	76
38	T4-7	77
39	Risikoanalyse	86

1 Introduksjon

1.1 Bakgrunn

Havbølger er en utømmelig kilde til kinetisk energi. Utvinning av bølgekraft er en svært lovende miljøvennlig løsning til et nasjonalt og globalt økende energibehov, spesielt med hensyn på Norges plassering; med en av verdens største kystlinjer, og de betydelig havområdene landet forvalter. Energiflukstettheten til bølgene er betraktelig høyere enn tilsvarende for sol og vind (Falnes 2016). Forsøk på å gjøre utvinning av bølgekraft profitabelt og kommersielt levedyktig har hittil ikke vært tilfredsstillende. Det har enda ikke blitt utviklet et godt nok teknologisk konsept, som kan håndtere de enorme kreftene i havet og andre utfordrende aspekter ved drift i maritime miljøer, som sikrer overlevelse og hensiktsmessig energiproduksjon i bølgekraftinstallasjonen.

Bølgekraft defineres som energiutvinning ved omdanning av kinetisk og potensiell energi i bølger. Kraftproduksjonen kan deles inn i tre faser; Primær energiomdanning, sekundær energiomdanning, og tertiær energiomdanning. Den primære energiomdanningen handler om å ta energien ut av bølgene, inn i et system. Den sekundære energiomdanningen handler om å gjøre denne energien om til mekanisk eller hydraulisk energi. Den tertiære energiomdanningen handler om å bruke energien fra sekundæromdanningen til å produsere elektrisk strøm, varme, eller annen industrielt eller sivilt anvendbar energi. Figur 2 er hentet fra en forelesning i energi og miljøfysikk ved NTNU. (Falnes 2016)



Figur 2: Prosessløp: Bølgekraft

Oppgaven kommer fra Hydrakraft AS, som arbeider med å utvikle kommersielt levedyktig og bærekraftig omformingsteknologi for bølgekraft. I 2012 ble det utviklet og produsert en prototype av en mekanisk bølgekraftomformer ved Tronrud Engineering, på vegne av Hydrakraft. Prototypen ble navngitt Hydra WEC-mini. Dette er en nedskalert versjon av det man ser for seg som endelig størrelse. Hensikten med prototypen var å undersøke energieffektiviteten til konseptet, så vel som å verifisering av fungerende proprietær teknologi, i form av en patentert OBM. Prosjektet førte frem, og virkningsgraden til systemet ble dokumentert gjennom en serie med tester. Hydra WEC-mini må ha lave kostnader for konstruksjon, installasjon og vedlikehold, samtidig tilstrekkelig høy energiproduksjon over tid, for at teknologien skal kunne konkurrere med etablerte energikilder.

Det er trolig flere forbedringspotensialer ved systemutformingen i den initielle prototypen. Om det kan gjøres alternative systemvalg for å både redusere mekanisk svinn og systemets sammenlagte treghetsmoment, vil dette kunne øke virkningsgrad og dermed sørge for et bedre egnet system for energiproduksjon. Andre betraktninger er om man kan komprimere enheten, for minket signatur i terrenget, og mindre behov for areal. Det identifiseres umiddelbart nødvendige utbedringer som må iverksettes for at systemet skal være operasjonelt i kystnære omgivelser. I all hovedsak er det

snakk om materialvalg. Den originale prototypen er designet og produsert med hensyn på det å yte best mulig i ikke-reelle omgivelser. Det ble gjennomført noen urealistiske materialvalg, som ikke tar til hensyn til sjøvannets generelt korroderende effekt, og heller ikke elektronvekslingen mellom forskjellige typer metaller i kontakt, nevneverdig aluminium og stål. Dette vil forøvrig ikke bli hovedfokus under prosjektet å utrede, men det vil nevnes.

I samråd med Hydrakraft vil gruppen utlede forskjellige alternativer til mekanisk systemutbedring. Tidsperspektivet er kritisk for gjennomføring av oppgave, og vil diktere mange av valgene underveis, særlig når det kommer til produksjon.

Alt arbeid med prosjektet vil ta til hensyn at det eksisterer et konsept, og vil baseres med hensyn på treghetsmoment, effekt, og produksjonsalternativer.

Innledende oppgaveforslag var å utarbeide en ny modell, basert på eksisterende tegninger og konsepter, deretter produsere og teste denne på vegne av Hydrakraft. Etter at den opprinnelige prototypen ble gjenopplaget på et lagerlokale hos Tronrund Engineering, flyttet Hydrakraft AS fokuset over på tredjepartsverifisering av teknologien, og modifisering av den eksisterende kraftomformerer.

1.2 Problemstilling og hensikt

Hvordan kan systemvirkningsgrad i eksisterende Hydra WEC-mini testes, og eksisterende delsystemer modifiseres for redusert treghet eller kompleksitet?

Hvilke alternative system- og komponentvalg kan innføres for å videreutvikle og forbedre bølgekraftsystemet?

Hensikten med oppgaven er å legge grunnlag for videreutvikling av bølgekraftteknologi, gjennom verifisering av virkningsgrad og forslag til forbedringer. I løpet av prosjektet skal Hydra WEC-mini modifiseres og testes opp mot definerte systemgrenser under drift, for å fastslå systemets virkningsgrad under forskjellige driftforhold. Videre skal det designes en ny iterasjon av bølgekraftomformerer og aktuelle systemkomponenter, med hensyn på videreutvikling av det teknologiske konseptet, da spesielt Hydrakrafts OBM. Ved produksjon av ny prototype er målet å utføre tester i henhold til definert standard, for å etablere ny systemvirkningsgrad, sammenlignet med det som tidligere er blitt målt.

1.3 Deltakere

Oppgaven skrives i samarbeid med Hydrakraft AS. Representant for bedriften er Ingvald Straume, sittende teknologisjef hos Hydrakraft. Hydrakraft bidrar med nødvendig økonomisk støtte for oppgaven.

NTNU er representert gjennom veileder Knut Sørby, og studieprogramleder Anna Olsen, begge ved instituttet for maskinteknikk og produksjon. Veileder bistår med oppbevarings- og monteringsareal, samt teoretisk og produksjonsteknisk bistand.

Oppgaven blir skrevet av Andreas Holmen, Aleksander Johnsen, Trygve Løge, og Vetle Aune. Samtlige er BIMASKIN-studenter ved NTNU Trondheim.

1.4 Resultatmål

- Forbedre Hydra WEC-mini for å minimere mekanisk svinn og maksimere virkningsgrad.
- Modifisere det hydrauliske systemet i eksisterende prototype
- Utvikle undervannstrinser som øker systempåliteligheten
- Utvikle et testoppsett som kan teste systemets virkningsgrad under forskjellige driftstrinn

-
- Teste modifisert Hydra WEC-mini, verifisere systemvirkningsgrad for vurdering ytterligere utbedringer

1.5 Effektmål

Målet med prosjektet er å legge grunnlaget for videre arbeid mot kommersialisering av bølgekraft, gjennom å videreutvikle og forbedre eksisterende teknologi. Forbedringspotensialet vil vurderes med hensyn på

- Det funksjonstekniske: Er enheten mer energieffektiv, kan det gjøres ytterlige systemvalg som fører til økt energiproduksjon?
- Det produksjonstekniske: Finnes det gode alternativer til produksjon og montering av valgt løsning?
- Økonomiske aspekter: Vil man kunne produsere, installere, og drifte enheten på en gunstig måte, økonomisk sett?

Målet for gruppa internt er å løse problemstillingen på en god og konkret måte uten å drifte for langt bort fra avgrensning og målene som beskrives. Oppgaven kan gjøres enorm i omfang. Dette må unngås for å sikre kvaliteten på arbeidet som leveres, for nyttegrad for bedriften, og god akademisk uttelling for gruppen.

1.6 Avgrensning

Oppgaveinnholdet avgrenses til testutvikling og testgjennomføring av systemvirkningsgrad, samt modellering av alternative design av oppgiringsmekanismen og undervannsstrinser. Kun enkle og kritiske systemmodifikasjoner av eksisterende prototype Hydra WEC-mini vil være innenfor avgrensningen. Oppgaven vil omhandle test- og produktutviklingsprosess, fra idéer til teoretisk førsteiterasjon av aktuelle enkeltkomponenter og komplett system.

2 Teori

I dette kapittelet vil relevant teori for oppgaven beskrives. Først kommer en generell beskrivelse av forskjellige metoder og komponenter som benyttes. Deretter vil mekanisk og hydraulisk teori som er relevant for prosjektet utredes, gjennom formler og konsepter som benyttes i oppgaven.

2.1 Teoretisk metode

CAD

CAD står for “Computer-Aided Design”, og refererer til bruken av dataprogrammer og teknologi for å designe og modellere produkter eller deler av produkter. CAD-programvare kan hjelpe ingeniører og designere med å lage nøyaktige og komplekse 3D-modeller av deler og produkter som kan brukes til produksjon og testing.

CAD-programvare gir en rekke verktøy for å opprette 2D- og 3D-modeller. Man kan bruke CAD til å lage tekniske maskintegninger, som kan inkludere dimensjoner, toleranser, materialspesifikasjoner og andre viktige detaljer som er nødvendige for produksjon. CAD-programvare kan også brukes til å utføre simuleringer, som kan identifisere og løse problemer i designet før produksjonen begynner.

CAD-programvare brukes ofte i ingeniørfaglig arbeid fordi det kan hjelpe til med å redusere kostnader og øke effektiviteten. Ved å bruke CAD-programvare kan man raskt og enkelt gjøre endringer i designet, noe som kan redusere antall feil og avfall i produksjonsprosessen. CAD-programvare kan også bidra til å redusere tiden det tar å fullføre et prosjekt, da man kan bruke programvaren til å optimalisere designet og simulere produksjonsprosessen før produksjonen begynner. I tillegg til å hjelpe med produksjonen, kan CAD-programvare også hjelpe til med å presentere designet til andre. CAD-modeller kan brukes til å lage animasjoner og visualiseringer av produktet, som kan hjelpe interesserte med å bedre forstå designet og dets funksjoner.

FEM-analyse

Finite Element Method (FEM) er en simuleringsmetode som brukes til å analysere design i ulike brukssituasjoner. En FEM-analyse er en numerisk analyse av en CAD-modell som gjør det mulig å teste ulike scenarier og forutse hvordan et produkt vil oppføre seg under spesifikke forhold basert på materialeegenskaper, valgte belastninger og fastholdninger. CAD-modellen representerer det faktiske produktet eller systemet som skal analyseres. Modellen oppdeles i flere geometriske elementer som danner et elementnett, derav navnet Finite Element Method. For å løse analysen numerisk, brukes ulike matematiske teknikker og algoritmer for å regne ut spenninger, deformasjoner og andre egenskaper i hvert enkelt element. Disse resultatene kan så brukes til å evaluere designet, og deretter fatte justeringer for å oppnå ønsket ytelse eller oppfylle bestemte krav.

FEM-analyser kan også hjelpe designere med å forutse hvordan produktet vil oppføre seg i ulike situasjoner, og identifisere områder der det kan være nødvendig med forsterkning eller endringer i designet for å unngå svikt. Generelt sett gir FEM-analyser en mer nøyaktig måte å vurdere styrken og holdbarheten til et produkt eller system på enn hva tradisjonelle analyseteknikker gjør. I tillegg kan FEM hjelpe til å optimalisere designet for å oppnå ønsket ytelse og funksjonalitet, før produksjon.

Design Study

Designstudier i SolidWorks gjør det mulig å evaluere og analysere ulike designalternativer for å optimalisere ytelse, funksjonalitet og kvalitet. Denne metoden gjør det mulig å gjennomføre virtuelle tester og simuleringer for å forstå hvordan designet oppfører seg under ulike forhold og belastninger.

Designstudier i SolidWorks kan omfatte flere aspekter av designprosessen, inkludert mekanisk og dimensjonsbasert analyse, flytanalyse, termisk analyse og materialoptimalisering.

Gjennom bruk av SolidWorks-programvaren kan designstudier bidra til å redusere kostnader og

tid knyttet til fysiske prototyper, samtidig som de gir mulighet for iterativ designprosess og optimalisering av produkter før de blir realisert. Dette resulterer i bedre designkvalitet, redusert feilrate og mer effektive produkter.

Fastspenning av vaier på trommel

Forenelig industrispesifisering fra et flertall leverandører er at vaier rundt trommel skal kveiles fast med 10% av forventet arbeidslast, eller 1-2% til 2,5% - 5% (avhenger på trommeltype) av vajerens maksimale bruddstyrke (CRANES and TRANSPORT 2006). Dette tilsvarer, for respektivt arbeidslast og MBL:

$$700\text{kg} * 10\% = 70\text{kg}$$

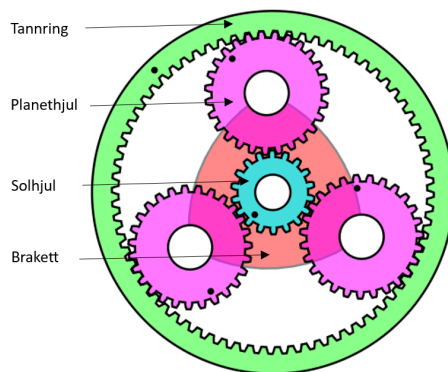
$$1390\text{kg} * 2\% = 27,8\text{kg}$$

$$1390\text{kg} * 5\% = 69,5\text{kg}$$

2.2 Deler

Planetgir

Et planetgir (eller episyklisk gir) er en type gir som består av flere tannhjul som beveger seg rundt en sentral akse. De forskjellige tannhjulene i planetgiret er koblet sammen på en slik måte at rotasjonen av ett tannhjul setter de andre tannhjulene i bevegelse. I et planetgir er det vanligvis 4 hovedkomponenter; et sentrert solhjul, et antall planethjul, festebrakett rundt solhjulet, og en tannring.



Figur 3: Planetgir (TheCatalystis 2023)

Et planetgir kan benyttes for å redusere eller øke turtallet (ned- eller oppgiring), avhengig av hvilket hjul som roteres. Ved å koble inngangsakse til solhjulet og utgangsakse til braketten, kan planetgiret redusere eller øke hastigheten på braketten avhengig av forholdet mellom tenner på de ulike tannhjulene. Planetgir gir en symmetrisk kraftpåkjenning, med større kontaktflate mellom hjulene enn en vanlig kobling mellom to tannhjul. De kan derfor overføre et stort dreiemoment i mindre dimensjoner.

Fordi planetgir er kompakte og kan overføre store dreiemoment blir de ofte brukt som navreduksjon på lastebiler, anleggsmaskiner, skogsmaskiner, og liknende. I Hydra-WEC mini blir planetgiret brukt til oppgiring på pumpeakslingene, for å øke effektpotensialet til hver bølge.

I tabellen under vises et eksempel på hvor stor girfaktor planetgiret illustrert over oppnår om tannringen holdes låst. Baseres på tannring 70 med tenner, planethjul med 26 tenner, og solhjul med 18 tenner.

Låst	Rotasjonshastighet 1	Rotasjonshastighet 2
Tannring	Brakett	Solhjul (4,9)
Tannring	Solhjul	Brakett ($\frac{1}{4,9}$)

Tabell 2: Oppgiringsfaktor

Trinse

En trinse er et roterende hjul med en rille, som brukes til å endre retningen på en kraft, ofte gjennom en vaier eller et tau. Trinser brukes i mekaniske systemer for å redusere friksjon og for å påvirke kraften som kreves for å flytte en gjenstand. Trinser kan være laget av forskjellige materialer, og metall, plast eller tre er mye brukt. Størrelse og form avhenger av deres bruksområde og kraftpåkjenning. De kan være enkelt eller flertrinns, i tillegg kan de settes sammen til å danne systemer med ulik mekanisk fordel.

Trinseoppgiring

Trinseoppgiring et prinsipp som brukes i Hydra-WEC mini for å gire opp vaierhastigheten inn til trommelen. Dette gjøres ved at vaieren føres langs havbunnen, opp til flottøren, ned til havbunnen

og opp til flottøren igjen. Tre vaierlengder påvirkes av flottøren slik at når flottøren heves forlenges trekkes vaieren inn til trommelen tre ganger så langt. Den faktiske oppgiringen er nærmer 2,9 da trinsene ikke er innrettet helt vertikalt og inntil hverandre, men har en liten vinkel mellom seg. Dette konseptet anvendes for å øke effektpotensialet til hver enkelt bølge.

Slurekobling

En slurekobling er en mekanisk komponent som er utformet for å forhindre at en maskin eller en mekanisk enhet roterer i en bestemt retning, samtidig som den står fri til å rotere i motsatt. Dette utnyttes i Hydra-WEC mini for at INN-pumpen ikke skal drifte PTO-pumpen ved instramming.

Aktuator

En hydraulisk aktuator er en type aktuator som bruker hydraulisk væske for å generere kraft og bevegelse. Denne typen aktuator består typisk av et hydraulisk sylinder- og stempelement som konverterer hydraulisk trykk til mekanisk bevegelse. Hydraulisk væske pumpes inn i sylindren, som deretter skyver stempelet framover eller bakover, avhengig av retningen på væskestrømmen.

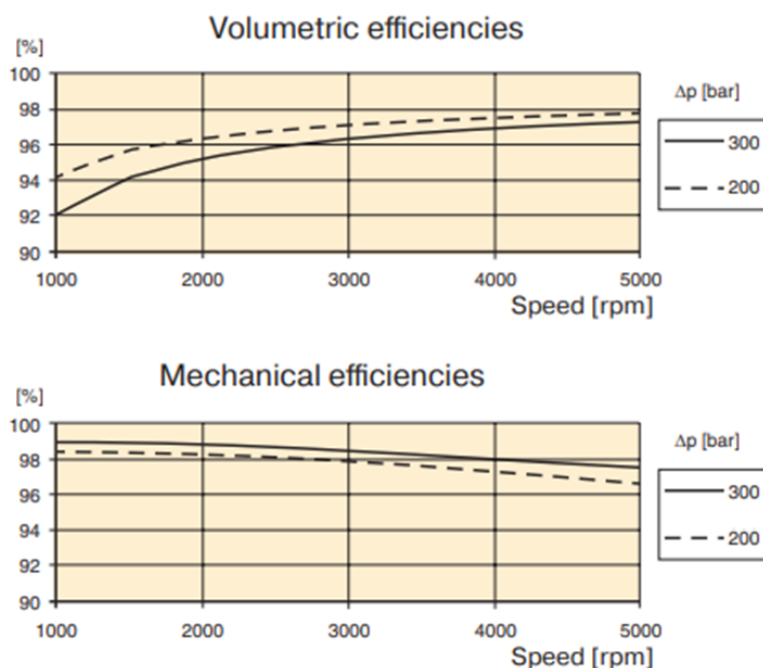
Hydrauliske aktuatorer brukes vanligvis i situasjoner der det kreves store krefter eller nøyaktig kontroll over bevegelsen, for eksempel i tungt maskineri, kraner, løfteutstyr, bulldosere, og andre tunge kjøretøy. Hydrauliske aktuatorer kan gi høyt dreiemoment, høy hastighet og presis kontroll over bevegelsen. De kan også brukes i miljøer der det er vanskelig å bruke elektrisitet, for eksempel i undervannsoperasjoner eller i farlige omgivelser der gnister eller strømførende komponenter kan forårsake fare for helse, eksplosjoner, eller brann.

Hydraulisk pumpe/motor (Parker Hannifin F11)

Parker Hannifin F11 er en hydraulisk pumpe har egenskaper som gjør den godt egnet for bølgekraftsmekanismer. Fordelen med pumpen er at når hydraulikkstrømmen endrer retning, kan pumpen også brukes som motor for drifte akslingen. Pumpen kan operere ved høye hastigheter og produsere høyt dreiemoment ved lave hastigheter. I tillegg har pumpen toleranse for høye tverssvingninger, en fordel for bølgekraftapplikasjoner som involverer betydelige mekaniske belastninger og varierende bølgeforhold. Den tillater bruk av et lite reservoar og varmeveksler, som igjen reduserer kostnadene, vekten, og installasjonsstørrelsen, uten å påvirke effekten. Versjonen i prototypen er en F11-5, der 5 betegner antall millimeters som er maksimal rammestørrelse på pumpen.

Frame size F11	-005	-006	-010	-012	-014	-019
Displacement [cm ³ /rev]	4.9	6.0	9.8	12.5	14.3	19.0
Operating pressure						
max intermittent ¹⁾ [bar]	420	420	420	420	420	420
max continuous [bar]	350	350	350	350	350	350
Motor operating speed [rpm]						
max intermittent ¹⁾	14 000	11 200	11 200	10 300	9 900	8 900
max continuous ³⁾	12 800	10 200	10 200	9 400	9 000	8 100
min continuous	50	50	50	50	50	50
Max pump selfpriming speed ²⁾						
L or R function; max [rpm]	4 600	–	4 200	3 900	3 900	3 500
Motor input flow						
max intermittent ¹⁾ [l/min]	69	67	110	129	142	169
max continuous [l/min]	63	61	100	118	129	154
Drain temperature ³⁾ , max [°C]						
min [°C]	-40	-40	-40	-40	-40	-40
Theoretical torque at 100 bar [Nm]	7.8	9.5	15.6	19.8	22.7	30.2
Mass moment of inertia						
(x10 ⁻³) [kg m ²]	0.16	0.39	0.39	0.40	0.42	1.1
Weight [kg]	4.7	6.5	6.5	7.5	7.5	11

Figur 4: Parker F11 datablad (ParkerHannifin 2022)



Figur 5: Parker F11 Volumetrisk og mekanisk virkningsgrad (ParkerHannifin 2022)

Volumetrisk virkningsgrad i pumpen øker med antall rpm, og den mekaniske virkningsgraden avtar med antall rpm. Krysningspunktet mellom de to definerer ideell driftshastighet, med hensyn på total virkningsgrad.

Akkumulator

Akkumulator benyttes i Hydra-WEC Mini for lagring og frigjøring av hydraulisk energi. Akkumulatoren er en tank som inneholder en trykksatt gassblære med nitrogen, som gjør at den ikke fylles med olje før systemet når 45 bar. Akkumulatoren tilkoblet PTO-pumpen har som hovedoppgave å omfordere den periodiske energien som skapes av bølgene, til en jevn energistrøm til turbinen. Akkumulatoren tilkoblet INN-pumpen har som hovedoppgave å returnere oljeflyten tilbake til pumpen når trommelen skal spoles inn. Akkumulatoren vil også kunne absorbere svingningene i trykk, slik at systemet ikke mister kontroll eller skader seg selv.

Membranakkumulatoren som benyttes i Hydra WEC-mini betegnes med modellnummer ADE140-25R1A2, og inneholder en nitrogenblære. Gassblæren er trykksatt til 43,2 bar. Dette defineres som minimum operating pressure eller ladetrykket, der systemet må overskride denne trykkverdien før akkumulatoren lades.

Beltekobling

En beltekobling er en mekanisk overgang som kobler sammen to akslinger med et tannbelte, og på denne måten tillater overføring av roterende bevegelse fra en aksling til en annen. Når den ene akslingen roterer, vil bevegelsen bli overført via det tannformede beltet, til den andre akslingen. Beltekoblinger er ofte brukt i en rekke ulike anvendelser, inkludert maskineri og utstyr innen industri, transport og elektriske kraftverk. De har en rekke fordeler, inkludert enkel installasjon, lav vedlikeholdskostnad og høy pålitelighet.

Hydra-WEC Mini bruker belteoverføring mellom planetgiret og OBM. Det benyttes i tillegg en beltekobling for å overføre rotasjonen fra trommelakslingen til PTO-akslingen.

Hastighetssensor/Hastighetsregulator

En hastighetssensor brukes til å måle rotasjonshastigheten til en aksling eller et annet roterende objekt. Denne typen sensorer brukes i industri, produksjonsprosesser, systemprosesser, og andre steder der det er viktig å overvåke rotasjon eller hastighet. Slike sensorer kan være mekaniske,

elektroniske, eller magnetiske, avhengig av applikasjonen. Vanligvis vil de ha en roterende del som måler rotasjonshastigheten på akslingen og en stasjonær del som sender signaler et kontrollsystem eller en mekanisme.

En sentrifugalregulator er en type analog mekanisk sensor som brukes til å kontrollere hastigheten til en roterende aksling. Den fungerer ved å utnytte sentrifugalkraften som oppstår når akslingen roterer, til å påvirke en regulatorarm som dimensjonert med hensyn på å kontrollere systemet som kobler ut bremsen.

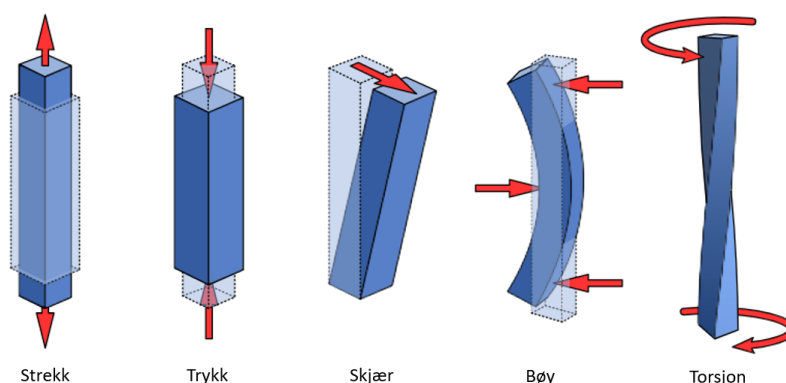
2.3 Mekanikk

Innspenningskrefter

Innspenningskrefter er krefter som oppstår mellom en gjenstand og gjenstandens innspenningspunkter. Når en innspent gjenstand blir utsatt for en ytre kraftpåkjenning, oppstår den en like stor motkraft i festepunktet. Disse kreftene oppstår som et resultat av Newtons tredje lov om like og motstående krefter, som sier at for hver kraft er det en like stor og motsatt rettet reaksjonskraft.

Materialspenninger

Materialspenninger blir brukt for å kalkulere styrken til en gjenstand. Det er disse spenningene som gir grunnlaget for simuleringsdataen. Materialspenninger oppstår i materialet som følge av en ytre påkjenning eller belastning. Disse spenningene kan variere i retning, størrelse og intensitet, avhengig av typen påkjenning og geometrien til det faste stoffet. De vanligste typene materialspenninger er strekk- og trykkspenninger, skjærspenning, bøyingspenning og torsjonspenning. Spenninger oppgis i enheten MPa (megapascal) som er N/mm^2 . Dette er et mål på hvor stor kraft som virker på en mm^2 av materialets tverrsnitt.



Figur 6: Materialspenninger (MikeRun 2021)

Strekkspenninger

Strekkspenning oppstår når materialet blir utsatt for en kraft som strekker materialet. Strekkspenning kan uttrykkes som forholdet mellom kraften som virker på materialet og tverrsnittsarealet som den kraften virker på. Dette uttrykkes som følger:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

der σ er strekkspenningen, F er kraften som virker på materialet og A er tverrsnittsarealet som kraften virker på.

Trykkspenninger

Trykkspenning oppstår når materialet blir presset eller komprimert. Trykkspenning uttrykkes på samme måte som strekkspenning, men med motsatt fortegn. Det vil si at trykkspenningen er lik og motsatt rettet av strekkspenningen, og uttrykkes som:

$$\sigma = \frac{-F}{A} \quad (2)$$

Skjærspenning

Skjærspenning er spenning som oppstår når materialet blir utsatt for parallelle, motsatt rettede krefter. Skjærspenning kan oppstå i en rekke situasjoner, for eksempel når et objekt blir utsatt for skjærkrefter eller når materialet blir utsatt for tverrgående belastinger.

Skjærspenningen kan uttrykkes som forholdet mellom skjærkraften og tverrsnittsarealet som kraften virker på. Dette kan uttrykkes som følger:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3)$$

der τ er skjærspenningen, F er skjærkraften og A er tverrsnittsarealet som kraften virker på.
Bøyespenninger

Bøyespennning oppstår når materialet blir utsatt for en kraft som prøver å bøye materialet. Dette gir strekk og bøy på hver sin side av utbøyingen. Bøyespenningen i en bjelke kan uttrykkes som følger:

$$\sigma = \frac{M * y}{I} \quad (4)$$

der σ er bøyespenningen, M er bøyemomentet, y er avstanden fra nøytralaksen (aksen som ikke opplever verken strekk eller trykk) til punktet der spenningen skal beregnes, og I er annen arealmoment (et mål på geometrien stivhet om utbøyingsaksen).

Torsjonsspenninger

Torsjonsspennning oppstår når et fast stoff blir utsatt for en tverrgående kraft som prøver å vri stoffet rundt sin egen akse. Torsjonsspenningen kan uttrykkes som følger:

$$\tau = \frac{T * r}{W} \quad (5)$$

der τ er torsjonsspenningen, T er tverrgående moment (momentet som prøver å vri stoffet), r er avstanden fra midtpunktet av tverrsnittsarealet til punktet der spenningen skal beregnes, og W er tverrsnittsmodule (et mål på geometriens stivhet mot tverrgående moment).

von Mises kriteriet

von Mises kriteriet er en teori innen materialvitenskap som brukes til å vurdere om materialet vil feile eller deformeres permanent under belastning. Kriteriet tar hensyn til både strekk- og skjærspenninger i materialet, og estimerer den maksimale spenningen materialet tåler før det feiler. Von Mises-kriteriet brukes ofte i design av mekaniske komponenter og strukturer for å sikre sterke og pålitelige komponenter til ulike belastninger og forhold.

$$\sigma_{vonMises} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2) + 3(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)} \quad (6)$$

Treghet

Tregheten til en gjenstand defineres som gjenstandens motstand mot endring i bevegelsestilstand, enten det er å endre hastighet eller retning. Dette kan uttrykkes som Newtons første lov om bevegelse, som sier at et objekt i ro vil forbli i ro og et objekt i bevegelse vil fortsette å bevege seg med konstant hastighet i en rett linje så lenge det ikke påvirkes av en ytre kraft.

Treghetsmoment

Treghetsmoment er et mål på gjenstandens evne til å motstå endring i sin rotasjonshastighet. Hvor stort treghetsmomentet til gjenstanden avhenger av gjenstandens masse og form. Treghetsmomentet kan uttrykkes som et integral over gjenstandens volum eller masse.

Vinkelhastighet

Vinkelhastighet er et mål på hvor fort en gjenstand roterer rundt en akse eller et punkt, og er definert som endringen i vinkel per tidsenhet. Det angir hvor mange radianer en gjenstand roterer i løpet av ett sekund. Vinkelhastigheten kan uttrykkes som symbolet ω måles vanligvis i radianer per sekund rad/s . For å beregne vinkelhastighet, deles vinkelen gjenstanden roterer i radianer, på

den tilhørende tidsperioden. Matematisk kan dette uttrykkes som:

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (7)$$

der ω er vinkelhastigheten, $\Delta\theta$ er endringen i vinkel i radianer og Δt er endringen i tid i sekunder. Alternativt kan man også beregne vinkelhastigheten ved å dividere omkretsen av rotasjonsbanen til gjenstanden, med tiden det tar å fullføre én rotasjon. Matematisk kan dette uttrykkes som:

$$\omega = 2 * \pi * f \quad (8)$$

der ω er vinkelhastigheten, f er frekvensen eller antall rotasjoner per sekund, og $2 * \pi$ er omkretsen av rotasjonsbanen i radianer.

Alternativt brukes rpm (revolutions per minute) som et mål for rotasjonshastighet. Rpm er et mål på antall fulle rotasjoner per minutt.

2.4 Hydraulikk

Hydraulikk tilhører fluidmekanikken og omfatter overføring av energi gjennom rør eller andre legemer. Hydrauliske systemer er mekaniske systemer som bruker væsker (vanligvis olje eller vann) til å overføre kraft og bevegelse fra en kilde til et annet sted.

Hydrauliske systemer består vanligvis av følgende komponenter:

1. Hydraulikkpumpe: Dette er en komponent som skaper trykk i systemet ved å pumpe væsken gjennom systemet.
2. Hydraulikktank: Dette er en beholder som inneholder hydraulikkvæsken som brukes i systemet. Tanken er vanligvis utstyrt med en påfyllingsport, en ventil for å slippe ut luft og en filter som renses væsken.
3. Hydraulikkslanger og rør: Disse komponentene transporterer hydraulikkvæsken fra pumpen til de ulike aktuatorer og tilbake til tanken igjen. Hydraulikkslanger og rør må tåle høyt trykk og være motstandsdyktige mot korrosjon og slitasje.
4. Aktuatorer: Disse er komponentene som konverterer hydraulisk trykk til bevegelse eller kraft. Aktuatorer kan være sylindere eller hydrauliske motorer.
5. Ventiler: Ventiler kontrollerer strømmen av hydraulikkvæske i systemet, og kan regulere trykket i systemet.

Hydrauliske systemer brukes ofte når det kreves høye krefter eller bevegelser over store avstander, eller når det er behov for nøyaktig kontroll over kraft og bevegelse. De brukes i en rekke forskjellige applikasjoner, for eksempel i anleggsmaskiner, produksjonsutstyr, fly og biler.

En fordel med hydraulikk er at den kan gi høy kraftutgang på en relativt kompakt måte, og at den kan overføre både kraft og trykk over avstander. Dette er vanskelige å oppnå med elektriske systemer. Ulemper med hydraulikk er at systemer vil være utsatt for lekkasjer, forurensinger i systemet kan være svært ødeleggende, og at væsker generelt kan være vanskelige å håndtere.

Deplasement

Deplasement er et volummål på hvor mye væske som blir pumpet per rotasjon av pumpen. Hver gang f.eks. en impeller roteres om akslingen sin pumper et fast volum ut fra pumpen videre inn i det hydrauliske systemet.

Flowrate

Flowrate er et mål for hvor mye hydraulisk væske som pumperes av en enhet ved en bestemt hastighet L/min . Det kan beregnes utifra deplasement, hastigheten til pumpen, og oppgitt volumetrisk

virkningsgrad.

$$Q[\text{L}/\text{min}] = \frac{V[\frac{\text{cm}^3}{\text{revolution}}] * rpm * \eta_v}{1000} \quad (9)$$

Effekt

Pumpeeffekten er gitt av trykk, pumpens flowrate, og oppgitt mekanisk virkningsgrad. Pumpeeffekten kan finnes ved formelen:

$$P[\text{kW}] = \frac{p[\text{bar}] * Q[\frac{\text{L}}{\text{min}}]}{600 * \eta_v} \quad (10)$$

Formelen er oppgitt for når Parker Hannifin brukes som pumpe. Om motoreffekten skal beregnes må virkningsgraden flyttes til andre siden av brøkstreken.

$$P[\text{kW}] = \frac{p[\text{bar}] * Q[\frac{\text{L}}{\text{min}}] * \eta_v}{600} \quad (11)$$

Torque

Torque er et mål på en krafts evne til å forårsake rotasjon rundt en akse. Det kan uttrykkes som produktet av kraft og momentarm, hvor momentarmen er avstanden fra aksens til kraftens angrepspunkt.

$$T[\text{Nm}] = \frac{p[\text{bar}] * V[\text{cm}^3]}{20 * \pi * \eta_{mh}} \quad (12)$$

Formelen er oppgitt for når Parker Hannifin brukes som pumpe, om motor skal beregnes må virkningsgraden flyttes til andre siden av brøkstreken.

$$T[\text{Nm}] = \frac{p[\text{bar}] * V[\text{cm}^3] * \eta_{mh}}{20 * \pi} \quad (13)$$

Volumdifferanse akkumulator

$$\Delta V_W = \frac{V_1 0.95 (\frac{P_1}{P_2}) [(\frac{P_3}{P_2})^{\frac{1}{n}} - 1]}{(\frac{P_3}{P_2})^{\frac{1}{f}}} \quad (14)$$

Parameter	Forklaring	Enhet
p_2	min. systemtrykk	bar
p_3	maks. systemtrykk	bar
p_1	Forhåndslandet trykk	bar
V_1	Akkumulator volum	liter
f	Ladingskoeffisient	
n	Utslippskoeffisient	
V_W	Ladet væskevolum mellom p_3 og p_2	liter

Tabell 3: Parameterforklaring - Beregning av volumdifferanse akkumulator

Energidifferanse akkumulator

$$\Delta E_{akk} = \Delta V_W * \frac{(p_3 * p_2)}{2} \quad (15)$$

2.5 Materialer

Opgaven omhandler en prototype som skal operere i et saltvannsmiljø med høye belastninger. Det er kritisk å velge materialer som er korrosjonsbestandige, med høy styrke og generell slitasjebestandighet. Materialvalg underveis i prosjektet må vurderes utifra økonomiske og bærekraftige aspekter.

Rustfritt stål

Rustfritt stål er en type stål som inneholder krom, som gir det motstand mot korrosjon. I tillegg til korrosjonsbestandighet har rustfritt stål høy materialstyrke, som gjør det i stand til å tåle høye belastninger. Det finnes forskjellige typer rustfritt stål, inkludert austenittisk, ferrittisk og martensittisk rustfritt stål, der hver type har sine egne unike egenskaper. Rustfritt stål er enkelt å rengjøre og vedlikeholde, og det er derfor mye brukt i maritime applikasjoner. Spesielt typer marine-grade rustfritt stål som 316 eller 316 L, er kjent for å være spesielt korrosjonsbestandige. Den høyere korrosjonsbestandigheten kommer av en høyere prosentandel molyben og krom. En av de største utfordringene med rustfritt stål er at det kan være ganske kostbart sammenlignet med andre materialer. Dette skyldes at produksjonsprosessen er relativt kompleks, og det kreves spesialisert utstyr og teknologi for å produsere rustfritt stål av høy kvalitet. Rustfritt stål er et metall som krever mye energi å produsere, og produksjon vil ha en betydelig miljøpåvirkning.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	200000	N/mm ²
Poisson's Ratio	0,265	
Shear Modulus	82000	N/mm ²
Mass Density	8027	kg/m ³
Tensile Strength	485	N/mm ²
Compressive Strength		N/mm ²
Yield Strength	170	N/mm ²
Thermal Expansion Coefficient	1,65e-05	/K
Thermal Conductivity	14,6	W/m * K
Specific Heat	450	J/kg * K
Material Damping Ratio		

Tabell 4: Materialelegenskaper fra Solidworks biblioteket, AISI Type 316L stainless steel

Titan

Titan er et sterkt og lett metall som er korrosjonsbestandig. Dette gjør det til et godt valg for applikasjoner som krever høy styrke og motstand mot korrosjon. Titan er et metall som er kjent for sin lave tetthet og høye styrke. I tillegg til å være korrosjonsbestandig, tåler titan høye temperaturer. Titan er derfor et utmerket valg for applikasjoner som krever høy styrke og motstand mot korrosjon, og det brukes ofte i marin- og flyindustrien.

Titan er en verdifull ressurs, og en av ulempene produksjonen kan være kostbar på grunn av den høye energiintensiteten i produksjonsprosessen. Titanproduksjonen har også en betydelig miljøpåvirkning, spesielt hva angår energiforbruk og utslipp av klimagasser.

Kobber-nikkel-legeringer

Kobber-nikkel-legeringer er en annen type materiale som er vanlig i marine applikasjoner. De har høy motstand mot korrosjon og er i stand til å tåle høye belastninger. Legeringen består vanligvis av rundt 90% kobber og 10% nikkel, men det finnes også legeringer med andre mengder av hver komponent. En utfordring med denne materialkategorien er at produksjonsprosessen krever spesialisert utstyr og teknologi, noe som kan bidra til høye produksjonskostnader.

Kobber-nikkel-legeringer kan være mindre bærekraftige enn andre materialer, ettersom produksjonsprosessen kan ha en betydelig miljøpåvirkning.

POM

POM-plast er en semikrystallinsk termoplast med høy mekanisk styrke og stivhet. Acetalpolymer har gode glideegenskaper, høy slitebestandighet, og lav fuktighetsabsorpsjon. Dimensjonsstabiliteten, utmattingsstyrken, og den svært høye egnetheten for maskinering, gjør POM-polymer til et svært allsidig ingeniørmateriale, selv for komplekse komponenter.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2600	N/mm ²
Poisson's Ratio	0,386	
Shear Modulus	932,8	N/mm ²
Mass Density	1390	kg/m ³
Tensile Strength	71,5	N/mm ²
Compressive Strength		N/mm ²
Yield Strength	66	N/mm ²
Thermal Expansion Coefficient		/K
Thermal Conductivity	0,221	W/m * K
Specific Heat	1378	J/kg * K
Material Damping Ratio		

Tabell 5: Materialegenskaper hentet fra VINK 2022

Komposittmaterialer

Komposittmaterialer egner seg for applikasjoner som ønskes lette og korrosjonsbestandige. De kan formes og tilpasses til spesifikke applikasjoner. Komposittmaterialer består av to eller flere forskjellige materialer som kombineres for å skape et sterkere og mer holdbart materiale.

Komposittmaterialer har mange fordeler, inkludert høy styrke, lav vekt og korrosjonsbestandighet. De er også i stand til å motstå høye temperaturer, som gjør dem motstandsdyktige mot brann. Komposittmaterialer er historisk nyttige i maritime applikasjoner, da de har evne til å tåle de utfordrende forholdene som finnes i havmiljøet.

En utfordring med komposittmaterialer er at de ofte krever spesialisert utstyr og teknologi for å produsere, noe som kan gjøre dem kostbare. Noen komposittmaterialer inneholder giftige stoffer som kan være skadelig for miljøet. Det kan være utfordrende eller dyrt å resirkulere komposittmaterialer, et problem når det gjelder bærekraftighet.

3 Prototyp utvikling

Kjernen i Hydrakrafts teknologi er deres proprietære OBM, som lar kraftomformerer operere på installert effekt, selv under bølgeforhold som ellers ville overskridet systemgrensene. Mekanismen er relativt lite kompleks, og er uten store kostnadsdrivende elementer. Dette fører til at vedlikeholdskostnader kan holdes lave, til tross for at systemet befinner seg i maritime miljøer. Likevel er det muligheter for bedre alternative prototyper, som gjør forretningsmodellen mer attraktiv.

I prototypeutviklingen vil redegjøres forbedringspotensialt til det eksisterende konseptet. Det er i hovedsak det mekaniske systemet i kraftomformer som skal forbedres. Dette kommer til å bli presentert alternative design som skal utkonkurrere det eksisterende designet.

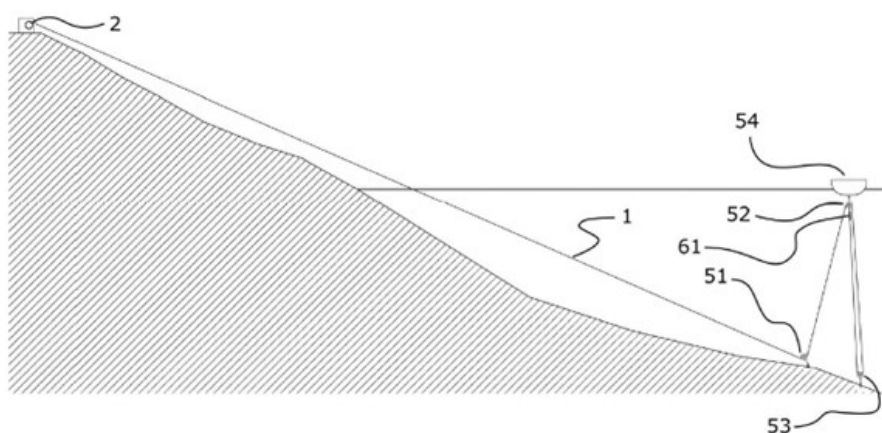
3.1 Analyse av eksisterende konsept

Hydra Wave Energy Converter mini, forkortet til Hydra WEC-mini, er en sammensatt mekanisk og hydraulisk prototype, designet for å kunne omdanne kinetisk energi i bølger til hydraulisk energi. Den hydrauliske energien kan videre brukes til å f.eks. drifte en generator for strømproduksjon.

Generell beskrivelse:

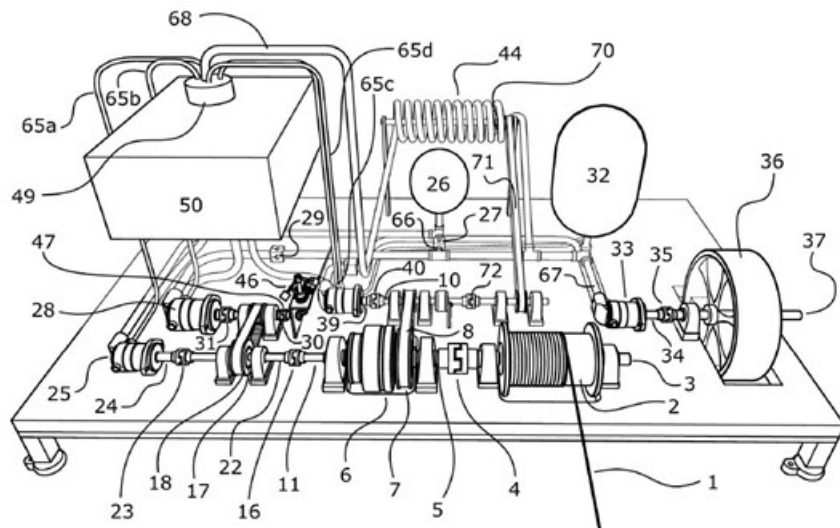
Hydra WEC-mini inneholder en OBM designet for å beskytte for de største bølgene, og samtidig opprettholde en høyest mulig virkningsgrad ved mindre bølger. Teknologien er kritisk for å lage en energieffektiv bølgekraftomformer, uten kostnadsdrivende elementer. Dette reduserer i tillegg behovet for vedlikehold og forbedrer overlevelsessevnen under ekstreme bølgeforhold.

I det følgende kapitlet beskrives teknologiens utforming, virkemåte, og primære anvendelser. Figurene med tallreferanser er hentet fra Hydrakrafts patentsøknad.



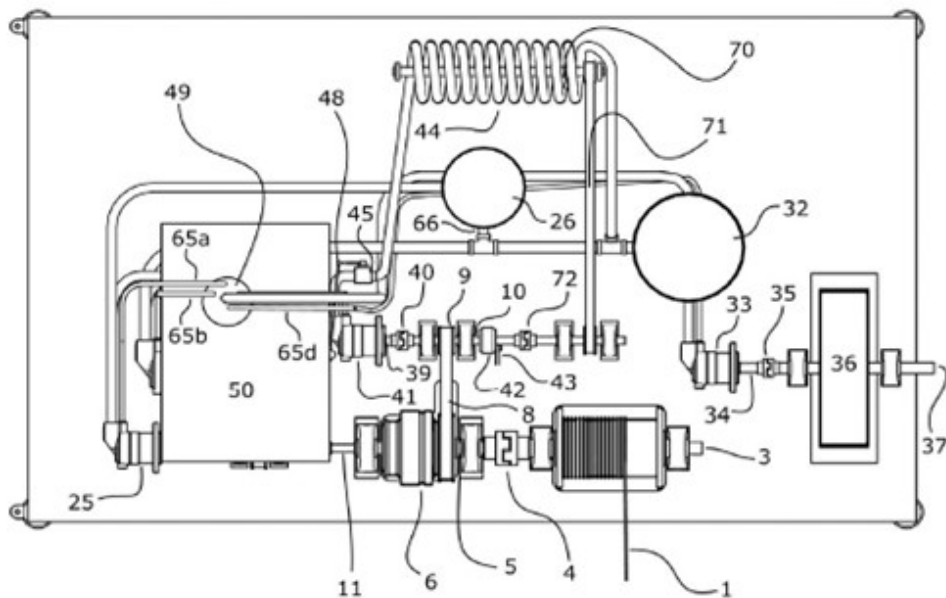
Figur 7: Trinsesystem fra Hydrakraft
(Straume, Ingvald 2022)

Teknologien går ut på at en flottør (54), festet til en vaier (1), beveger seg opp og ned i bølgene. På oppadgående bølgefase drar den med seg vaieren, som via et taljesystem (51-53) som girer opp vaierhastigheten får en vinsjtrummel (2) i andre enden til å rotere.

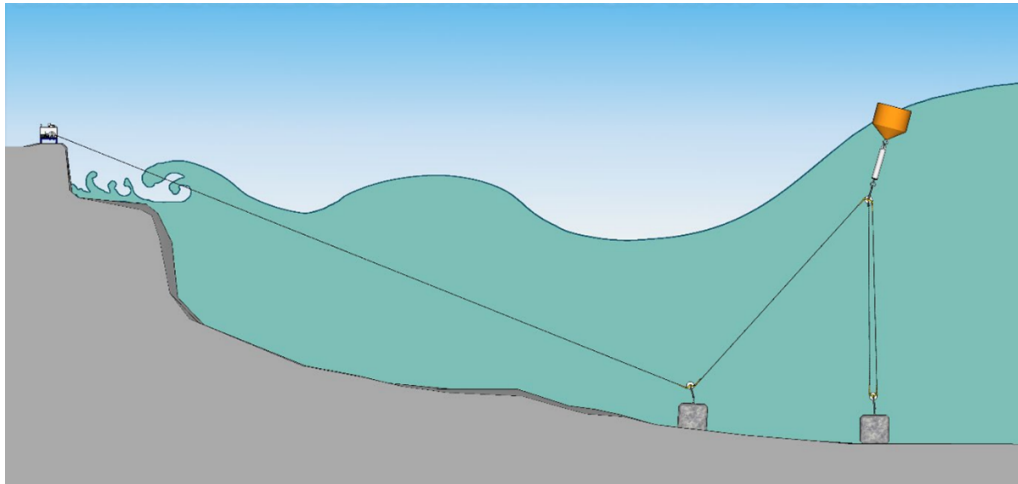


Figur 8: Systemillustrasjon 1 (Straume, Ingvald 2022)

Ett eller flere gir (6 og 18 – 20) girer bevegelsen fra den roterende vinsjtrommelen opp ytterligere. Den oppgiredede bevegelsen driver en PTO-pumpe (28) som aktiveres når bølgene drar ut vaieren (1). Fra PTO pumpa overføres den absorberte energien hydraulisk til en akkumulator (32). Energien som mellomlagres i akkumulatoren, driver en hydraulisk motor (33) som fungerer som en turbin som driver en turbinaksling (37). Akkumulatoren og turbinen omformer det absorberte oscillerende energiinntaket til en jevn, hurtig rotasjon, som kan konverteres til elektrisk strøm ved hjelp av en generator eller utføre annet nyttig arbeid. Maskineriet omfatter også en hydraulisk fjær (25, 26) som spoler inn vinsjvaieren og holder den stram, og en OBM (7, 39, 41, 45, 46) som forhindrer havari i for store bølger.

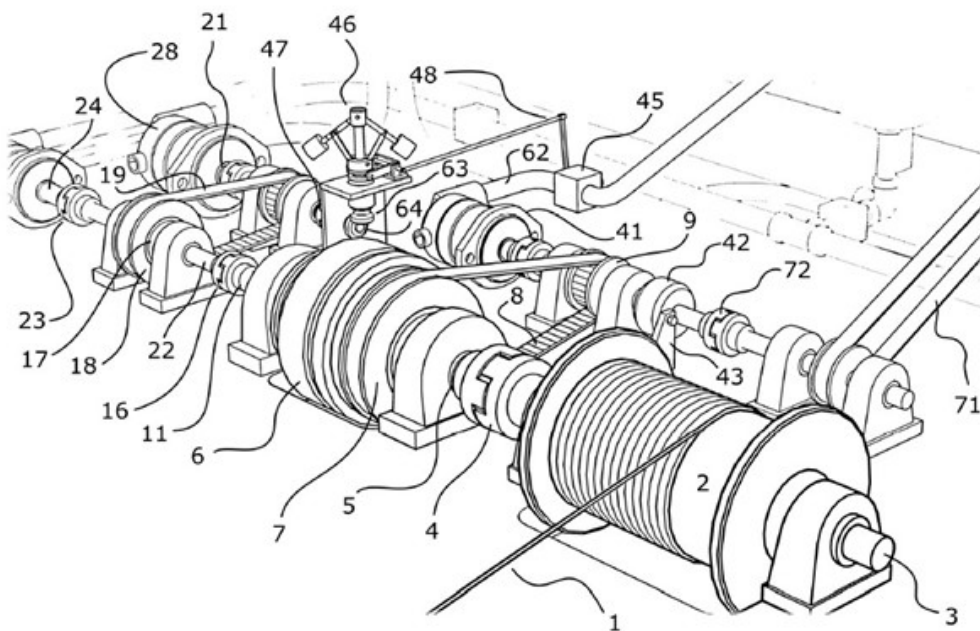


Figur 9: Systemillustrasjon 2 (Straume, Ingvald 2022)



Figur 10: Realistisk illustrasjon - Bølgekraftsystem (Straume, Ingvald 2022)

OBM gjør at vaieren kan rulle hurtig ut fra trommelen (2) uten at hastighetene eller kreftene på de mekaniske og hydrauliske delene i energikonverteringsmaskineriet blir for store. I stormer og orkaner vil flottøren dermed løftes på toppen av bølgene og slippe den destruktive energien i dem forbi, som figuren nedenfor illustrerer.



Figur 11: Systemillustrasjon 3 (Straume, Ingvald 2022)

I små bølger, når OBM ikke er aktivert, vil vaieren holde igjen slik at Hydra-WEC tar opp og konverterer mest mulig energi fra bølgene.

OBM virker ved at en hastighetssensor (46) aktiverer utkobling av girooverføringen (6) fra vinsjtrommelen når hastigheten på PTO-pumpa sin aksling (21) overskrider en forhåndsdefinert terskelverdi. Dermed vil hastigheten på PTO-pumpa og alt tilhørende maskineri begrenses til makshastigheten definert av denne terskelverdien. Dette er selve kjerneteknologien i Hydrakrafts konsept, som gjør at bølgekraft fungerer.

3.2 Forbedringsmuligheter

Sammen med Hydrakraft AS ble det spesifisert kriterier og forslag for de nye potensielle designene. Under presentasjon av systemet ble det illustrert en rekke forbedringspotensialer. Kriteriene dreier seg om hvordan man kan gjøre systemet helhetlig mer profitabelt. Dette kan gjøres ved både å øke virkningsgraden for å produsere mer strøm fra enheten, og ved å gjøre produksjon og montering mer hensiktsmessig. Kravene for fremtidig system, utledet i samråd med Hydrakraft, er som følger:

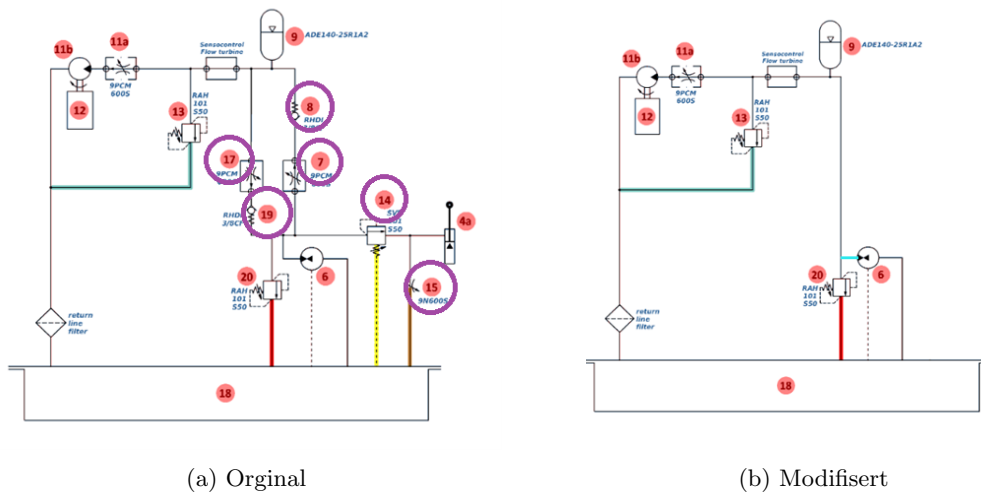
1. Flytte alt av driftsmidler på samme aksling.
2. Redusere antall pumper i designet.
3. Redusere hydraulisk kompleksitet.
4. Endre OBM til å kunne overvåkes og overstyres eksternt.
5. Øke systemets virkningsgrad.

Dagens design består av to driftsakslinger koblet sammen av en beltekobling. Dette er lite hensiktsmessig da to akslinger både er plasskrevende og øker treghetsmomentet. I tillegg er dette et tapsledd, hvor energi unnslipper systemet i form av varme. Et stort forbedringspotensial for det eksisterende designet er dermed å finne en mer hensiktsmessig måte å overføre rotasjonskraften fra trommelen til både PTO-pumpa og INN-pumpa. Ved å plassere PTO og INN-pumpene på hver sin side av trommelen vil alle driftsmidler operere på samme aksling. Begge pumpene drives av samme aksling ved uttrekking og en slurekobling sørger for at PTO-pumpa ikke drives under innstramming.

OBM styres av en sentrifugalregulator koblet til det hydrauliske systemet. Siden det hydrauliske systemet ikke er avhengig av elektriske signaler vil det ikke oppstå impedans ved inn- og utkoblingen av bremsen, som er kritisk for at bremsen ikke rykker til og at det ikke oppstår hysteresis i systemet. Til tross for dette er denne typen hydraulisk styring utdatert. Systemet tar mye plass og er lite egnet for ekstern overvåking.

Enkelte modeller i Parker Hannifin F-serien tillater montering av en speedsensor direkte på motorhuset for avlesning av rpm. Dette er en godt integrert løsning, som vil kunne styre OBM utifra registrert antall rpm pumpen opererer på.

Om det ikke er aktuelt å bytte spesifikk pumpe/motor, er en alternativ løsning ta i bruk en laser eller elektromagnetisk hastighetsmåler, direkte på akslingen. Den elektromagnetiske hastighetssensoren er et rimeligere alternativ og har de samme fordelene som en laser. I de hydrauliske skjemaene under er den hydrauliske styringen av hydraulisk OBM til venstre og elektrisk OBM til høyre. Den største delen av hydraulikken i systemet hører til å drive bremse-thrusteren (4a). Når denne er elektrisk styrt vil man unngå ventilene (7, 8, 14, 17, 19) og tilhørende slanger.



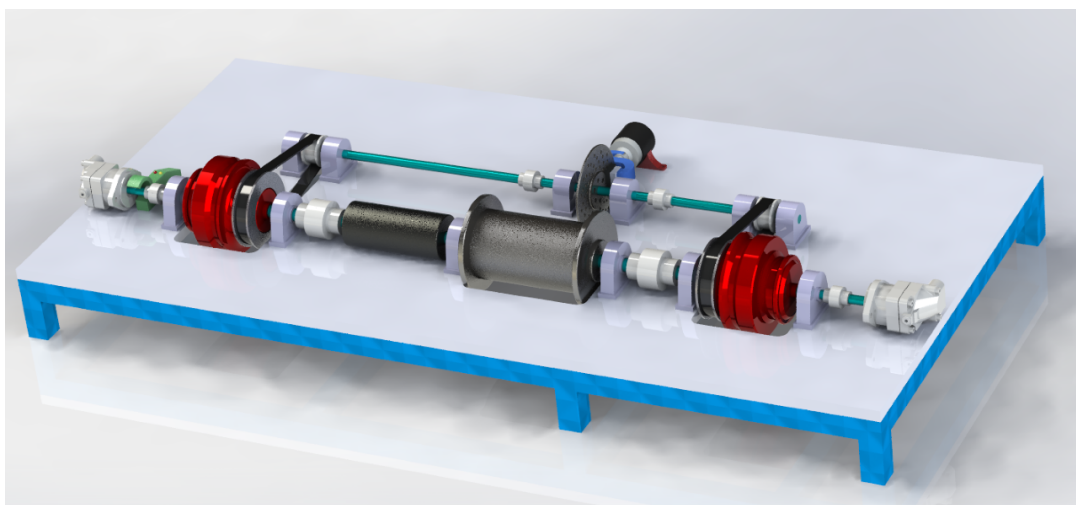
Figur 12: Hydraulisk system

En av de store ulempene ved Hydra WEC-mini er at systemet ikke har mulighet for ekstern overvåking. Det vil si innsamling og overføring av data til et eksternt system. Dette er viktig for å oppdage feil før de forplanter seg til store skader. I tillegg kan man analysere rådataen som akkumuleres for å stadig forbedre systemet. For et firma som Hydrakraft er det viktig å redusere kostander ved å effektivisere vedlikehold og forbedre systemet. Dermed er rådata essensielt. Det hydrauliske systemet har ingen mulighet for lagring eller overføring av data eksternt. Det mer moderne elektromagnetiske hastighetssystemet vil enkelt kunne utstyres med en målingsenhet som lagrer og viderefører rådata.

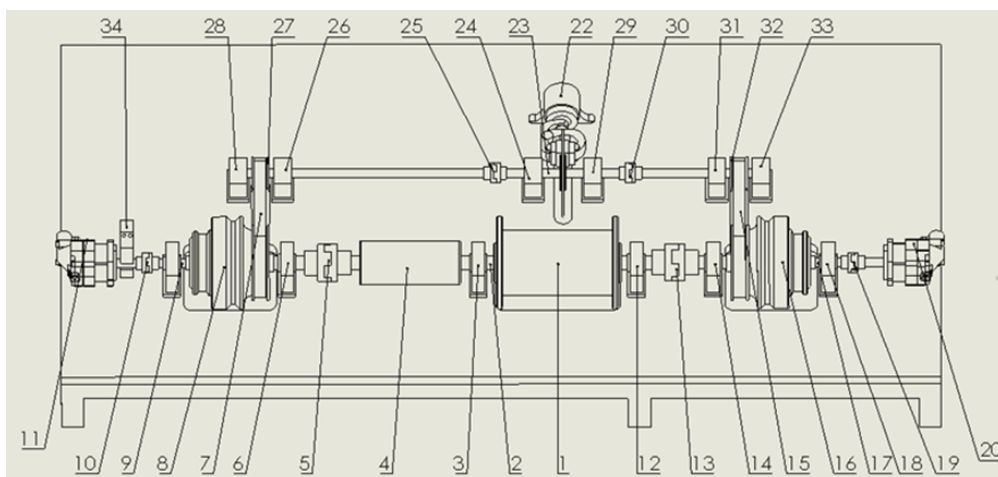
3.3 Alternative design

Det ble utviklet to alternative design, med hensyn på kriteriene og forbedringspotensialene som ble fastslått tidligere i kapittelet. De alternative designene ble 3D-modellert i SolidWorks.

3.3.1 2x planetgir



Figur 13: 2x planetgir



Figur 14: 2x planetgir tegning

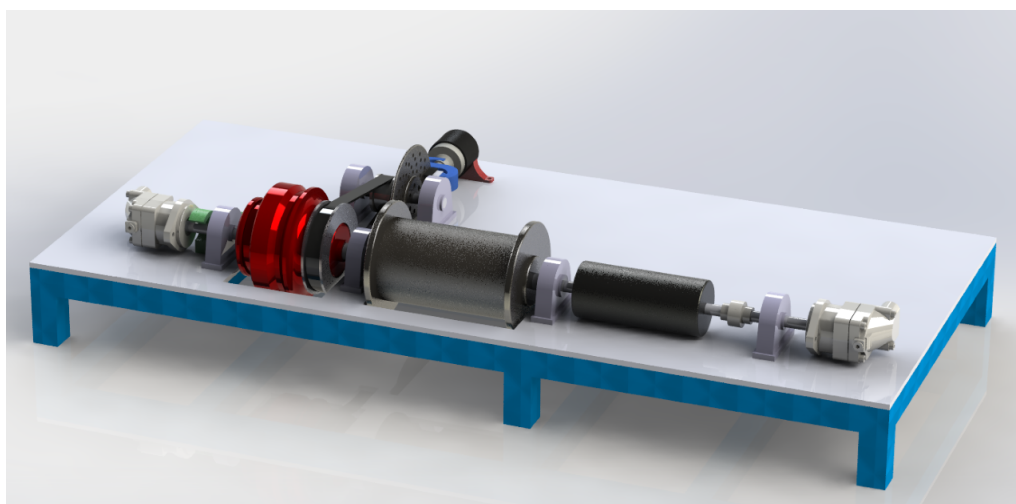
1	Vinsjtrommel	17	Aksling Ø20
2	Aksling Ø30	18	Brakett Ø20
3	Brakett Ø30	19	Trascokobling Ø20
4	Slurekobling	20	Innstramingspumpe
5	Trascokobling Ø30	21	Bremse
6	Brakett Ø20	22	Bremseaksling
7	Belte	23	Brakett Ø20
8	Planetgir	24	Trascokobling Ø20
9	Aksling Ø20	25	Brakett Ø20
10	Trascokobling Ø20	26	Beltekopling
11	PTO-pumpe	27	Brakett Ø20
12	Brakett Ø30	28	Brakett Ø20
13	Trascokobling Ø30	29	Trascokobling Ø20
14	Brakett Ø30	30	Brakett Ø20
15	Belte	31	Beltekopling
16	Planetgir	32	Brakett Ø20
		33	Hastighetsensor

Tabell 6: Komponenter - Mål oppgitt i mm

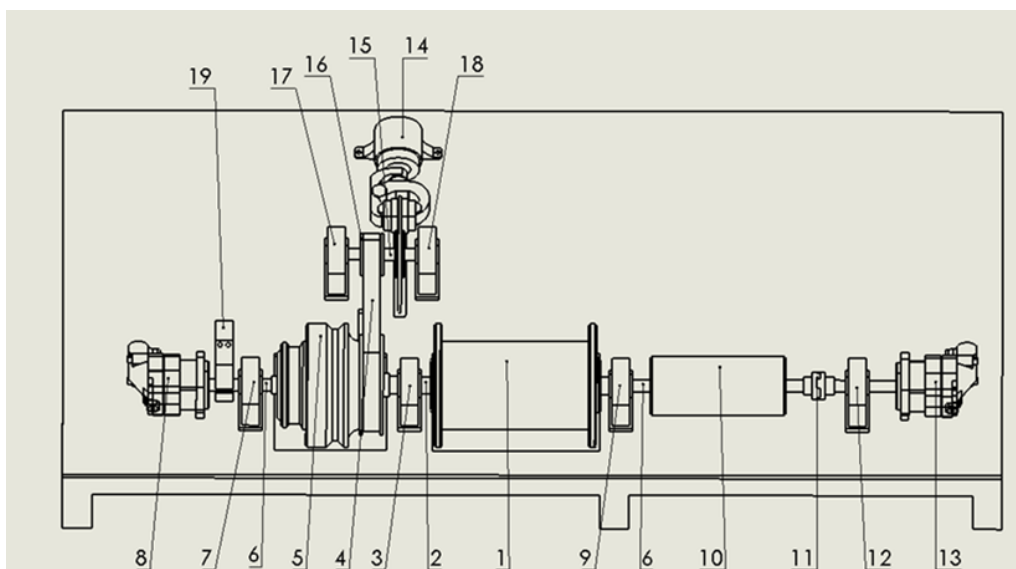
Forslag "2x planetgir" er en løsning som flytter alle driftssystem over på samme aksling. Dette systemet vil, i motsetning til Hydra WEC-mini virke i begge retninger ut fra trommelen. Når vinsjen spoles ut vil akslingen rotere slik at både INN-pumpa og PTO-pumpa drives. PTO-pumpa skal drives på med en høyere RPM enn INN-pumpa. Dette løses ved å bruke et planetgir (8) med en oppgiringsfaktor på 11 og planetgir (16) med en oppgiringsfaktor på 7. Parker F11 pumpe/motorene (11, 20) fungerer som pumper ved utspoling av trommelen. Den hydrauliske kraften fra pumpene lagres i to separate akkumulatorene, i likhet med eksisterende prototype Hydra WEC-mini. PTO-akkumulatoren driver turbinen, mens INN- akkumulatoren vil sende den lagrede hydrauliske energien tilbake til INN-pumpa (20). I denne prosessen vil INN-pumpa (20) fungere som en motor. Motoren vil drive akslingen for å rotere trommelen motsatt retning, og spole vieren inn igjen. Her er slurekoblingen (4) nødvendig for at PTO-pumpa ikke skal drives. Den vil slure, og delsystemet på venstre side av trommelen vil ikke drives tilbake.

OBM fungerer ved to belteoverganger (7, 15) fra planetgirene til en bremseaksling (23). I motsetning til Hydra WEC-mini, som benytter en sentrifugalregulator koblet inn i hydraulikksløyfen, og en egen mekanisme for aktueringen, bruker to planetgir en elektromagnetisk hastighetssensor. Systemet fungerer ved at en elektromagnetisk hastighetssensor (34) driver en elektrisk motor som åpner bremsen (22) gradvis ved hastigheter over 4 600 RPM. Tannringen på planetgiret vil da rotere i samsvar med graden av utkobling, og gi en lavere oppgiringsfaktor.

3.3.2 Aksling i aksling



Figur 15: Aksling i aksling



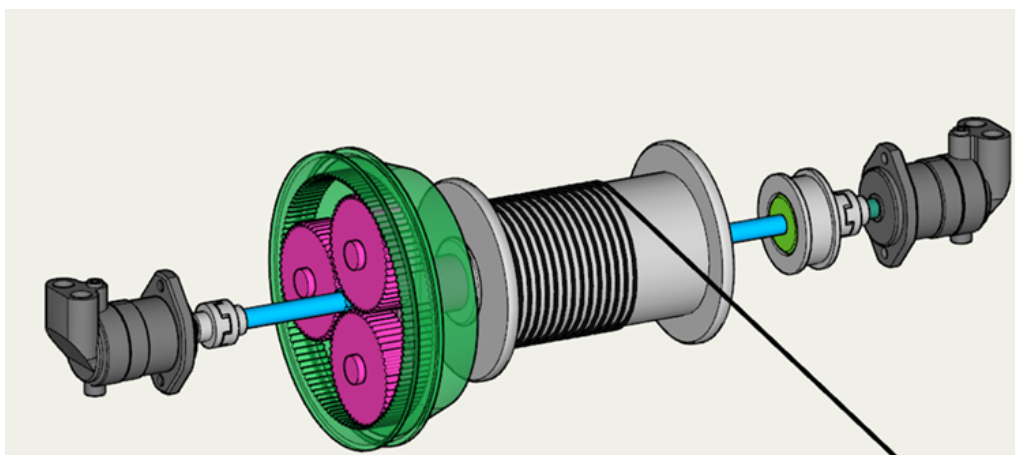
Figur 16: Aksling i aksling tegning

1	Vinsjtrommel	11	Trascokobling Ø20
2	Ytre aksling	12	Brakett Ø20
3	Brakett Ø30	13	PTO-pumpe
4	Belte	14	Bremse
5	Planetgir	15	Bremsaksling
6	Indre aksling	16	Beltekopling
7	Brakett Ø20	17	Brakett Ø20
8	Innstramingspumpe	18	Brakett Ø20
9	Brakett Ø20	19	Hastighetssensor
10	Slurekobling		

Tabell 7: Komponenter - Mål oppgitt i mm

Aksling i aksling er et konsept som bruker en ytre aksling (2) koblet fra trommel (1) til planetgir (5), og en gjennomgående aksling (6). Når vaieren spoles ut vil ytre aksling drive planetgiret, som igjen vil drive den indre akslingen med en oppgiringsfaktor på 12. Den indre akslingen vil drive begge Parker F11 som pumper. INN- og PTO-pumpene vil føre hydraulisk kraft henholdsvis til INN- og PTO-akkumulator. PTO-akkumulatoren vil drive turbinen, og INN-akkumulator vil drive Parker F11 (8) som en motor. Motoren vil drive indre aksling, som igjen vil drive planetgiret motsatt vei. Da vil det oppstå en nedgiring på en faktor på 12, fra indre til ytre aksling. Ytre aksling vil drive trommelen i motsatt retning, slik at vaieren spoles inn igjen. For at PTO-pumpa ikke skal drives er det en slurekobling (10) som slurer under innstramming.

OBM fungerer ved en belteovergang (4) fra planetgiret (5) til en skivebremse (14). I motsetning til Hydra WEC-mini, som benytter en sentrifugalregulator med tilhørende hydraulikk, bruker aksling i aksling en elektromagnetisk hastighetssensor (19). Systemet fungerer ved at en elektromagnetisk hastighetssensor driver en elektrisk motor som åpner bremsen gradvis ved hastigheter over 4 600 RPM, identisk til systemet beskrevet i 2x planetgir.



Figur 17: Aksling i aksling (åpent planetgir)
Ytre aksling i rosa og indre aksling i blå

3.4 Vurdering av alternative design

For å vurdere de tre designene opp mot hverandre er det tatt i bruk en vektingstabell. Denne vektingstabellen tar utgangspunkt i 7 forskjellige vurderingsgrunnlag. Disse vurderingsgrunnlagene er kostnad av deler, enkel montering, enkel produksjon, vedlikehold, overvåking, effekt, og treghetsmoment. Hvert av designene vil få en score i hvert vurderingsgrunnlag fra 1 til 10, hvor 10 er veldig gunstig og 1 er veldig ugunstig. Dette vil gi et omfattende bilde av hvilket design som er best egnet for Hydrakraft sitt bruk.

	Hydrakraft WEC-mini	Aksling i Aksling	2x Planetgir
Effekt	8	8	8
Treghetsmoment	5	6	8
Kostnad	4	8	6
Montering	5	6	8
Produksjon	6	7	8
Vedlikehold	5	7	7
Overvåkning	0	7	7
Sum	33	49	52

Tabell 8: Vektingstabell

1 & 2 Effekt/Treghetsmoment

De alternative prototypene er utformet slik at effekten er den samme for alle alternativene. Dette valget ble gjort for å sikre en mest mulig rettferdig sammenligning. For beregningene av systemet er det gjort visse antakelser, for eksempel at flottøren har en vertikal hastighet på 1 m/s, og at trinsesystemet har en oppgiringsfaktor på 2,9. Dette resulterer i en rotasjonshastighet på trommelen på 362 RPM, som er den samme for alle alternativene. For sammenligningen av treghetsmomentet brukes den lineære tregheten til flottøren, som sier hvor stor kraften som virker på flottøren må være for å aktivere systemet.

	Hydrakraft WEC-mini	Aksling i Aksling	2x Planetgir
Effekt [kW]	5,1	5,1	5,1
Treghet på flottør [N]	862,3	856	721,8

Tabell 9: Effekt og treghet

Effekten beregnes ut i fra formel om hydraulisk effekt 10:

$$P[\text{kW}] = \frac{p[\text{bar}] * Q[\frac{\text{L}}{\text{min}}]}{600 * \eta_v}$$

Treghetsmomentet til hver enkelt komponent er oppgitt fra Tronrud Eningering, som produserte prototypen, og Parker Hannifin, som er produsenten av pumpene. Dette treghetsmomentet er definert for selve komponenten, rundt sin egen akse, og tar ikke hensyn til oppgiringsfaktorer.

Undervannstrinse	0,01 kgm ²
Vinsjtrommel	0,01 kgm ²
Planetgir	0,002 kgm ²
Belte	0,00025 kgm ²
PTO-pumpe	0,00016 kgm ²
Innstramingsmotor	0,00016 kgm ²

Tabell 10: Effekt og treghet

Det oppgirede treghetsmomentet kalkuleres ved å multiplisere treghetsmomentet til hver komponent med kvadratet av oppgiringsfaktoren. Dermed vil en reduksjon av treghetsmoment i komponenter med høy oppgiring ha stor innvirkningen på det totale treghetsmomentet. Videre summeres de oppgirede treghetsmomentene til det totale treghetsmomentet for designene.

Det totale treghetsmomentet brukes videre til å kalkulere den lineære tregheten på systemet. Altså hvor mye kraft flottøren må tilføres for å sette i gang rotasjon i systemet. Den lineære tregheten kalkuleres ved å dele det oppgirede treghetsmomentet på distanse fra vajerne til rotasjonsentrum kvadrert. Denne distansen finnes ved å legge sammen trommelradius med halve vaier radius.

3 Kostnad

Den totale kostanden av vinsjenheten Hydra WEC-mini er i 2022 inkl. mva 140.625 kr (se vedlagt budsjett). Parker F11-5 pumpe er den mest kostbare komponenten i designet med en kostnad på 14.393 kr. Det opprinnelige designet bruker 3 slike pumper. Både PTO-pumpe og INN-pumpe er høyst nødvendig og kan ikke byttes ut. Den tredje pumpe brukes i forbindelse med OBM og er grovt overdimensjonert. I 2x planetgir og aksling i aksling systemene er det foreslått en ny løsning. Her vil OBM bruke en elektrisk hastighetssensor. I tillegg til å oppnå alle fordelene nevnt over, vil den tredje pumpe ikke lenger være nødvendig.

Kostnadene for maskindeler i 2x planetgir vil være høyere enn aksling i aksling. Aksling i aksling designet har en kostnadsfordel ved at det bruker ett planetgir. Planetgir er dyre komponenter og har stor innvirkning på totale kostnader. Det er viktig å nevne at det ene planetgiret i aksling i aksling må spesiallages. Dette kommer av at standard planetgir ikke har mulighetne for to oppgirede akslinger. Det spesiallagde planetgiret vil koste mer enn et standard planetgir. Kostnadsforskjellen kan ikke fastslås nøyaktig, men likevel vurderes det at aksling i aksling løsningen trolig vil koste minst i maskindeler.

4 & 5 Montering/Produksjon

Det opprinnelige designet har kraftoverføringer mellom forskjellige sidestilte akslinger. Kraftoverføringen skjer i form av en belteovergang. Belteovergangene må nøyaktig monteres for at det ikke skal oppstå slitasje. I de to nye designene er alle driftsmidler flyttet ned på samme aksling. Vinsjenhetene vil kunne monteres lettere og mer effektivt som resultat.

Hydraulikken er også redusert i de to nye designene. I figur 12 er illustreres hvordan hydraulikken er redusert ved en overgang til en elektrisk styrt OBM. Siden montering av hydraulikk er tidskrevende spesialarbeid, vil mindre hydraulisk kompleksitet bidra til en lettere og billigere montering.

Aksling i aksling vil kreve en nøyaktig produksjon og montering. Når både en ytre og en indre aksling skal rotere separat er det et lite slingingsmonn under produksjon og montering, trolig vil toleranser for avvik være i underkant av 0.05 mm. Hvis akslingene ikke monteres helt konsentrisk, vil det oppstå slitasje på deler som kan føre til en lavere virkningsgrad. 2x Planetgir har derimot kun standardiserte komponenter som krever mindre monteringspresisjon, og ingen spesialisert maskinering. Siden dette designet består av hyllevarer, vil det kun være en monteringsfase av systemet.

6 & 7 Vedlikehold/Overvåking

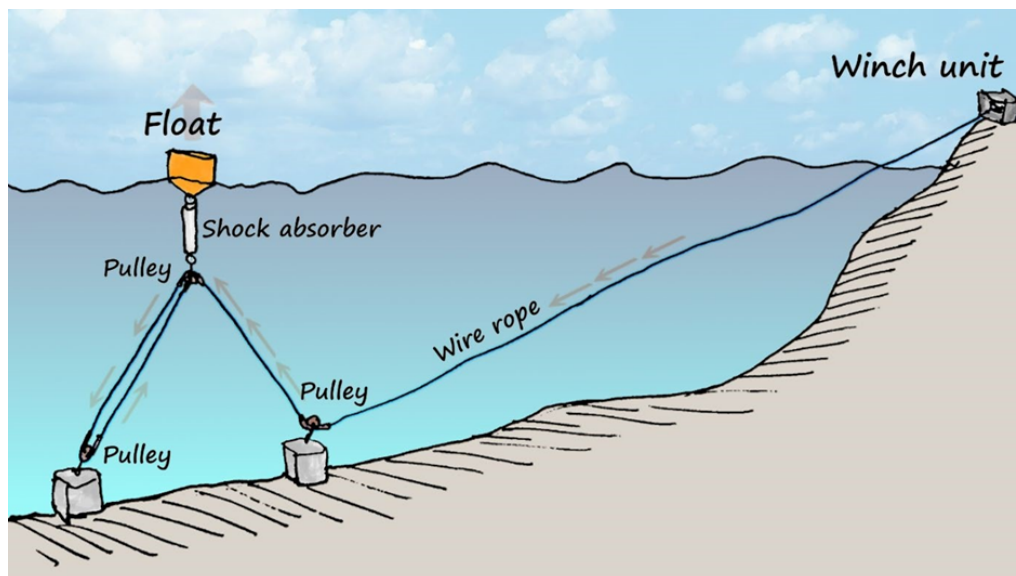
Vedlikehold av Hydra WEC-mini vil være krevende, med hensyn på det som vurderes å være overflødig hydrauliske komponenter. Hydraulikk kan være kostbart å vedlikeholde. Det er nødvendig med egne hydraulikkoperatører for arbeid med trykksatte systemer. Reduksjonen av hydraulikk i begge de nye designene vil redusere dette. I tillegg vil det være mulig med ekstern overvåking i de nye systemene. De elektriske hastighetsmålerne vil kunne samle rådata for å oppdage feil tidlig og forbedre vedlikeholdsprosedyrer.

Utifra vurderingskriteriene vil 2x planetgir være det best egnede designet for Hydrakraft sine formål. Mekanisk svinn og treghetsmoment vil trolig reduseres ved å flytte driftsmidler ned på samme aksling. Designet består av hyllevarer som fører til at en eventuell produksjonsfase omgås. Dette, i tillegg til at bare to pumper er nødvendig, fører til at kostnaden holdes lav. Det vil også være mulig å redusere kostnader ytterligere ved bruk av ekstern overvåking. Samling av rådata kan brukes til å utvikle og understøtte tilstandsbasert vedlikehold, så en kan oppdage feil før havari.

4 Utvikling av undervannstrinse

4.1 Problembeskrivelse:

Gjennom hele utviklingsløpet for Hydrakraft sitt bølgekraftsystem, Hydra WEC, har en kritisk utfordring vært trinsene under vann. Problemet har vært slitasje på vaier, som har ført til vaierbrudd. Dette har vært en betydelig bekymringskilde for Hydra WEC, da systemet er avhengig av presis og problemfri drift av undervannstrinsene for å fungere best mulig. Slitasjen har vært begrenset til området der hvor vaieren først løper inn på trinshjulet. Trinsene benevnes som "pulley" på illustrasjonen under. Problemstillingen er blitt forsøkt løst gjennom utviklingsløpet gjennomført fra 2008 til 2017, ledet av Ingvald Straume, og etterhvert Jarle Hølleland. Deres forslag til løsning ligger til grunne for det videre arbeidet beskrevet i dette kapittelet.



Figur 18: Illustrasjon av trinsesystemet (Straume 2022)

Det er ønskelig at trinsene har et så lavt treghetsmoment som mulig. Et for høyt treghetsmoment vil resultere i at fløttøren blir hengende etter bølgene. Fløttøren er avhengig av å ha en jevn utspoling i takt med bølgene for å unngå uønskede belastninger på systemet. Om tregheten er for stor vil små rykk oppstå, som fører til en reduksjon av levetiden til deler og en økt risiko for havari. Vaieren vil også gi et betydelig bidrag til den totale tregheten. Likevel er det nødvendig med en kraftig stålvaier for å tåle belastningene. Det er dermed ikke mulig å gjøre endringer for å redusere bidraget fra vaieren.

Undervannstrinsene er kritiske komponenter for at Hydra WEC skal kunne operere over tid med moderate vedlikeholdskostnader og unngå havari eller driftsstans ved at vaieren ryker. De krever lite byggemateriale, og de er enkle å tilvirke når man først vet hvordan man skal lage dem, men de må være nøyaktige, av høy kvalitet og med lav toleranse for produksjonsfeil. Hydrakraft er avhengig av undervannstrinser som fungerer presist og uten problemer, ved at de er:

1. Holdbare og robuste.
2. Utformet for å fungere slik at vaieren får minst mulig slitasje.
3. Gir lite energitap (lav friksjon).
4. Enkle å installere, inspisere, vedlikeholde, og bytte ut.

4.2 Kriteriesetting av undervannstrinser

Basert på problembeskrivelsen ble det fastsatt kriterier som undervannstrinsene dimensjoneres etter. De initiale kriterierene som ble satt var:

- Nominell vaierdiameter på 5 mm.
- Trinsediameter skulle overstige 50 ganger vaierdiameteren

Det er også ønsket at:

- Glidelager benyttes for innspenning av trinsehjulet
- Trinsehjulet blir produsert i POM

Et glidelager gjør at det kan oppstå varmegang i trinsehjulet, grunnet friksjonen mellom trinsehjulet og akslingen trinsehjulet roterer rundt. For å redusere friksjonen kan lagret smøres inn i et fett som er egnet for bruk i saltvann. Lageret kommer til å befinne seg på sjøbunnen, som gjør at saltvannet transporterer bort varmen som oppstår grunnet funksjonen. Hvor stort problem varmegang kommer til å være er uvisst, men kan trolig påvises ved undervannstesting.

Alternativt kan glidelageret byttes ut med et tett, vedlikeholdsfritt kulelager, eller et rullelager, som vil ha lavere friksjon enn et glidelager. Både kulelager og rullelager kan designes med tetninger for å hindre inntrengning av saltvann, men disse krever høy presisjon og robusthet for kontinuerlig drift under vann. Det kan også benyttes smøremidler som er utviklet for saltvann og som beskytter lageret mot korrosjon og slitasje. Kule- og rullelager er som oftest produsert i stål, men kan også lages i keramikk. Keramikklager påvirkes ikke av saltvannets korroderende effekt. Kule- og rullelager kan være et godt alternativ til glidelageret da det har en lavere friksjonskoeffisient. (Santora 2022)

Undervannstrinsen må være korrosjonsbestandig og vannbestandig for bruk i havet. POM er et termoplastisk polymer med høy stivhet, god motstand mot slitasje og lav friksjon. Plasten enkel å forme og har god dimensjonsstabilitet. Et POM-trinsehjul vil være glatt og ha god motstand mot slitasje, noe som gjør materialet ideelt for situasjoner hvor glidende bevegelser kreves.

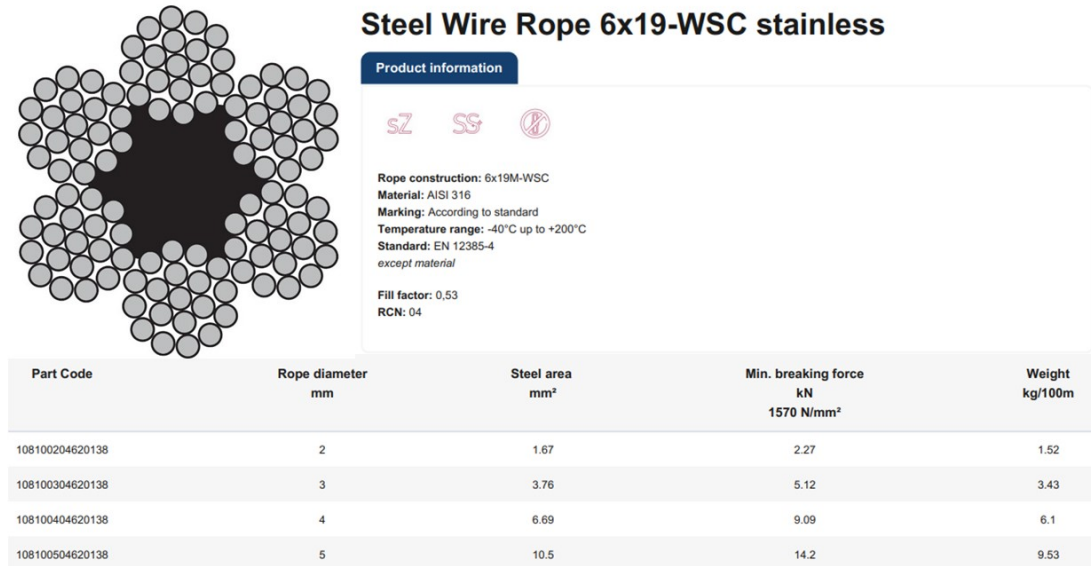
Rustfritt stål er et vanlig materialvalg i marinkonstruksjoner. Spesielt typen marine-grade rustfritt stål som 316 eller 316 L, er kjent for utmerket korrosjonsbestandighet. Den høyere korrosjonsbestandigheten kommer av en høyere prosentandel av molyben og krom. Rustfritt stål er tungt og vil derfor gi et høyt treghetsmoment. Om et lavere treghetsmoment er kritisk og man er villig til å akseptere høyere kostander, er titan et godt alternativ.

Titan er et lettvæktmetall som er svært korrosjonsbestandig i saltvann. Det er viktig å bemerke seg at materialet er vanskelig å bearbeide sammenlignet med rustfritt stål og termoplastiske polymerer.

Ulempen med bruken av harde metaller er at en eventuell slitasje oppstår på vaieren og ikke trinsehjulet som gjør at stål og titan ikke er egnede materialer.

4.3 Forarbeid

Certex Trondheim ble kontaktet for å bistå med en egnet vaier, som undervannstrinsene kan dimensjoneres etter. Certex er en norsk produsent av ståltau og øvrig løfteutstyr. De bisto med råd om både vaier og utformingen av trinshjulene. 6x19-WSC stålvaiier er godt egnet for bruk i Hydra WEC, vist i figur 19.



Figur 19: Anbefalt stålvaiier (Certex 2023)

6x19 kommer av stålvaiernes utforming, den har 6 kordeler bestående av 19 tråder flettet rundt en sentral kjerne. Vaiernes myke og mer fleksible kjerne gjør den egnet for å festes rundt en trommelen, særlig siden trommeldiameteren ikke er stor. Vaieren har en oppgitt bruddstyrke på 14,2 kN. Bruddstyrken kommer til å bli benyttet videre i dimensjoneringen av undervannstrinsene.

Hvordan sporet i trinsehjulet skal utformes vises i figur 20.

Grooves should support the steel wire rope over approximately 1/3 of its diameter. When it comes to advised values and angles for grooves of sheaves there are different standards:

- ISO16625:2013 (45°-60°)
- DIN15061 ($\geq 45^\circ$)
- BS 6570 (52°)
- AS 2759 (30°-55°)

We advice you to use the appropriate standard for your region.

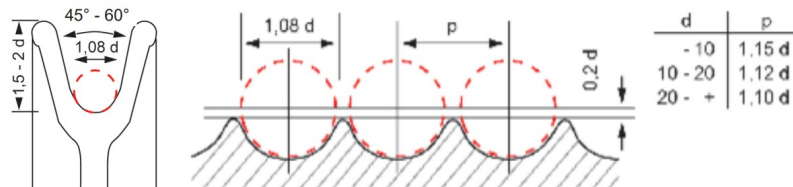


Figure 2-1 Groove diameter and distances

Figur 20: Dimensjonering av trinsespor i henhold til ISO16624:2013 (Ropetex 2022)

4.4 Trinsehjul

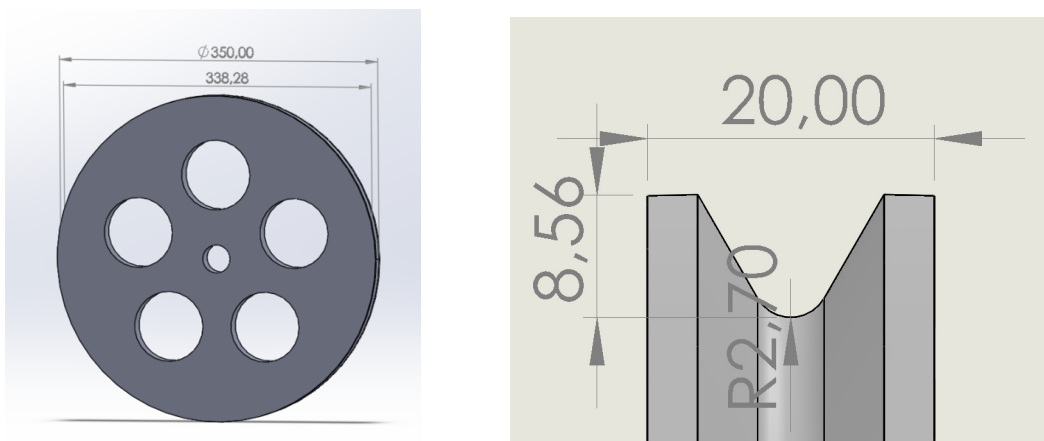
4.4.1 Trinsehjul 1.0

Trinsehjulet ble designet med en utvendig diameter på 350 mm og en spordybde på 8,54 mm. Vinklen på sideveggen i sporet ble satt til 60° for å redusere bredden på hjulet. Det er i henhold til ISO16624:2013. Spordybden bestemmes ved å multiplisere vaierdiameteren med 1,71, som var midt i siktet på Certex sin anbefaling på 1,5-2 ganger vaierdiameteren. Dette resulterte i en innvendig diameter på 338 mm, som er 67,6 ganger vaierdiameteren. Godt over kravet fra Hydrakraft på en trinsediameter 50 ganger større enn vaierdiameteren.

Anbefalingen fra Certex ble brukt for å bestemme sporradius, og ble satt til 1,08 ganger vaierradiusen. Dette vil sikre at vaieren ligger midt i sporet, og at kontaktflaten mellom vaieren og trinsehjulet er stor nok til å fordele belastningen.

For å optimalisere vekt og tregghetsmoment utformes trinsehjulet med fjernet materiale i form av hull. Dette er standard for mange tannhjul- og trinsehjuldesign.

I utviklingen av Trinsehjul 1.0 ble det tatt hensyn til funksjonalitet og vekt. Resultatet ble et trinsehjul som oppfyller kravene fra både Certex og Hydrakraft.



Figur 21: Trinsehjul 1.0

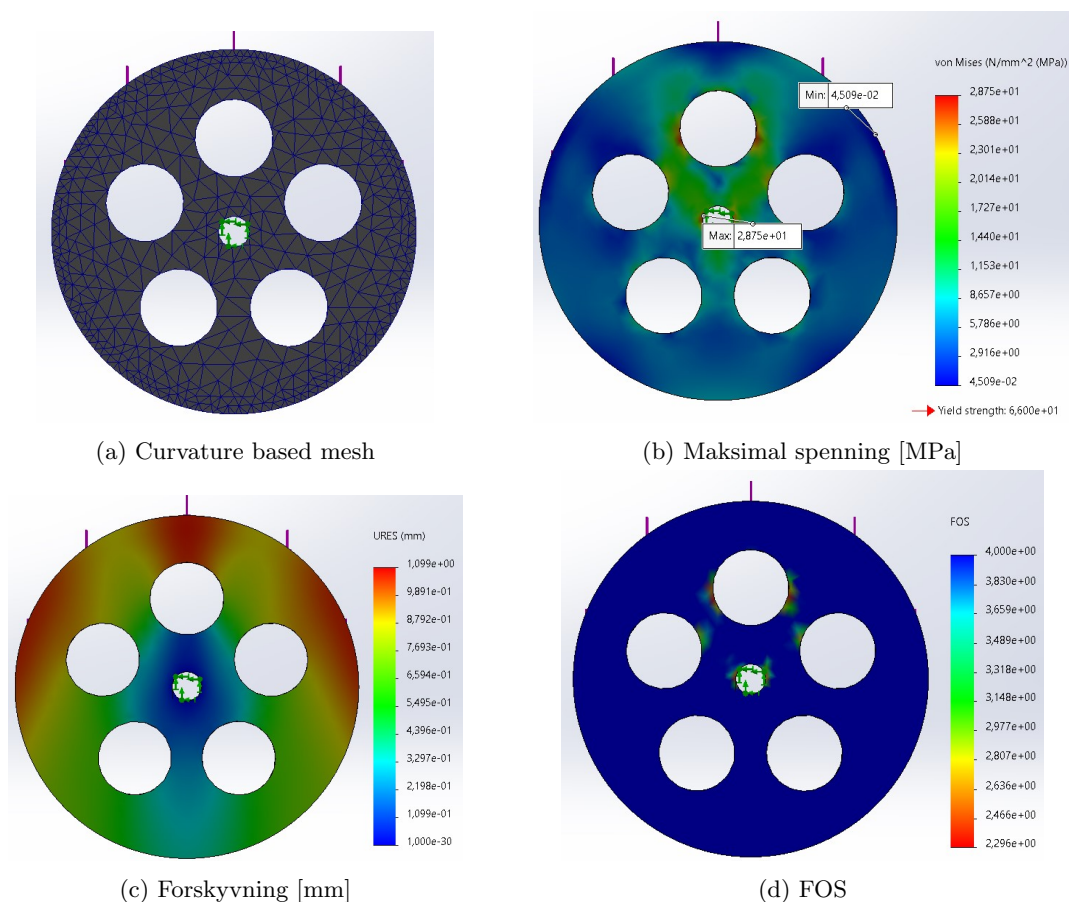
4.4.2 Simulering

For å beregne styrken på trinsehjulet ble det gjennomført en FEM-analyse. Programvaren SolidWorks ble brukt til å gjennomføre en Static Study. Trinsehjulet ble utsatt for en belastning tilsvarende to ganger bruddstyrken til vaieren, som er den maksimale belastning trinsehjulet blir utsatt for i tiltenkt trinseoppsett. Den maksimale spenningen oppstår på trinsehjulet der vaieren løper to ganger, nede til venstre i figur 18. Vaierne går 180° mot hverandre her. I tillegg vil rotasjonsposisjonen på trinsehjulet ha betydning for spenningsanalysen. Den mest kritiske posisjonen er når et av hullene befinner seg rett under lasten, som vist i alle simuleringsteg. Den høyeste spenningen vil oppstå i det øverste hullet.

Solidworks 2020 manglet fullstendige data for POM i sin materialekatalog, slik at materialegenskapen måtte innhentes eksternt hos VINK. VINK er en norsk produsent av industridelene med spesialiseringen innenfor plastmaterialer. Materialegenskapen som ble innhentet illustreres i teorikapittelet. (VINK 2022)

Simuleringen ble igangsatt og fulgte følgende prosedyre:

1. Materiale for trinsehjulet er POM, bestemt etter ønske fra Hydrakraft.
2. Innspenningpunktet ble fastsatt til senterhullet på trinsehjulet, tilsvarende en senteraksling.
3. Det ble angitt en last virkende vertikal nedover på øvre halvdel av trinsehjulet på 28,4 kN.
4. Trinsehjulet ble meshet, ved bruk av et kurvebasert mesh.
5. Simulering ble igangsatt.



Figur 22: Static study - Trinsehjul 1.0

Resultater fra simulering er oppgitt i tabellen under:

Parameter	Resultat
Vekt	1938,7 gram
Volum	1394,8 cm ³
Trehetsmoment	3,19 Nm ²
Max spenning	28,8 MPa
Max forskyvning	1,1 mm
FOS	2,30

Tabell 11: Static Study Trinsehjul 1.0

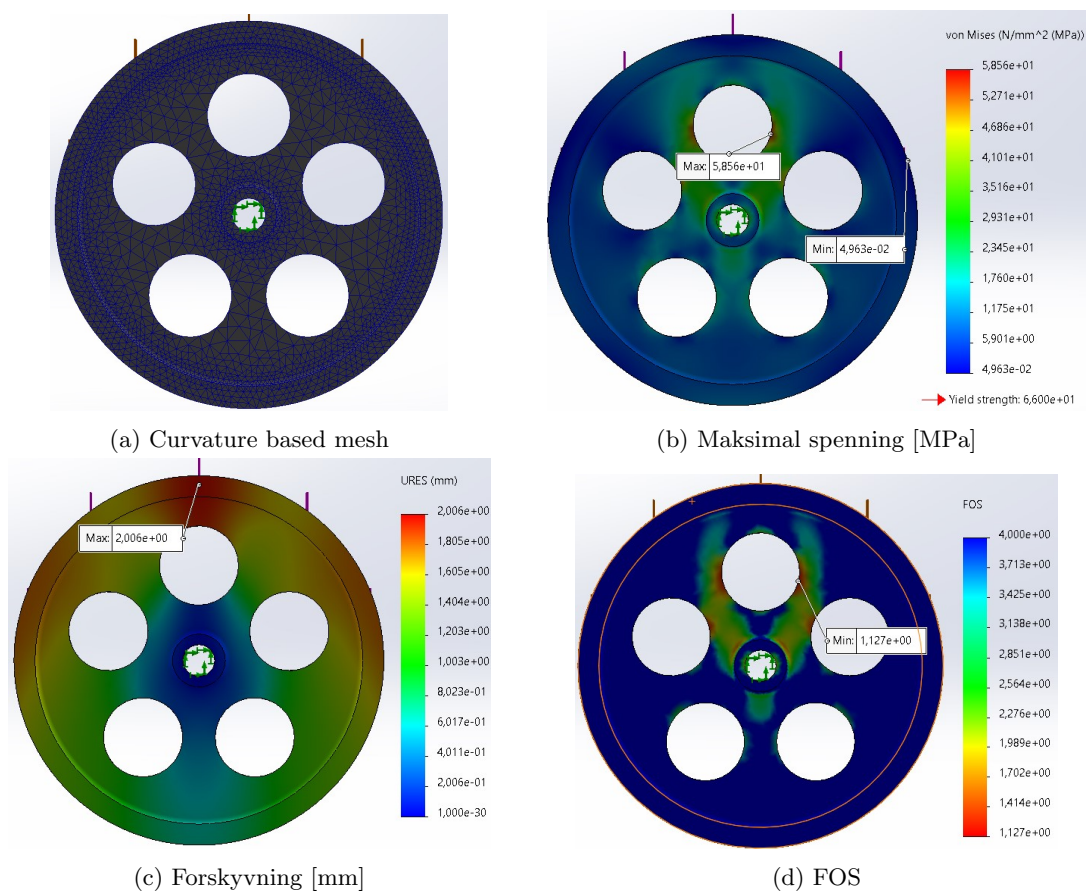
Trinsehjul 1.0 har en vekt på 1938,7 gram og et trehetsmoment på 3,19 Nm². Studiet fant en maksimal spenning på 28,8 MPa. Dette gir en FOS på 2,3. FOS anses å være høy, med tanke på at belastningen er dimensjonert med hensyn på bruddstyrke til vaier. En høy FOS gjør det mulig å fjerne overflødig materialet, for å videre redusere vekt, og dermed trehetsmoment.

Siden trinsen allerede er dimensjonert etter vaierens bruddstyrke i mest kritiske posisjon, er det antatt at en lavere FOS er akseptabel. I fastsettelsen av FOS er det tatt hensyn til konsekvensene av havari. Hvis trinsen opplever havari før vaierleder vil ikke konsekvensen være større enn at vaierne også antageligvis ryker. Dette gjør at en FOS på 1,2 anntas tilstrekkelig.

Trinsehjulet 1.0 vil gjennomgå iterasjoner for å utnytte materialet bedre i endelig versjon.

4.4.3 Trinsehjul 1.1

Trinsehjul 1.1 beholder de samme dimensjonene som trinsehjulet 1.0. I forsøk på å utnytte materialet bedre, er tykkelsen på trinsehjulets midtparti fortynnet til 10 mm. Dette gir både lavere vekt og treghetsmoment.



Figur 23: Static study - Trinsehjul 1.1

Parameter	Resultat
Vekt	1240,8 gram
Volum	892,7 cm ³
Treghetsmoment	2,25 Nm ²
Max spenning	58,6 MPa
Max forskyvning	2,0 mm
FOS	1,27

Tabell 12: Static Study Trinsehjul 1.1

Trinsehjul 1.1 har en vekt på 1240,8 gram og et treghetsmoment på 2,25 Nm². Studien illustrerer en maksimal spenning på 58,6 MPa. Dette gir en FOS på 1,27.

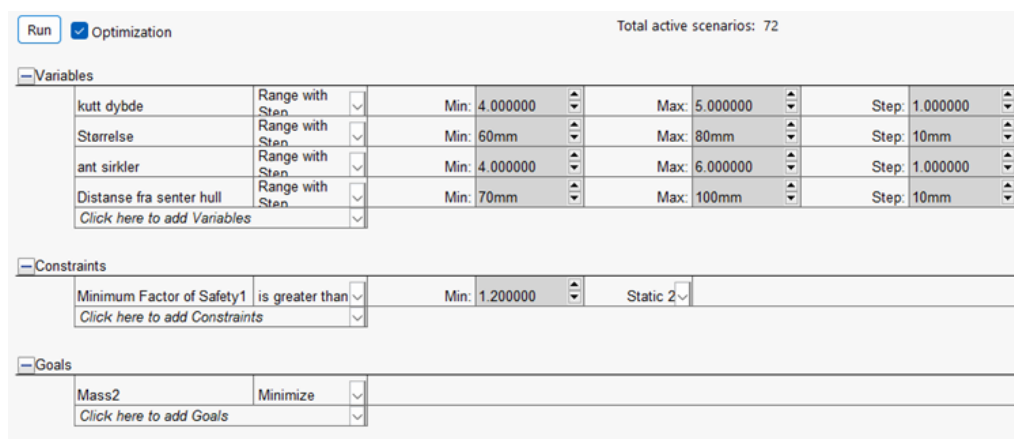
Reduksjonen i tykkelse på midtparti av trinsehjulet resulterte i en betydelig reduksjon i vekt og treghetsmoment. Spenningen på trinsehjulet er bedre utnyttet med en maksimal spenning på 58,6 MPa. Dette er en bedre utnyttelse av materialets kapasitet.

Trinsehjul 1.1 er vanskeligere å produsere enn Trinsehjul 1.0, grunnet det tynnere midtpartiet. Dette vil føre til høyere produksjonskostnader og lenger produksjonstid. Om reduksjon i treghetsmoment er betraktelig redusert, kan de høyere produksjonskostnaden forsvares.

Trinsehjul 1.1 anses som et godt design med tanke på både treghetsmoment og FOS. Likvel kan designet forbedres ytterligere. Dette gjøres gjennom en dimensjonsbasert design study, som er et av analyseverktøyene tilgjengelig i SolidWorks.

4.4.4 Trinsehjul 2.0

For å optimalisere Trinsehjul 1.1, ble det utført et Design Study i SolidWorks. Dette studiet vil modellere og simulere forskjellige scenarioer basert på variabler, begrensninger og mål. Disse er vist i tabellen under.



The screenshot shows the Design Study configuration interface in SolidWorks. It includes a 'Run' button, an 'Optimization' checkbox, and a 'Total active scenarios: 72' indicator. The interface is divided into three sections: Variables, Constraints, and Goals.

Variables							
kutt dybde	Range with Step	Min:	4.000000	Max:	5.000000	Step:	1.000000
Størrelse	Range with Step	Min:	60mm	Max:	80mm	Step:	10mm
ant sirkler	Range with Step	Min:	4.000000	Max:	6.000000	Step:	1.000000
Distanse fra senter hull	Range with Step	Min:	70mm	Max:	100mm	Step:	10mm
Click here to add Variables							

Constraints			
Minimum Factor of Safety1	is greater than	Min:	1.200000
Click here to add Constraints			

Goals	
Mass2	Minimize
Click here to add Goals	

Figur 24: Design Study parametre

Variablene i optimaliseringsstudiet er dimensjonsbasert. Dimensjonene er kuttdybden, størrelse på de utskårne sirkelene, antall sirkler, og distansen fra rotasjonsaksen til sirkelene. Minimums- og maksimumsverdiene er fastsatt basert på antatte dimensjoner som vil resultere i tilstrekkelig lave spenninger, og som er geometrisk mulig. Hvis kuttdybden er større enn 5 mm, antas det at spenningene og spesielt deformasjonene vil bli overskride akseptable verider. Samme begrunnelse tilhører valget av størrelse på de utskårne sirkelene i trinsehjulet. Randbetingelsene for antall sirkler og distanse fra senter hull, var i hovedsak bestemt ut ifra hva som er geometrisk mulig.

Valg av antall steg i simuleringen var en balanse mellom å sørge for en grundig simulering, uten at den ble for stor. Med 4 forskjellige dimensjoner som variabler bli det raskt en eksponentiell økning av antall scenarier ved flere steg. Det var derfor viktig å begrense antall steg. Steg i kuttdybde ble satt til 1 mm og antall sirkler ble satt til 1. Steglengde ble satt til 10 mm for størrelse på sikelene og distanse fra rotasjonsaksen. Optimalt skulle det vært flere steg, men det totale antallet scenarier økte raskt til over 100.

Begrensningene i et Design Study utgjør kriteriene som avgjør om et design er akseptabelt eller ikke. Hvis et design ikke oppfyller kriteriene, vil det bli eliminert fra videre vurdering. FOS begrensningen er bestemt for å forsikre seg om at designet tåler den kritiske belastningen. Konsekvensene av et eventuelt brudd vil føre til at vajerne også ryker, men det er ingen risiko for skader på vinsjenheten. FOS er dermed satt til 1,2.

FOS sjekkes ved at hvert eneste scenario simuleres i en Static Study. Dette studiet simuleres med samme belastning og fastholdning som Static Study av Trinsehjul 1.0 og 1.1.

Målet som ble satt i designstudien var å finne designet med lavest mulig masse, som oppfyller FOS kravet. Ideelt sett skulle målet vært å redusere treghetsmoment, men det var ikke et alternativ i Solidworks. Masse ble derfor ansett som beste alternativ. Treghetsmomentet ble derfor manuelt sjekket ved bruk av "Mass properties" fra de beste designene.

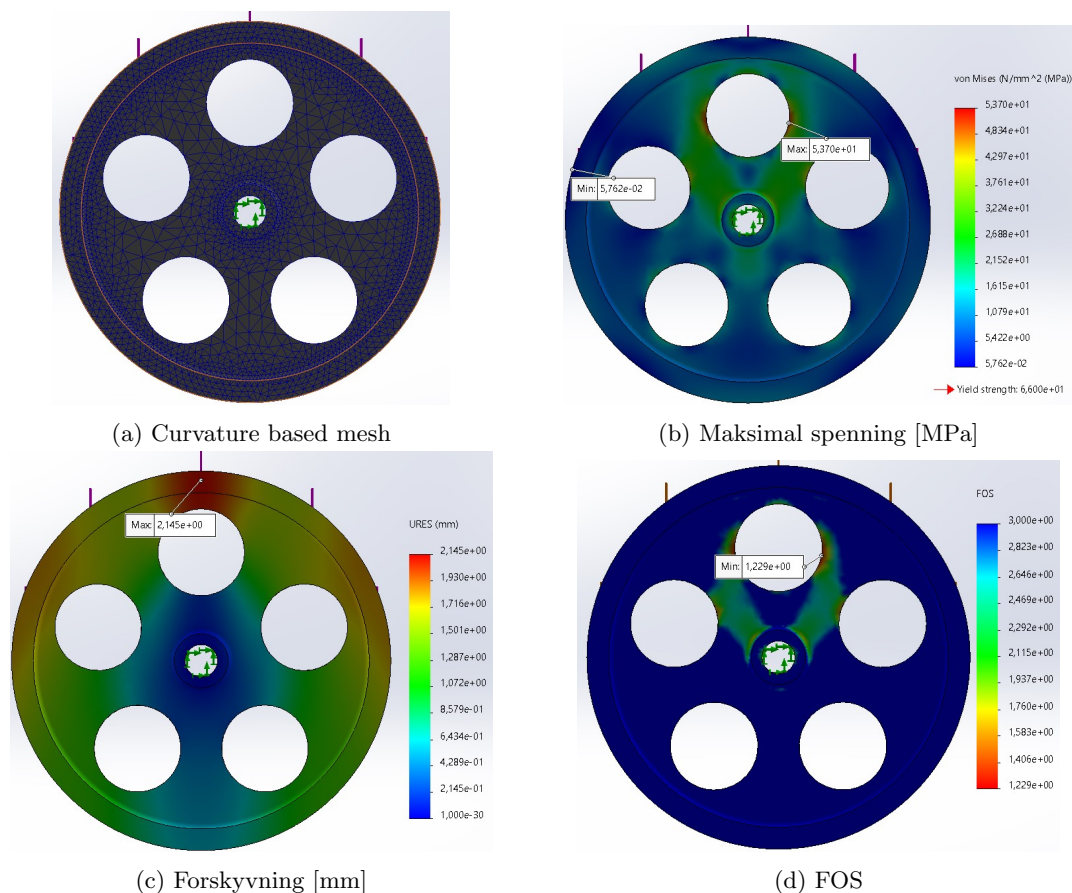
Resultat

		Current	Optimal (66)	Scenario 30
kutt dybde		5.000000	5.000000	5.000000
Størrelse		80mm	80mm	80mm
ant sirkler		5.000000	5.000000	5.000000
Distanse fra senter hull		100mm	100mm	80mm
Minimum Factor of Safety1	> 1.200000	1.223041	1.223041	0.641214
Mass2	Minimize	1198.5 g	1198.5 g	1198.5 g

Figur 25: Resultat Design Study

Etter å ha simulert 72 forskjellige scenario kan man utifra Design Study velge det teoretisk mest optimale designet. Designet har mange likheter med Trinsehjul 1.1. Begge har 5 sirkler og en kuttdybde på 5 mm, men studiet viser at det er overflødig materiale i designet. Størrelsen på sirklene kan økes fra 70 til 80 mm, uten at FOS synker under 1,2. Studiet viser også at ved å flytte sirklene lenger fra rotasjonsaksen vil FOS øke. For å demonstrere dette er senario 30 inkludert i figur 25. Den eneste forskjellen mellom senarioene er distanse fra sirklene til rotasjonsaksen. FOS i senario 30 er halvparten av senario 66. Dette er et resultat av at trinsehjulet er innspent i sentrum, og det oppstår en høyere spenningskonsentrasjon her. Derfor er det nødvendig med mer materiale å fordele spenningen på, nærmere senteret av trinsen.

Static Study trinsehjul 2.0



Figur 26: Static study - Trinsehjul 2.0

Parameter	Resultat
Vekt	1198,5 gram
Volum	862,2 cm ³
Trehetsmoment	2,15 Nm ²
Max spenning	53,7 MPa
Max forskyvning	2,1 mm
FOS	1,23

Tabell 13: Static Study Trinsehjul 2.0

Det ble gjort en Static Study på Trinsehjul 2.0. De største spenningene befinner seg i den øverste sirkelen. Den maksimale spenningen ligger på 53,7 MPa. Dette gir en FOS på 1,23. Den største forskyvningen som oppstår er på 2,1 millimeter, som er høyere enn Trinsehjul 1.0 og 1.1. Dette er forsvarelig siden spenningen er under flytegrensen, som betyr at forskyvningen er elastisk.

Trinsehjul 2.0 har en lavere treghetsmoment enn de tidligere designene. Dette kommer av at sirkelene er flyttet lenger ut fra sentrum. Samtidig er hullene gjort større, uten at spenningene gir en for lav FOS. Massen er 1198,5 gram, som er en reduksjon på 6,5 % fra Trinsehjul 1.1. Trehetsmomentet har blitt redusert ved at massen som har blitt fjernet er lenger fra rotasjonssentrum enn de tidligere designene. Trehetsmomentet er redusert med 6,2% fra Trinsehjul 1.1.

4.5 Brakett

4.5.1 Brakett 1.0

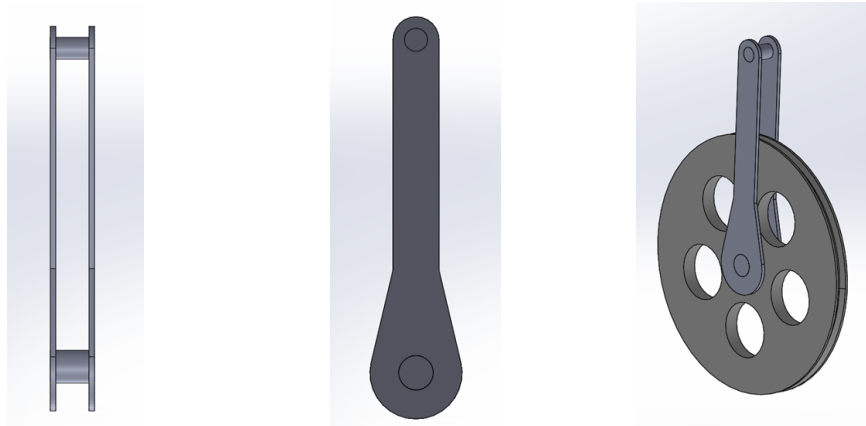
Braketten designes for å kunne holde trinsehjulet opp fra havbunnen. Det stilles ingen krav til vekt eller geometri, annet enn at trinsehjulet skal kunne rotere fritt på braketten. Dermed kan braketten utformes som en enkel og kraftig konstruksjon. Den ene enden av braketten designes for å innfestetes til havbunnen, f.eks. til en moring eller betongkloss, mens den andre enden designes for å holde trinsehjulet.

Rustfritt stål er et vanlig materialvalg i marinkonstruksjoner. Spesielt typen marine-grade rustfritt stål som 316 eller 316 L, er kjent for utmerket korrosjonsbestandighet. Den høyere korrosjonsbestandigheten kommer av en høyere prosentandel av molyben og krom. Rustfritt stål er tungt og vil derfor gi et høyt treghetsmoment. Om et lavere treghetsmoment er kritisk og man er villig til å akseptere høyere kostander, er titan et godt alternativ.

Trinshjulet designes ikke i rustfritt stål, da det oppstår stor slitasje på vaieren. Braketten kommer derimot ikke i kontakt med vaieren. Braketten kan dermed bli laget av rustfritt stål. Dette vil sikre at braketten tåler de krevende forholdene på havbunnen, og motstår korrosjon over tid.

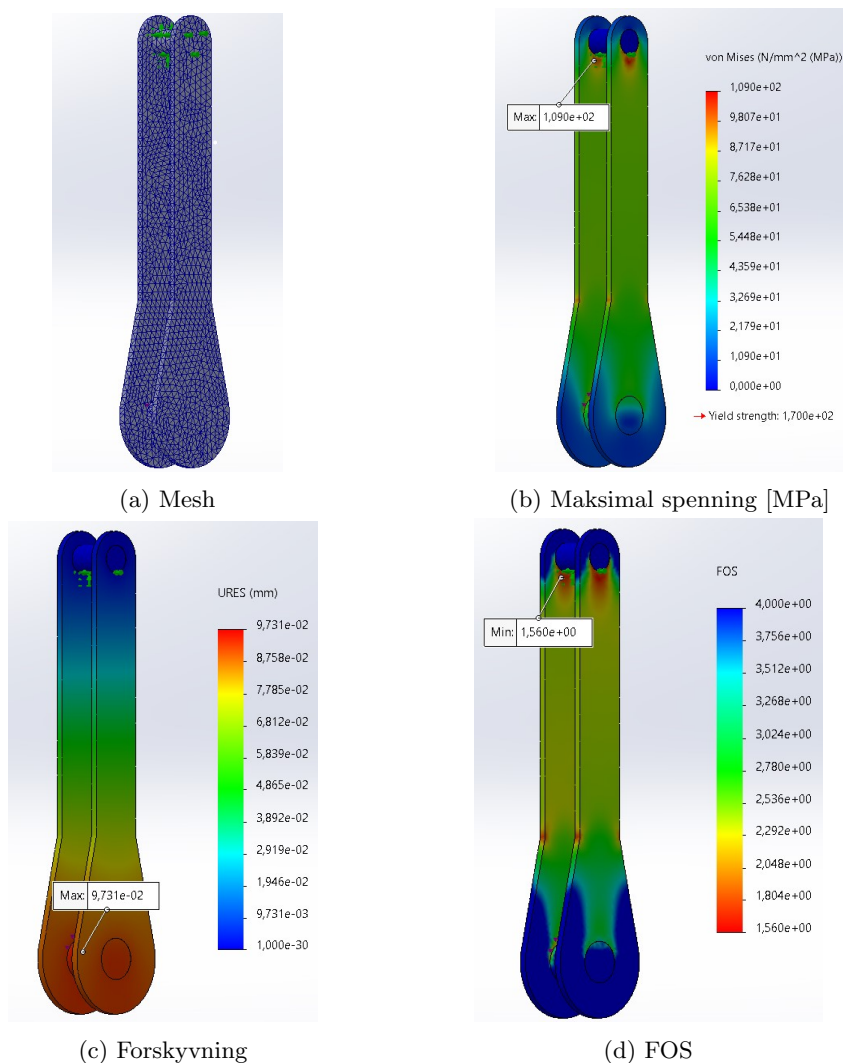
En annen viktig faktor å vurdere brakettdesignet er monteringsprosessen. Siden braketten skal festes til en betongblokk på havbunnen, vil det være gunstig at monteringsprosessen er enkel og pålitelig. Arbeid som gjøres ved havbunnen er komplisert og ønskes redusert til et minimum. Det vil være enn stor fordel at monteringen av trinsehjulet til brakett kan gjennomføres på land. For å forhindre at trinsehjulet legger seg ned ved slak vaier kan en fjær benyttes til oppspenning. Fjæren vil festes mellom halsen på braketten og betongblokken på havbunnen.

Oppsummert, vil braketten være en enkel og kraftig konstruksjon som vil sikre at trinsehjulet kan rotere fritt og holdes på plass på havbunnen. Braketten vil være laget av rustfritt stål for å sikre at den tåler forholdene på havbunnen, og motstår korrosjon. I tillegg vil monteringsprosessen være enkel.



Figur 28: Brakett 1.0

Static Study Brakett 1.0



Figur 29: Static study - Brakett 1.0

Parameter	Resultat
Max spenning	109,0 MPa
Max forskyvning	0,1 mm
FOS	1,56

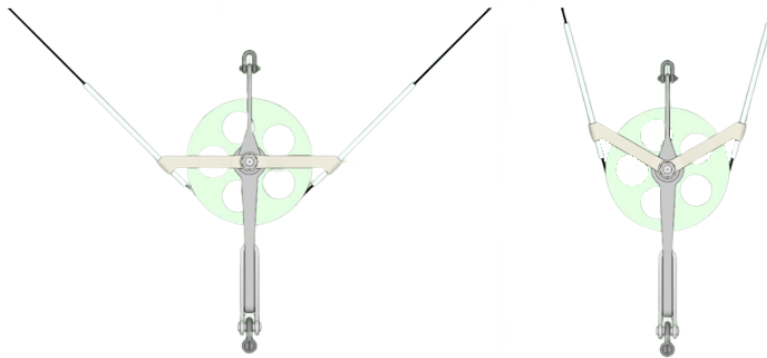
Tabell 14: Static Study Brakett 1.0

Basert på resultatene fra simuleringen, er maksimal spenning i braketten er 109,0 MPa og den maksimale forskyvningen er 0,1 mm. Laveste faktor of safety (FOS) er på 1,56. Braketten tilfredstiller kravene som er satt, det er derfor ikke nødvendig å optimalisere braketten videre. Resultatene gir trygghet for at braketten er tilstrekkelig dimensjonert og i samsvar med kravene.

4.6 Vaierledere

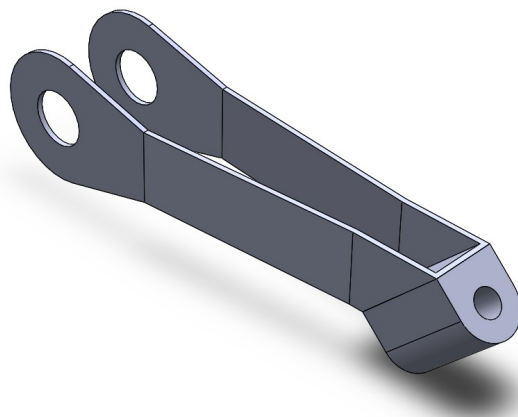
Bruk av vaierledere er en vanlig praksis i mange mekaniske systemer. Vaierledere brukes til å guide vaieren inn på sporet i trinsehjulet, som vil ha en positiv effekt på systempåliteligheten. Ved å sørge for at vaieren alltid treffer sporet vil det oppstå mindre slitasjen på både vaieren og trinsehjulet. I tillegg vil levetiden øke.

Vaierlederen er konstruert med en frihetsgrad som tillater rotasjon rundt trinsehjulet. Dette muliggjør at vaierlederne kan veilede vaieren inn i sporet på trinsehjulet, uavhengig av vaierens angrepsvinkel. Dette konseptet blir tydelig demonstrert i figur 30. Vaierlederne er utstyrt med plastrør som vaieren løper gjennom, slik at direkte kontakt mellom vaieren og vaierlederen unngås. Plastmaterialet i rørene har en lavere styrke enn vaieren, og derfor vil slitasje kun påvirke plasten. Disse plastrørene er rimelige og kan enkelt erstattes ved høy slitasje. Dette er av stor betydning i et dynamisk trinsesystem der pålitelig og langvarig funksjonalitet er avgjørende.



Figur 30: Vaierledere

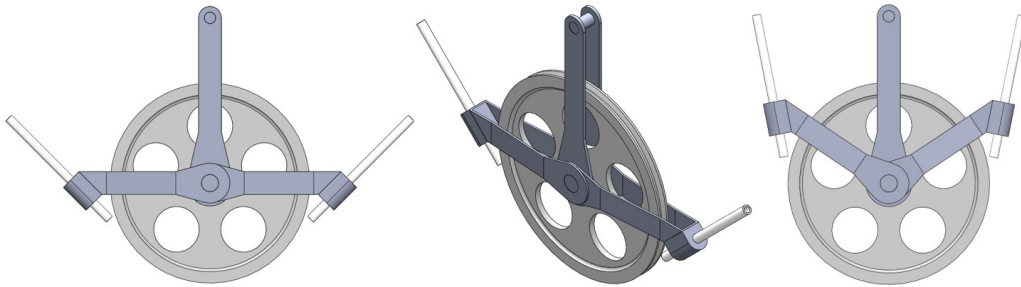
Det stilles ingen krav til styrke på vaierlederne. Det eneste kravet som stilles er nøyaktig utforming slik at de faktisk leder vaieren rett inn på trinsesporet. Unøyaktig utforming vil føre til at vaieren slites raskere enn den ellers ville gjort uten vaierlederne. Dette skyldes at vaieren ikke beveger seg jevnt langs sporet, men i stedet glir skjevt mot vaierlederne, som kan skape ekstra friksjon og slitasje på vaieren. Det gir også økt risiko for at vaieren hopper av sporet, spesielt hvis vaierlederne fører vaieren til kanten av sporet.



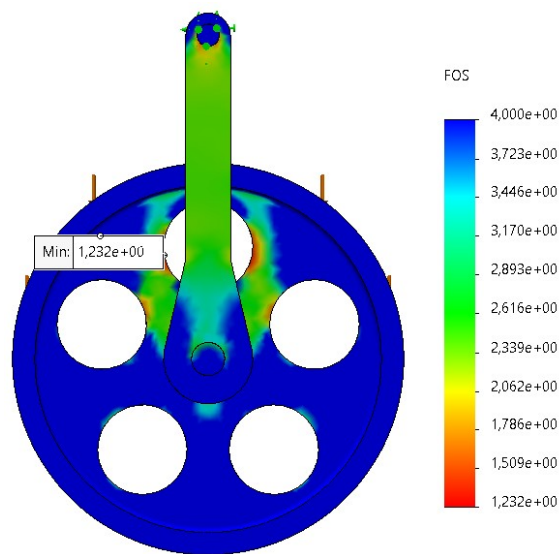
Figur 31: Vaierledere CAD

4.7 Sammenstilling

Det ferdige, sammensatte designet er illustrert i figur 32. Det er lagt på plastrør for å hindre kontakten mellom vaierne og stålet.



Figur 32: Undervannstrinse



Figur 33: FOS sammenstilling

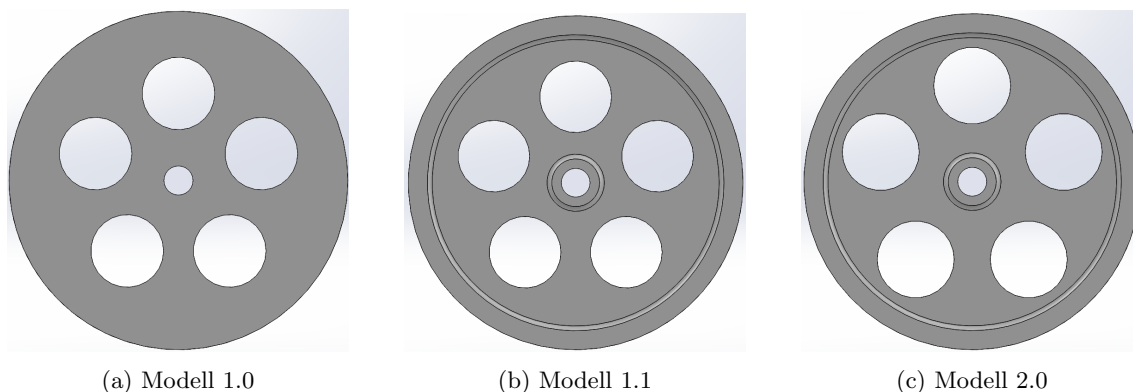
4.8 Diskusjon

Simulering

FOS-analysen av designet viser at undervannstrinsene tåler de forventede belastningene. Om sikkerhetsfaktoren på 1,2 er tilstrekkelig, vil først kunne konkluderes etter fysiske tester av undervannstrinsen blir gjennomført. Det er viktig å bemerke at resultatene fra simuleringen bare gir en teoretisk prediksjon av hvordan undervannstrinsen vil oppføre seg under disse spesielle testforholdene. Det er mulig at det vil oppstå faktorer som påvirker ytelse i praksis, som simuleringen ikke tar hensyn til. Det er derfor nødvendig å utføre flere tester under ulike forhold for å være sikker på at trinsen vil oppføre seg pålitelig og sikkert i sjøen. Testing av undervannstrinsene i sjøen vil gi de beste resultatene for hvordan sjøens destruktive kraft faktisk påvirker trinsene. Dette vil komme senere i utviklingsløpet. Det kan da også tas hensyn til risikoen for utmattingsprekker som kan oppstå i trinsen under normale driftsforhold. For å gjøre dette må det gjøres grundige målinger av bølgene der Hydra WEC skal monteres.

Trehetsmoment

Trehetsmomentet til trinsehjulet påvirkes av tre faktorer; rotasjonsakse, geometri, og masse. Siden trinsehjulene er opplagret i braketter vil ikke rotasjonsaksen endre seg. Det eneste som kan endres på er geometri og vekt. Ut i fra resultatene vil trinsehjulet veie litt under 1200 gram, med et trehetsmoment på $2,15\text{Nm}^2$. Dette er så lavt som det ble mulig å oppnå med FOS over 1,2. Kraftomformerer er hovedkilden til trehetsmoment i systemet, men det å redusere trehetsmoment i trinsehjulet er likevel av betydning. Et lavt trehetsmoment vil forhindre at flottøren blir hengene etter bølgene å skape unødvendige belastninger på systemet.



Figur 34: Modeller trinsehjul

Vedlikehold

Undervannstrinser er designet med tanke på minimalt vedlikehold. Trinsehjulet er den eneste komponenten som byttes ut etter en viss periode. Imidlertid kan det oppstå behov for jevnlig fjerning av rur, skjell og tang fra trinsene. Det kan derfor være hensiktsmessig å gjennomføre overflatebehandlinger på undervannstrinsene for å forhindre at rur, skjell, og alger fester seg til kritiske komponenter, for eksempel i munningen på vaierlederne. Vedlikeholdshyppighet på dette kan først bestemmes etter fysiske tester av undervannstrinsen.

For å forenkle installasjonsprosessen kan undervannstrinsene settes sammen over vann før de sjakles med en fjær til betongfestene under vann. Det er viktig å merke seg at arbeid under vann er komplisert på grunn av begrenset tilgang og høye kostnader. Inspeksjons- og vedlikeholdsprotokoll vil opprettes etter trinsen har vært i drift, for å sikre at potensielle driftstans eller havarier kan unngås.

4.9 Konkulsjon

Oppsummert har utviklingen av undervannstrinsene vist seg å være en vellykket prosess med gode resultater. Det redegjøres utelukkende for tekniske faktorer som spenninger og deformasjon. I havet og på havbunnen vil det finnes problemstillinger basert på fauna, som fisk, marin vegetasjon, og rur. Det tas ikke noe inngående hensyn til disse i denne rapporten, da det er utenfor det maskintekniske omfanget av utviklingsprosessen.

For å danne grunnlag til produksjonsprosessen er det gjennomgått nøye planlegging, materialvalg, og dimensjonsvalg. Trinsene er funksjonelle i henhold til statiske belastninger som er forventet. For å komme til denne konklusjonen er det benyttet moderne verktøy i form av SolidWorks. Det er likevel nødvendig å gjennomføre prototypetesting. Studiene utført tar bare i betraktning statiske belastninger. Når en prototype skal settes i havet, vil det oppstå dynamiske laster. Undervannsstrømmer, varmeutvikling, korrosjon, og en rekke andre faktorer vil bidra til et komplekst miljø som ikke kan simuleres. Testing av en prototype i det faktiske miljøet er kritisk for å kunne bekrefte at undervannstrinsene er egnede.

Maskintegninger til alle komponenter er vedlagt.

5 Hydraulisk system

5.1 Hydrakraft test modell

Hydrakraft utarbeidet et systemforslag i 2012, som ligger til grunn for dagens prototype Hydra WEC-mini, produsert av Tronrud Engineering. Denne enheten er enklere enn den som ble diskutert tidligere i oppgaven. Prototypen har kun én pumpe som utfører jobben som både PTO- og INN-pumpen. Dette er mulig grunnet en frihjulskobling som er tilknyttet en belteoppgiring. Når vaieren spoles ut fra trommelen, gires rotasjonen i driftakslingen opp, både av planetgiret og belteoppgringen, inn til det hydrauliske systemet. Når vaieren trekkes tilbake på trommelen, er det kun planetgiret som girer ned. Dette gjør at pumpen trenger færre rotasjoner for å rotere trommelen tilbake til samme posisjon. Overskuddet av olje går dermed enten til å fylle akkumulatoren, eller til en turbin. Turbinen er ikke tilkoblet en elektrisk krets og den har heller ingen annen essensiell funksjon, annet enn at den fungerer som en illustrering av energien konvertert i systemet. Den målte virkningsgraden til prototypen ved turbinen vil ikke representere den faktiske virkningsgraden som kan oppnås i systemet. Den virkningsgraden kan beregnes ved målinger av ”flow” og trykk.

Hydra WEC-mini er også installert med en ventil som kontrollerer den hydrauliske ”flowen”. Denne ventilen benevnes videre som ventil 11a. Når 11a er lukket går energien fra pumpen med til å fylle akkumulatoren. Når 11a åpnes tømmes akkumulatoren etterhvert som systemtrykket letter, og oljen kan flyte gjennom turbinen, og tilbake til hydraulikk tanken.

Hensikten med å frakte Hydra WEC-mini opp til Trondheim er å gjennomføre testing i den hensikt å samle inn mer data. Målet er å få en detaljert oversikt over både positive og negative sider ved prototypen, for å kunne identifisere områder med forbedringspotensiale, og optimalisere designet videre. For å kunne sammenligne data fra tidligere tester gjennomført i 2012, er det nødvendig å utføre grundig og omfattende testing med mer vekt og høyere rpm-verdier i systemet. Analysering og testing av kraftomformerens virkningsgrad vil også sørge for tredjepartsverifisering av teknologisk konsept.

5.2 Lekkasetesting

Lekkasjer er en faktor som påvirker virkningsgraden til systemet. Det er to typer lekkasjer som er relevant når man ser på et hydraulikk systemet. Den første er lekkasjer som resulterer i at olje forlater systemet gjennom slanger og koblinger slik at det må tilføres ny olje. For eksempel pakninger i slangetilkoblingene som står feil eller er defekte, eller at koblingene er løse.

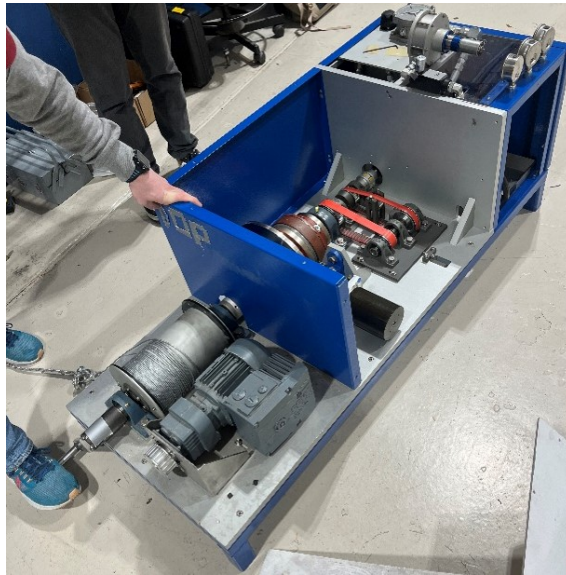
Den andre formen for lekkasjer skjer innad i systemet når trykksatt olje lekker tilbake i reservoaret. Dette finner vi for eksempel i enveisventiler som ikke er helt tette, slik at oljen siver tilbake. Man finner det også i tetninger til pumpen, som fører til at væsken lekker ut av pumpen i stedet for å bli presset gjennom systemet. Disse lekkasjene resulterer ikke i oljetap, men i trykktap.

Effekten til systemet defineres av formelen $\text{flow} \cdot \text{trykk}$, som vil si at alt trykktap resulterer direkte til effekttap. I tillegg til effekten er det nyttig for Hydrakraft å få innblikk i hvor stort trykktapet er i systemet. Dette for å sikre at innspolingskraften er høy nok til å holde vaieren stram i perioder med mindre bølger.

Etter modifikasjonen ligner det hydrauliske systemet mer på det som ville vært aktuelt for den nye prototypen. Dette gir muligheten til å gjøre tester på det fremtidige systemet og kartlegge hvilke forbedringer som bør gjøres for den nye prototypen.

Får å kartlegge lekkasjen i systemet ble det gjennomført simple tester som måler trykktapet over et intervall.

5.3 Metode



Figur 35: Trykksetting

Systemet ble trykksatt ved hjelp av håndsveiven tilkoblet vinsjetrommelen. Ved å tråkke på sveiven gjentatte ganger ble trykket hevet til 150bar.



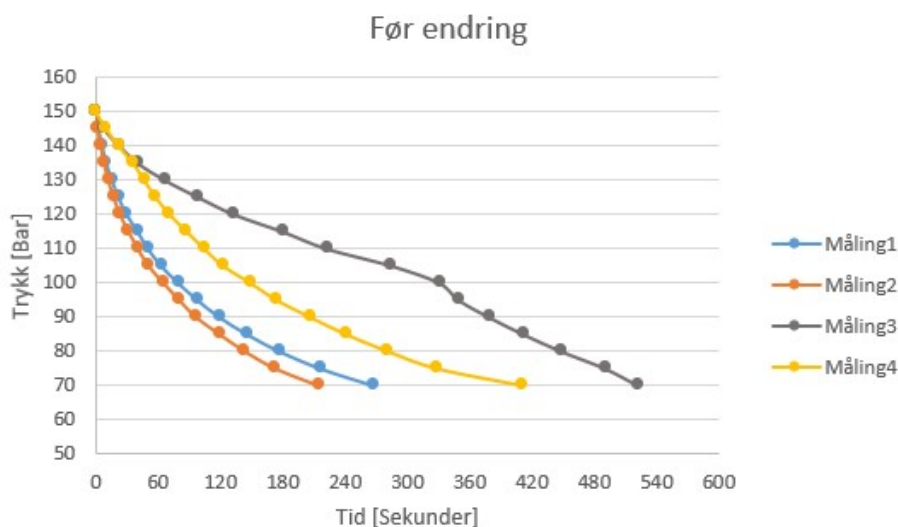
Figur 36: Barometer

Når trykket nådde 150 bar, ble sveiven holdt i ro for å ikke påvirke systemet. En stoppeklokke ble brukt til å måle tidsintervaller mellom hver 5. bar trykket falt. Trykket ble avlest fra et barometer tilkoblet det hydrauliske systemet.

Disse målingene ble gjentatt helt til trykket falt til 70bar. Målingen ble gjentatt 4 ganger. Testene blir gjentatt etter gjennomføringen av en modifikasjon av det hydrauliske systemet.

5.4 Resultater før modifikasjon

Grafene viser trykktapet i systemet som en funksjon mellom trykk og tid. Figur 37 viser resultatet av lekkasjetesten før endringen i det hydrauliske systemet.



Figur 37: Før endring

	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Gjennomsnitt	Standardavvik
Total tid [sek]	267,9	214,7	522,8	411,1	354,1	139,7

Tabell 15: Resultater før endring

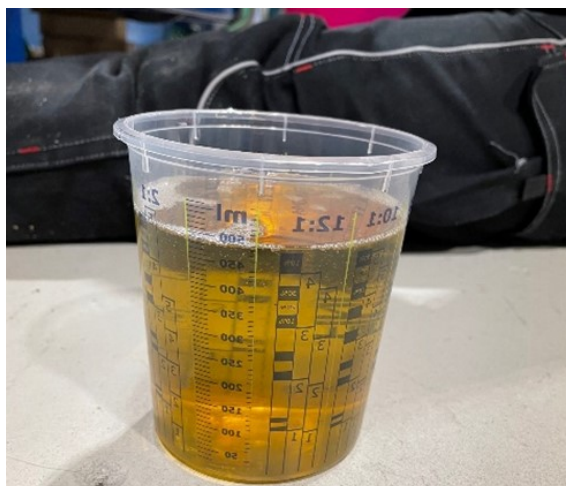
5.5 Hydraulikkmodifikasjon

Før demontering gjøres systemet trykkløst ved å åpne ventil 11a. Slangere og alle overflater rengjøres for å minimere risiko for forurensning når systemet skal åpnes. Deretter tømmes systemet for olje. For å tømme oljereservoaret velges en vilkårlig slange som tappeslange. For enkelhets skyld velges en eksponert, lavtliggende slange. I dette tilfellet velges utløpsslangen fra trykkventil 11a. Med åpen trykkventil aktiveres systemet ved hjelp av håndsviv eller vaierutspoling, og oljen samles opp og lagres i en rengjort egnet beholder. Det vil være oljeresidualer i samtlige slanger og ledd, ettersom Parker Hannifin F11-5 ikke kan driftes uten oljegang.

Hele det hydrauliske oppsettet demonteres, med unntak av tanken, som er fastmontert i rammen. Slangere, blokker, overganger, og ledd løsnes, tømmes for gjenværende olje, og legges i merkede oppbevaringsposer, som er frie for forurensning og smuss. Dette for å holde systemet rent og fritt for potensielt skadelige partikler og rusk. Mye av hydraulikksystemet vil lagres, slik at alt kan monteres på nytt ved et senere tidspunkt.

Samtidig som oppsettet demonteres blir det gjennomført en funksjonstest av pumpen. Dette er for å være sikker på at deplasementet til pumpen er riktig og at oljestrømmen ut av pumpen fungerer som den skal. Parker F11 pumper skal driftes minst én gang hver sjettemåned for å sikre funksjonalitet og unngå at pakningene morkner. Denne pumpen har stått stille på et lager i 10 år uten drift, og det er desto viktigere å gjennomføre en funksjonstest for å se om den yter etter spesifikasjonene. Parker F11 har en oppgitt pumpestrøm på 4,9 ml per omdreining, ut i fra spesifikasjonene. Siden det er en stempelpumpe, skal én omdreining gi nøyaktig 4,9 ml olje, uansett hastighet på pumpen. Slangen som går direkte ut fra pumpen (markert lyseblå i 39b) ble benyttet og ledet til et litermål. Sveiven ble rotert 7,5 runder, som resulterer i at pumpeakslingen ble rotert 101,7 runder. Med et deplasement på 4,9 ml/omdr, skal det pumpes 498 ml olje ut fra pumpen.

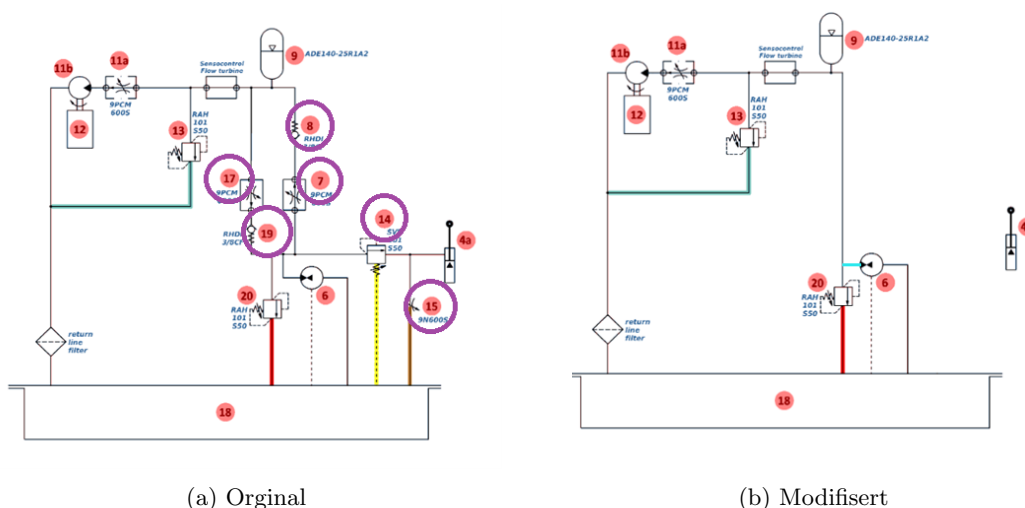
Som vist i figur 38, ble det pumpet ca 500 ml. Det er dermed mulig å anta at pumpen ikke er defekt og at den har et deplasement på 4,9 ml/omdr.



Figur 38: Funksjonstest pumpe

Modifikasjonen av systemet baserer seg på å fjerne all OBM-relatert hydraulikk. De mest omfattende delene av systemet går med til å styre bremsemekanismen, vist i figur 39a som komponent 4a. Man kan tydelig se at systemet gjøres mindre komplisert av at mekanismen kobles ut. I fremtidige iterasjoner skal denne ikke drives hydraulisk, men heller eksternt, styrt av en elektrisk RPM-sensor på akslingen.

Hensikten er å få et enklere oppsett, samt å undersøke hvilken potensiell innvirkning det har på kraftomformerens virkningsgrad. Komponentene som fjernes fra systemet med hensyn på dette er 7, 8, 14, 15, 17, og 19 (markert), med alle tilhørende slanger. Gjenværende slanger og komponenter monteres tilbake på plass, i henhold til systemoppsett 2 39a.



Figur 39: Hydraulikk oppsett (Straume 2012)

Når monteringen er komplett gjennomføres kontroll før bruk, grunnleggende funksjonstesting av kraftomformerens, som følges opp ved visuell og teknisk inspeksjon. Kontroll før bruk består i å gå over hvert feste og hver leddovergang med momentnøkkel med avlesningsdisplay, for å måle at alle overganger er innspent i henhold til spesifikasjon. Det verifiseres at ingen instrumenter indikerer trykkfall eller unormale måleverdier. Oljen fylles tilbake i reservoaret ved hjelp av en trakt, åpningen til reservoaret har et innebygd filter som hindrer eventuell forurensning som kan

ha oppstått underveis i å komme inn i systemet. Deretter pumpes oljen tilbake i systemet ved hjelp av håndsveiven. Hydraulikksystemet sjekkes ved fysisk inspeksjon for oljelekkasjer, slanger eller overganger i spenn, og lignende.



(a) System før modifikasjon

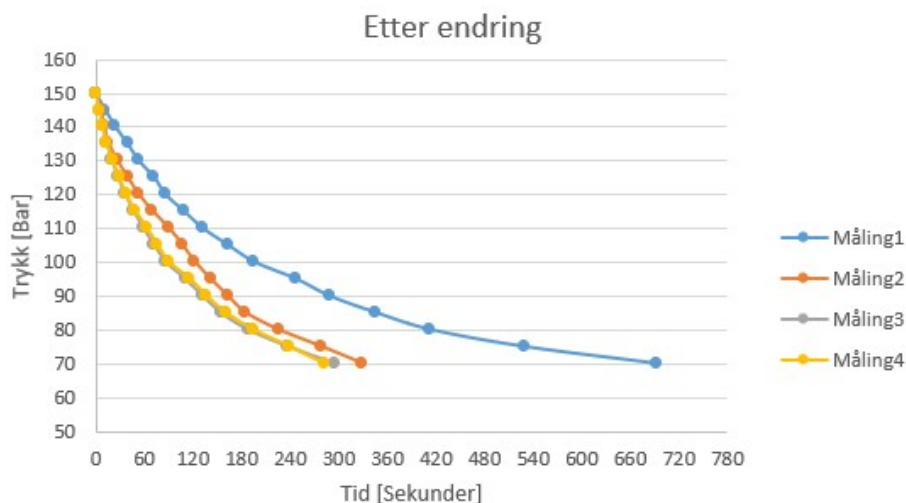


(b) System etter modifikasjon

Figur 40: Hydraulisk system

5.6 Resultater etter modifikasjon

Som nevnt skal det gjennomføres samme lekkasjetesting av systemet etter hydraulikkmodifikasjonen. Lekkasjetesten ble gjennomført i henhold til samme prosedyre som før modifikasjonen. Resultatene etter modifikasjonene vises i figur 41. Resultatene fra begge testene illustreres samlet i figur 42.

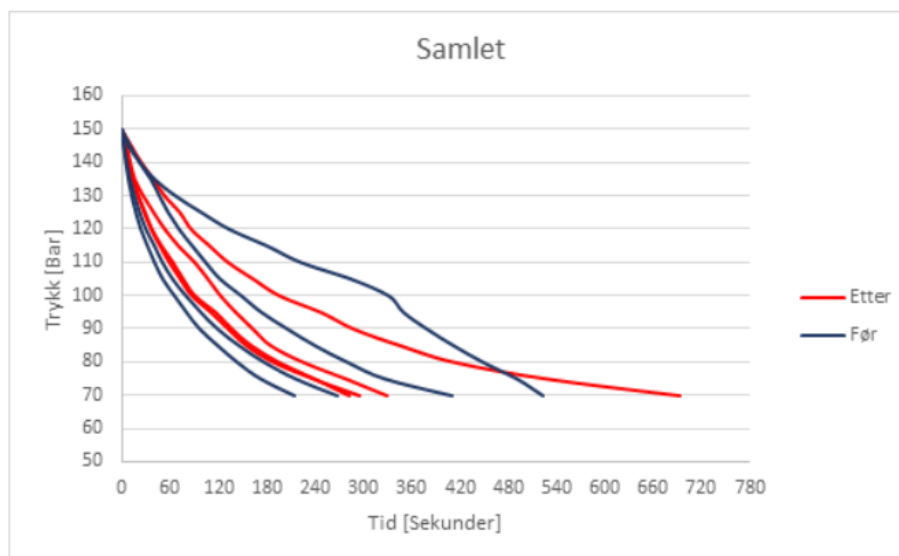


Figur 41: Etter endring

	Måling 1	Måling 2	Måling 3	Måling 4	Gjennomsnitt	Standardavvik
Total Tid [s]	693,5	330,1	294,8	282,2	400,1	196,6

Tabell 16: Resultater etter endring

Samlede resultater



Figur 42: Samlet

	Høyeste måling Måling 1, Test 2	Laveste måling Måling 2, Test 1	Gjennomsnitt	Standardavvik
Total Tid [sek]	693,5	214,7	377,1	159,8

Tabell 17: Resultater samlet

5.7 Feilkilder

Etter gjennomføring av andre runde lekkasjetester (etter modifikasjon) ble det observert oljlekkasje under akkumulatoren. Lekkasjen var ikke mulig å observere under testgjennomføringen, grunnet et beskyttende deksel rundt det hydrauliske systemet. Lekkasjen var på omtrentlig 0,5 dl. Det er ikke mulig å si hvilken av testene lekkasjen oppsto, dermed antas det at alle testene i runde 2 hadde en lekkasje. Om det var residualolje fanget i en overgang under montering, eller mindre sannsynlig, en punktering, er ikke fastslått. Dette gjør at testresultatene fra andre testrunde ikke kan verifiseres med absolutt sikkerhet. Om noe, så ville de trolig vært marginalt høyere enn de faktisk registrerte verdiene, dersom dette i verste fall var en punktering.

I etterkant av gjennomført testing ble det tatt i bruk en Parker ServiceMaster som gir digitale sensoravlesninger, istedenfor det mekaniske barometeret. Måleapparatet var ikke tilgjengelig under testgjennomføringen, grunnet manglende programvare. De digitale trykkmålingene avviker fra de mekaniske målingene, og ligger et sted mellom 1-3 bar under verdiene som kan leses av på barometerklokken. Parker ServiceMaster gjennomfører målingsserier med inkremitter på så lite som 0,008 sekunder, avhengig av ønsket måledata. Trykket som vises på displayet endres annethvert sekund som gjør at det skal være avvik fra den analoge målingen, som er umiddelbar. Det er ikke enkelt å si om hvilke målinger som gir det beste resultatet av trykket i systemet, antagelig ligger det et sted mellom de mekaniske og de digitale målingene.

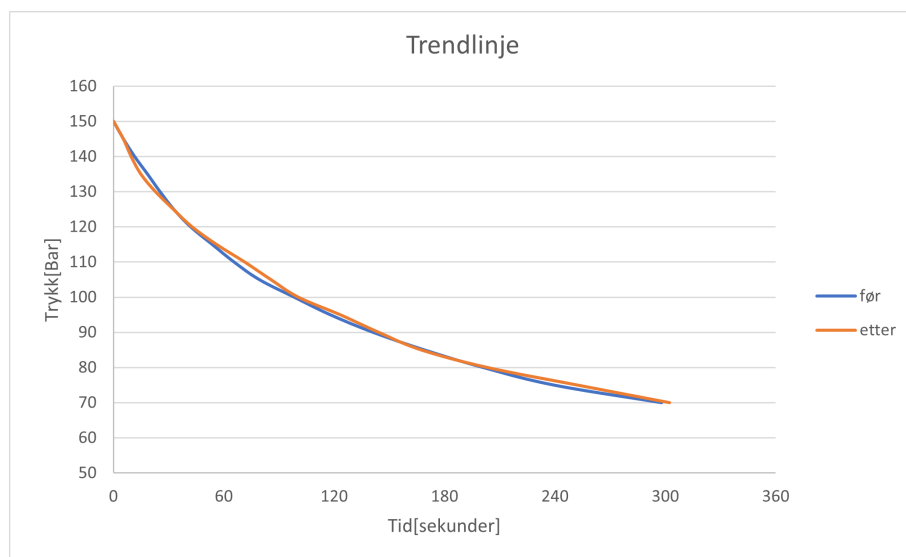
Under testene kunne det høres en sivende lyd som minnet om lyden av luftlekkasje fra et bildekk. Grunnet sikkerhetsdekslet rundt hydraulikksystemet var det vanskelig å lokalisere nøyaktig hvor lyden kom fra. Lydnivået kunne justeres ved å gjøre små posisjonsendringer av hånd sveiven. Dette indikerer at lyden kommer fra pumpen. Lyden kunne høres i begge testseriene, altså både før og etter hydraulikkmodifikasjonen, som tyder på at lekkasjen kom fra en del som ikke ble utskiftet. Observasjonene peker mot at det er pumpen som var hovedårsaken til denne lekkasjelyden. Pumpen i prototypen er ikke blitt brukt på over 10 år da den har stått lagret hos Tronrud Engineering.

Fra produsenten sin side anbefales det at pumpen driftes hver 6. måned. Dette kunne ikke testes da det ikke var en reservepumpe tilgjengelig under testingen. Pumpen er oppgitt med en liten lekkasje. Om denne lekkasjenlyden tilsvarer den oppgitte lekkasjen, eller om den overstiger denne verdien, er ukjent. Det antas at lekkasjen overstiger den oppgitte lekkasjen fra produsenten.

5.8 Diskusjon

Under målingene av trykkfall registreres det stor variasjon i tiden det tar for trykket å falle, fra test til test. Årsaken for dette er ikke helt sikker. Den foreløpige hypotesen er at posisjonen pumpen stoppes i er avgjørende for hvor fort trykket faller. Under modifikasjonen ble det fjernet ventiler som fra produsenten er oppgitt med en lekkasje. Det kunne forventes at trykktapet skulle reduseres, på bakgrunn av dette. Endringen i trykktap grunnet disse ventilene kunne dog ikke observeres i testene.

Begge datasettene inneholder to tydelige uteliggere. I kalkulasjonen av trendlinjer for måleserien er alle enkeltmålinger som avviker mer enn ett standardavvik fra gjennomsnittet blitt ekskludert i trendlinjen. Dette har blitt gjort da disse målingen avviker for stort fra de andre målingene. Ideelt sett burde målingen hatt et mye mindre standardavvik, da det ikke ble gjort endringer på systemet mellom hver måling. Spesielt måling 3, serie 1, da denne ikke følger samme kurven som de andre målingene, i tillegg til å være mye lengre. Måling 1, serie 2, som er over er dobbelt så høy som neste verdi i serien. Grunnen for at disse målingen avviker så stort fra normalen er ikke fastsatt. Noe varians stammer trolig fra analog avlesning. Basert på trendlinjen vises det at de hydrauliske modifikasjonene hadde ingen betydning for lekkasjen i systemet.



Figur 43: Trendlinjer

Trendlinjen illustrerer at de hydrauliske modifikasjonene ikke hadde synlig betydning for lekkasjen i systemet.

Testingen viser ingen endring i lekkasjer innad i systemet. Dette var ikke det forventede resultatet for testene. Testene tyder på at lekkasjen oppstår i pumpen i systemet. For å forhindre trykktapet over tid kunne det blitt implementert enveisventiler, for å forhindre tilbakeflyt i pumpen. Dette vil være mulig å montere inn på PTO-pumpen i systemet da denne pumpen kun brukes som en pumpe. På innstrammingspumpen vil dette derimot ikke være en mulighet, da pumpen også benyttes som motor for å holde vieren stram. Denne er dermed avhengig av at hydraulikkoljen kan flyte begge veier gjennom pumpen.

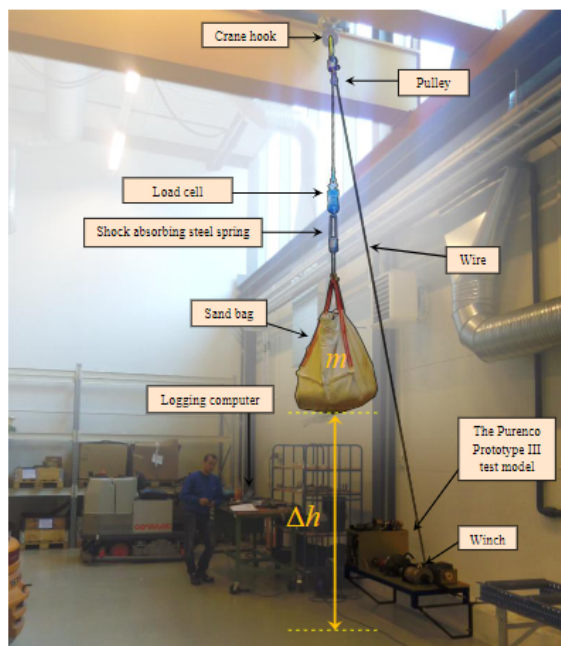
Det kunne observeres visuelt en endring i flyten gjennom turbinen i systemet etter modifikasjonen. Denne endringen kan ikke verifiseres, siden det ikke finnes en måleserie av "flowen" fra før modifikasjon.

Det at "flowen" fremstår som bedre gir mening da, antallet krysningspunkter og hjørnekoplinger i hydraulikksystemet er redusert. Med krysningspunkt menes antallet punkter hvor flere enn to ledninger møtes. I disse punktene oppstår det turbulent oljeflyt som sinker hastigheten til oljen.

Basert på ovennevnte observasjoner under testarbeidet vil det være helt avgjørende å ha en kompressor tilkoblet det hydrauliske systemet på Hydra WEC, slik at enheten ville være funksjonell etter perioder med mindre bølger.

6 Testing av systemets virkningsgrad

Fra 29. mai til 7. juni i 2012 ble det utført en rekke tester hos Tronrud Engineering for å fastslå virkningsgraden til Hydra-WEC Mini. Purenco (nå Hydrakraft) gjennomførte en rekke slipp-tester som skulle etterligne bølgebelastninger. Oppsettet som ble brukt, vises i figuren under. Testene ble utført ved at vaieren festet i trommelen på enheten, strekker seg rundt en trinse som er opplagret i en bjelken over. Deretter går vaieren fra trinsen ned til vekten. På denne måten kan man gjenskape belastningen fra en bølge, hvor man kan regne ut potensiell energi ved å multiplisere høyden, vekten og tyngdeakselerasjonen. Mellom vaieren og vekten er det satt inn en støtdemper/"sjokkabsorber" som demper eventuelle støt eller dynamiske laster som oppstår under prosessen. Dette reduserer belastningen på vaieren og andre deler av systemet da man unngår direkte rykk og støt i vaieren.



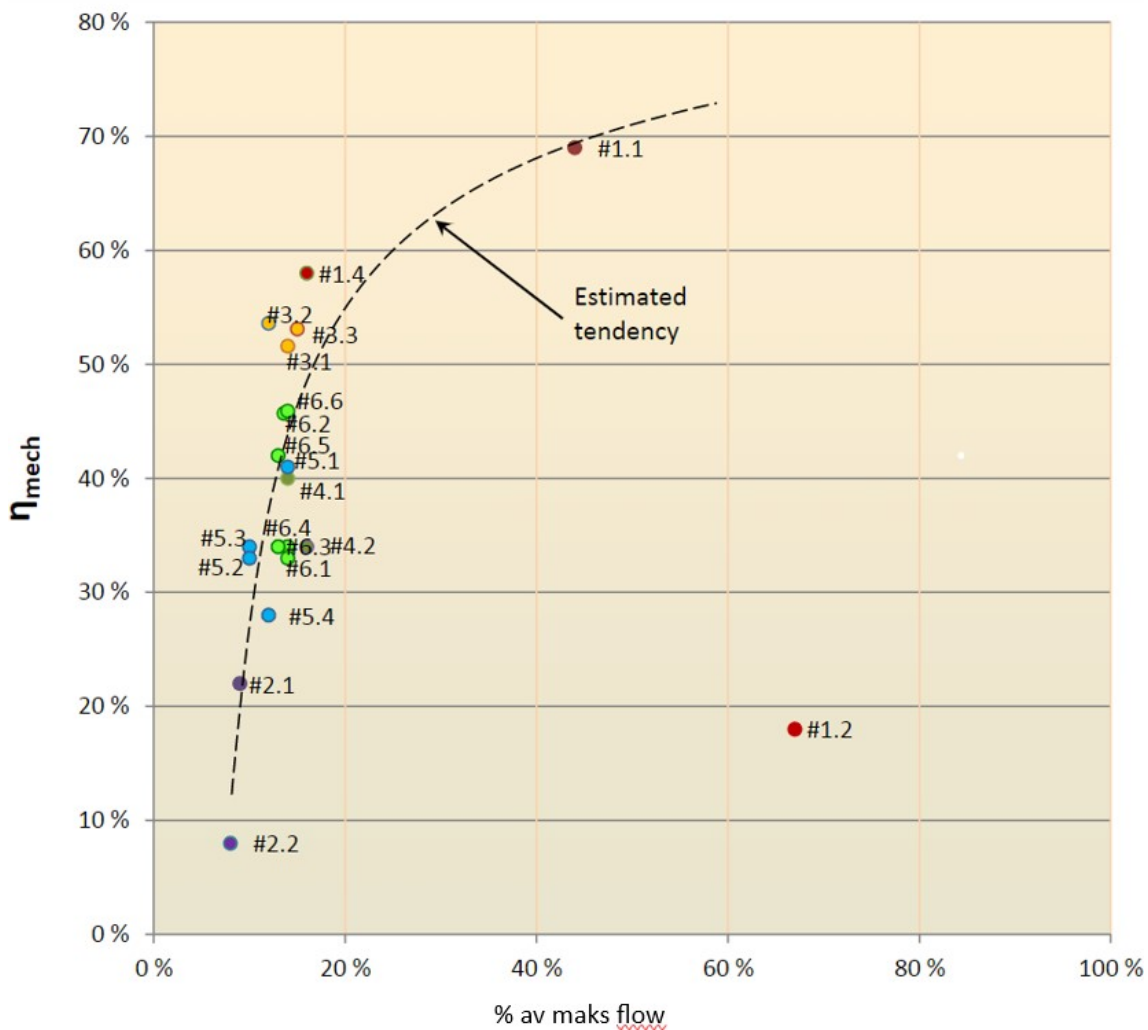
Figur 44: Purenco testoppsett (Straume 2012)

Testene som ble gjort våren 2012 involverte måling av hydraulisk trykk og strømning i systemet. Målingene ble gjennomført med tidsinkrement på 0,016 sekund. Den øyeblikkelige produserte effekten ble beregnet ved å multiplisere hydraulisk trykk og strømning. Deretter ble hydraulisk energi (joule) beregnet ved å multiplisere den gjennomsnittlige effekten med tidsinkrementet. Energiinngangen fra vekten ble beregnet ved massen, tyngdekraften og høydeforskjellen. Målingene og beregningene ble gjort ved hjelp av et Parker ServiceMaster måleinstrument koblet til en bærbar datamaskin som logget dataene. Hydrakraft oppsummerte resultatene fra testene slik:

“The test series indicate that the Purenco Wave Energy Converter test model achieves a mechanical efficiency rate, near 45%, in operating conditions where peak pump flow is 15% of max self-priming pump flow. The pump flow rate is directly proportional with the mechanical speed of the system. The tests show a tendency that greater pump flowrates yields higher mechanical efficiency rates. Thus, increasing the mechanical speed will increase the mechanical efficiency.” (Straume 2012)

Det ble konkludert at Hydra WEC-mini oppnådde en gjennomsnittlig virkningsgrad på nesten 45%. Utifra virkningsgraden plottet mot maksimal SPS, som vist i figur 45, ble det konkludert at virkningsgraden vil øke ved høyere ”flowrates” fra pumpen. Problemstillingen for oppgaven omhandler å bekrefte eller motbevise denne hypotesen, og hvordan. Dette kan gjøres ved å utvikle en testrigg som fysisk kan aktuere en høyere hydraulisk fart i systemet, gjennom foregående eksternt- og internmekanisk delsystem.

Virkningsgrads fra testing i 2012



Figur 45: Resultater fra testing i 2012 (Straume 2012)

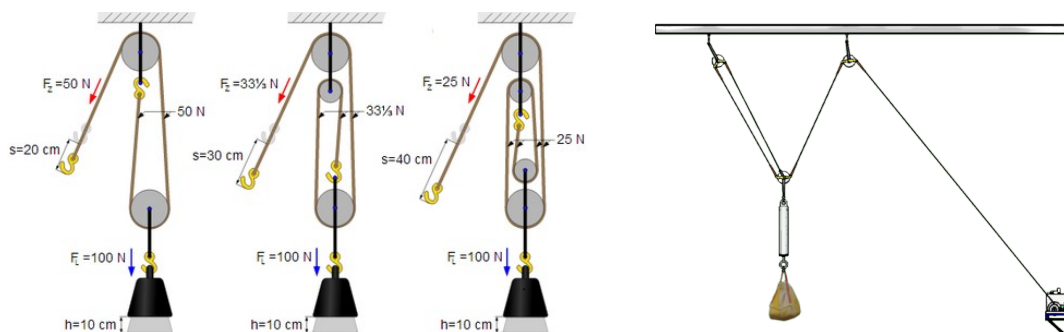
6.1 Testoppsett

For å oppnå høyere hastighet i systemet, ble det vurdert 3 ulike testprinsipper.

- Første alternativ: Å beholde oppsettet benyttet i 2012, men øke vekten.
- Andre alternativ: Mekanisk oppgiring av hastighet gjennom taljespill
- Tredje alternativ: Kombinasjon av første og andre

Ved å øke vekten på testoppsettet fra 2012 vil det bli en utfordring å løfte vekten. I 2012 ble håndveiven festet til prototypen benyttet for å løfte vekten. Ved høyere vekt vil dette bli et problem. Dermed er denne løsningen ikke aktuell for videre utredning.

Å benytte et taljespill vil gi en mekanisk oppgiringsfaktor, som tillater et relativt kort slipp får å spole ut mer vaier fra trommelen. Hvor høy denne faktoren er, avhenger av hvordan taljespillet er utformet. Taljesystemene vist i figur 46, ble alle vurdert som aktuelle å bruke i testoppsettet.

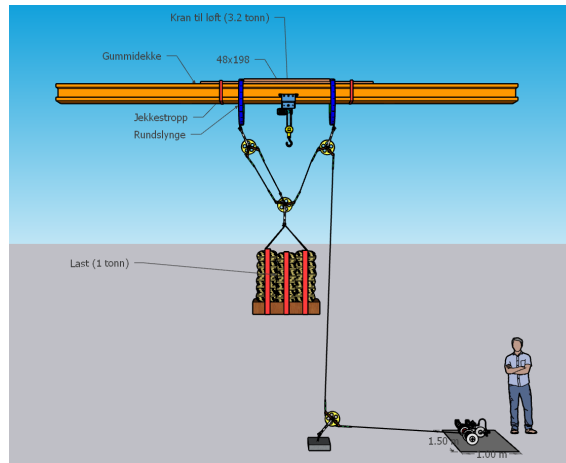


Figur 46: Aktuelle taljesystemer (Tomia 2006)

Oppgiring i systemet kommer av at vaieren må bevege seg lenger på enden festet til vinsjenheten, enn vekten må senkes. Trinsesystem som består av tre trinser, kan monteres så det gir en teoretisk oppgiring på 3. Systemet ville fordelt vekten tre vaiere, som blir dratt ned samtidig. Når alle tre vaierne blir dratt ned en lengde vil det resultere i at utløpsenden av vaieren vil bevege seg tre lengder. Dette gjør det mulig å øke utspolingshastigheten på vinsjtrommelen. Samtidig som hastigheten økes, reduseres kraftpåkjenningen på vinsjenheten, slik at vekten må økes med samme faktor som hastigheten.

Den mekaniske oppgiringen gjør det mulig å løfte betraktelig mer vekt med håndveiven. Mengden vekt som må løftes er for høy til at håndveiven kan anvendes til å heise opp lasten. Det blir derfor nødvendig å finne en løsning for å få løftet vekten opp til den aktuelle sliphøyden.

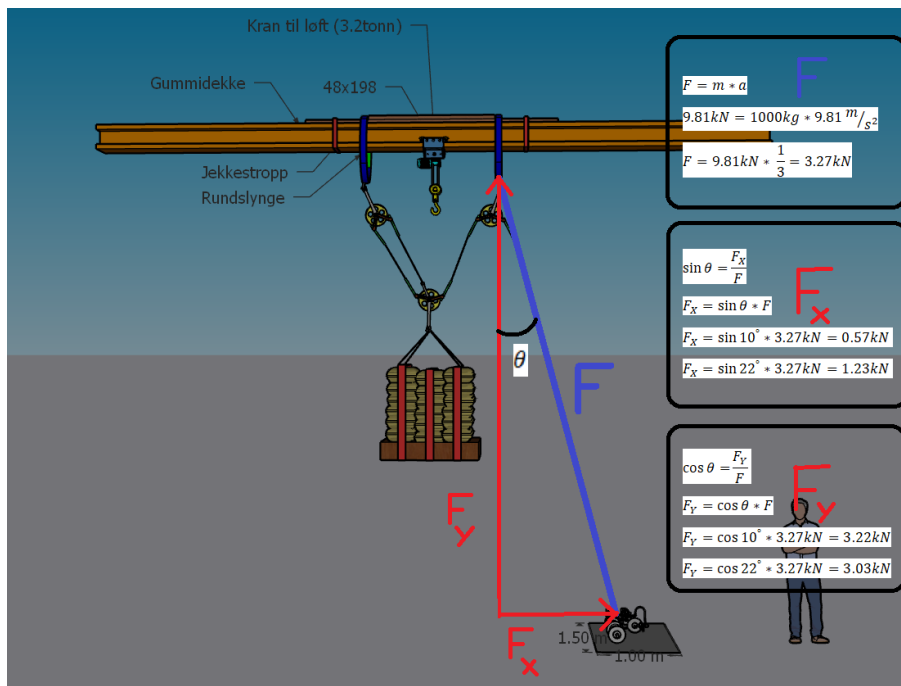
Beste alternativ er å bruke traverskranen ved NTNU Valgrinda for å løfte vekten. Dette er ikke mulig i trinsoppsett hvor vekten befinner seg rett under trinsen, som i testen fra 2012. Dermed er det mest aktuelle alternativet å montere to trinser i bjelken, med traverskranen i mellom, for å hese vekten opp. Første utkast av oppsettet illustreres i figur 47.



Figur 47: Testrigg

For å benytte traverskraven ved NTNU Valgrinda ble det beskrevet krav om å minimere horisontal belastning både på bjelken, og kranen, da disse ikke er konstruert med hensyn på slik belastning. Første utkast inneholder derfor et alternative med en gulvmontert trinse, for å redusere vinkelutslaget, og dermed sideveis belastning på bjelken. Dette ble fort uaktuelt, da det var lite økonomisk, og tidsmessig krevende å feste trinsen til betongdekket på en egnet måte.

Det ble derfor gjort beregninger av et testoppsett som ikke har en gulvmontert trinse, for å se hvor store sideveis kreftene blir. For å oppnå oppgiringsfaktor i nærheten av 3, må trinsene stå vertikalt over hverandre, slik som vist på figur 46 . I testoppsettet ender trinsene opp med vinkel i mellom seg. Denne vinkelen endrer seg underveis i slippet. Dette fører til en noe lavere oppgiring, men gitt det marginale avviket vil denne beregningen ikke ta hensyn til denne vinkelen. Det regnes derfor videre med nøyaktig 3 i oppgiring.



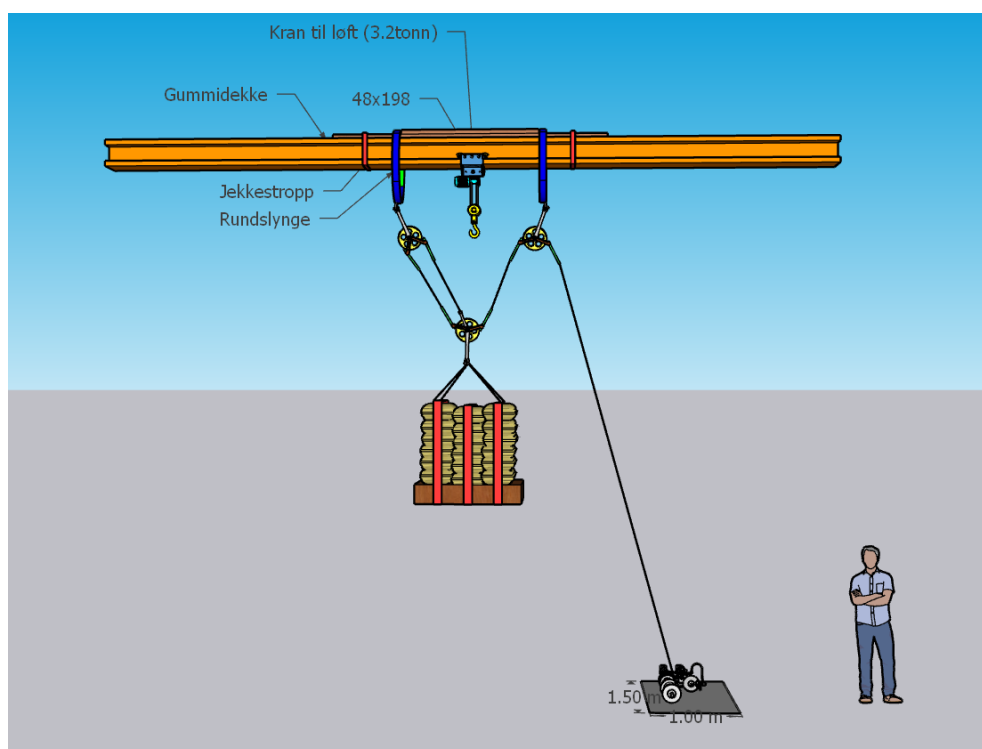
Figur 48: Vinkelkraft

Figur 48 illustrerer hvordan de horisontale og vertikale kreftene påvirkes av vinkelen mellom vinsjenheten og trinsesystemet. Ut fra beregninger kan man se hvor mye vinkelen påvirker kreftene

i horisontal og vertikal retning. Hvis vinkelen minimeres vil de horisontale kreftene bli redusert nok til at man kan gjennomføre testingen på en trygg måte. Man kan også se fra eksempelet at en endring i vinkelen fra 10-grader til 22-grader vil øke den horisontale kraften med 216%, mens den vertikale øker 94%. Siden endringene i vinkelen gir så store utslag, vil riktig posisjonering av vinsjenheten være kritisk for minimering av de horisontale kreftene.

Det vurderes ut ifra beregningen over at sidveis belastning på bjelken ikke blir stor nok til å overskride rimelige verdier. Dette gjør at testoppsettet kommer til å se ut som oppsettet brukt i beregninger over.

Neste utredning omhandler hvordan trinsene skulle festes i bjelken. En mulighet var å sveise fester til nedre flens av bjelken, men dette vil føre til skader på bjelken når sveisen må skjæres av, i tillegg til å ta tid. Det ble vurdert å bruke industrielle klemmer. H-klemmer var et godt alternativ, men disse kan være svært dyre. Til slutt ble det designet og snekret et design for å feste trinsene til bjelken. Denne løsningen vises i figur 50. Her benyttes en trekonstruksjon som stropes fast til bjelken, med lastslyngere i definerte spor. Lastslyngene holdes på plass i disse sporene, da den horisontale kraftpåkjenningen på toppen av bjelken er liten og håndterbar. For å øke friksjonen mellom den nederste planken og bjelken, er det plassert en gummi-duk mellom dem.



Figur 49: Testoppsett

6.2 Montering testoppsett

Testoppsettet består av følgende deler:

- 2x Rundslynger WLL 3000kg (Biltema 2014)
- Trekonstruksjon for forhindring av sideveis forflytning av slynger, ”Slyngefeste”
- BOSS RH 2T Utløserkrok, WLL 2000kg (FrekhaugStål 2023)
- Gummimatte
- 2x Kastblokk ToolFarm 4T, WLL 4000kg (TOOLFARM 2023)
- 1x Trinse sertifisert for løft opptil 1000kg (MOE&CO 2023)
- 30m 16x19 tråds galvanisert ståltau, MBL 1390kg (StandardNorge 2008b)
- 3x Jekkestropper for innspenning
- Sjakler av diverse størrelse (Certex 2014)
- Gunnebo H-Sjakkel m/mutterbolt, WLL 3250kg (Certex 2014)
- 2x Sjokkabsorbere
- 1x Lastsekk dimensjonert for opptil 1000kg (Espesgard 2023)

Slyngefestet er designet og montert med en tilstrekkelig bredde til at begge rundslynger går klar av kranhodet. Lastsekken vil trekkes mot siden der vaieren løper dobbelt, siden snordraget er større på denne siden. Derfor plasseres kranen litt til siden for midtpunktet mellom trinsene, mot siden med dobbelvaieren. Mellom bjelken og slyngefestet legges det ned gummimatter med høy friksjon, for å forsikre posisjonsbestandighet dersom det skulle oppstå sideveis belastning.

På oversiden av toppflensen på tversbjelken er det et påsveist stålrør. Røret er i veien for slyngefestet som var planlagt. Slyngefestet besto innledningsvis av en 2x8 planke med to treklosser skrudd på, for å forme et spor som skulle forhindre slyngene å skli. Stålrøret lå plassert slik at dette ikke lenger var mulig. Løsningen ble å bruke to 2x4 planker på hver side av stålrøret, påmontert de to sporene med treklosser som gikk klare over røret. Konstruksjonen spennes deretter fast ved hjelp av to jekkestropper.



Figur 50: Slyngefestet

Kasteblokk A og B (4 tonn WLL, 9 tonn bruddlast) monteres i sine respektive slynger med festepunkt i en sjakkkel, slik at kasteblokkene ligger parallelt med traversbjelken. Vaieren tres på oversiden av kasteblokk A, på undersiden av trinse (sertifisert for opptil 1 tonn), rundt kasteblokk B, og festes med en kause og vaierklemme i hundsvotten på trinsen.

For å frigjøre vekten fra kranhodet behøves det en frigjøringsmekanisme, da den installerte kroken er ikke egnet for dette. En Gunnebo H-Sjakkkel m/mutterbolt ble montert på heisekroken, for å lage anheng til en BOSS RH 2T utløserkrok. Sjakkelen er sertifisert til en WLL på 3,25 tonn ved sikkerhetsfaktor 6. Utløserkroken er sertifisert med en WLL på 2 tonn ved sikkerhetsfaktor 5.

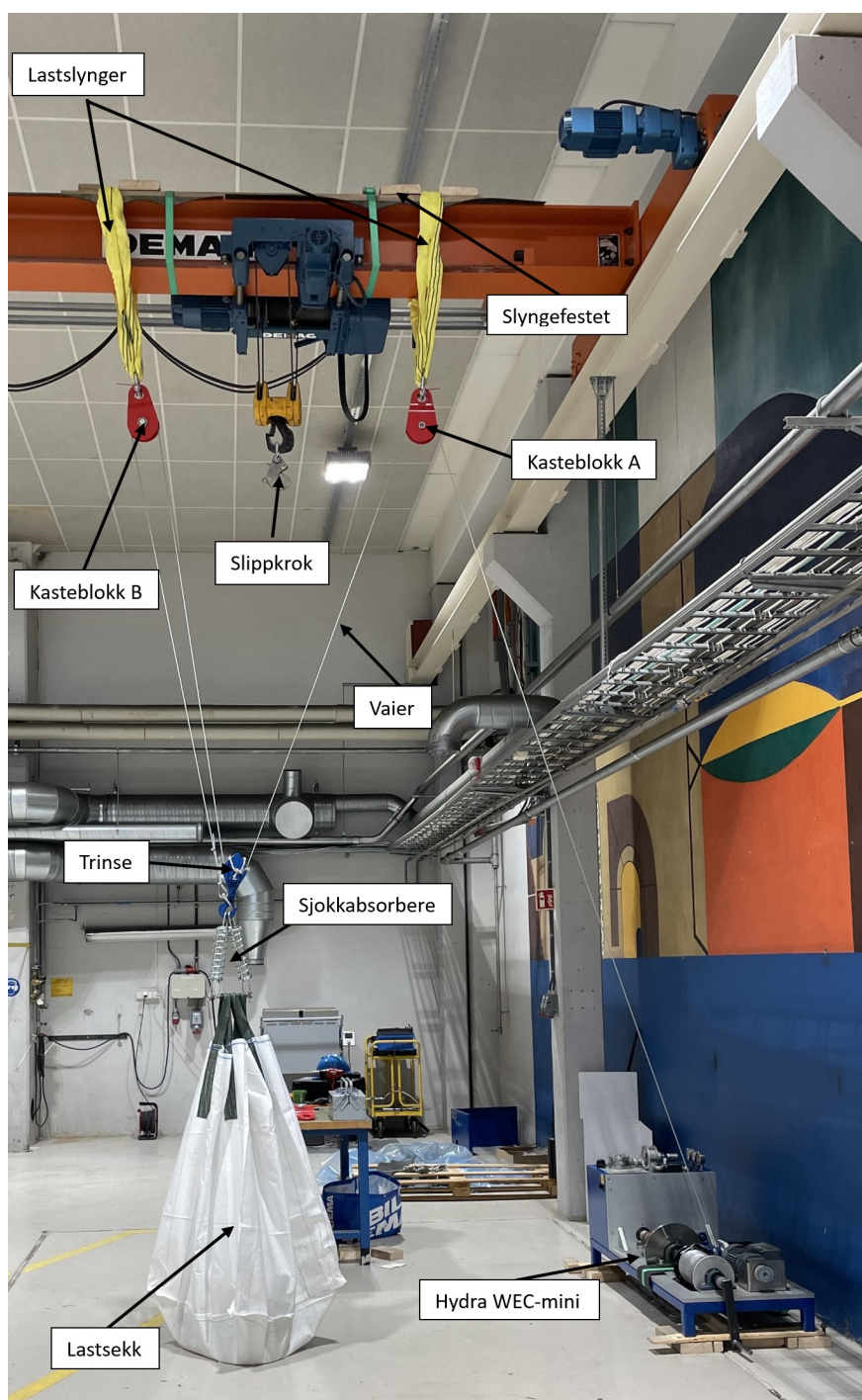
For løftearbeidet og testing opp mot systemgrensene definert for prosjektet, må den eksisterende 3mm vaieren av ukjent opphav skiftes ut med en lenger vaier, med høyere bruddstyrke. Største praktisk egnede vaierdiameter er 5mm. Dette er med hensyn på at trommeldiameteren ikke skal være mindre enn 30 ganger vaierdiameteren. Dette er et industridefinert krav fra leverandør, Certex AS. Vaieren på 3mm kveiles av trommelen, og løsnes fra endefestet sitt. Den er montert fast i en utskåren renne i kanten av spolen, og holdes fast av en skrue som løsnes og vaieren frigjøres.

Det monteres et 30 meter langt 5mm 6x19 RHOL-sZ galvanisert ståltau med MBL på 1390kg. Retningen på trådflettingen er i henhold til det som er korrekt montering, med kveiling fra venstre og vaierutløp på oversiden av trommelen. For vaierapplikasjoner velges det oftest en av to faktorer å spesifisere egnet ståltau på. Disse er utmattingsbestandighet, og overflateslitasje. For forsøket ønskes det flest mulig tråder, da dette gir et mer utmattingsbestandig ståltau. Overflateslitasje er ikke vurdert som en kritisk faktor for testarbeidet, da det gjennomføres et begrenset antall slippåkjenninger.

Sporet i trommelflensen kan tilpasses for den nye vaierne, men høyden på skruehullet relativt til trommelflaten, gjør at det ikke er mulig å montere den spesifikke nye vaieren på samme måte. Vaieren tres derfor gjennom skruehullet, for så å forankres med vaierklemme. Vaieren legges på trommeloverflaten, og kveiles med hensyn på planlagt belastning, tettst mulig langsmed trommeloverflaten. Vaieren er ikke laget for å kveiles i flere lag, og kan derfor ikke kveiles lenger enn trommelens lengde.

Til fastmontering av prototypen Hydra WEC-Mini brukes en 2x8 planke, som boltes i bakken. Ved NTNU Valgrinda fantes det allerede bolter som i følge sertifisert tekniker ville være tilstrekkelig innfestet i bakken. Innfestingsmetode for disse er ukjent. En jekkestropp ble plassert rundt planken, og over de solide punktene på Hydra WEC-Mini. Over de skarpe kantene ble det lagt gummimatter mellom stålet og jekkestroppen, for å forhindre riftdannelse eller revning av jekkestroppen. Det tas hensyn til at kreftene blir størst nærmere trommelen. For å begrense momenter i strukturen, plasseres derfor jekkestroppene så nærme trommelen som mulig. Det ble bygget opp under prototypen på planken for å forhindre at planken bøyes opp under testingen. Prototypen har en egenvekt på omtrentlige 240kg som står for deler av forankringen.

Ferdigmontert testoppsett ser slik ut:



Figur 51: Ferdig Testoppsett

6.3 Testgjennomføring

Systemets virkningsgrad er et sammensatt dimensjonsløst tall som beror på tre faktorer, definert som: den systemeksterne virkningsgraden i flottør/sjokkabsorber/trinsesystem, den internmekaniske virkningsgraden i oppgiringsmekanismen, og den hydrauliske virkningsgraden i pumpesystemet. Det er ikke tatt hensyn til hvor mye svinn hver av de tre genererer hver for seg, de behandles som et helhetlig system. Målinger, beregninger, og endelig virkningsgrad baseres utelukkende på den totale endringen i absoluttverdien for potensiell energi under slippet, og den hydrauliske energien som loggføres i enden av systemet.

6.3.1 Slippstest

Slippstest er begrepet som brukes for å beskrive metoden som benyttes for å beregne virkningsgraden til kraftomformerer. Energien inn til systemet kan bergenes ved endringen av massens potensiell energi før og etter slipp. Energien ut bergenes ved trykk og "flow" målinger. Ved å dele energien ut med energien inn, kan det kalkuleres en virkningsgrad for systemet. Dette benyttes for fastslå virkningsgraden til Hydra WEC-mini.

$$E_{inn}[\text{kJ}] = \frac{m[\text{kg}] * g[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}] * \Delta h[\text{m}]}{1000} \quad (16)$$

$$E_{ut}[\text{kJ}] = \frac{p[\text{bar}] * Q[\frac{\text{L}}{\text{min}}]}{600 * \eta_v} * \Delta t[\text{s}] \quad (17)$$

$$\eta = \frac{E_{ut}[\text{kJ}]}{E_{inn}[\text{kJ}]} \quad (18)$$

6.3.2 Testserie 1

Testserie 1 er en funksjonstestserie, for å sjekke at alt var i orden med testoppsett og kraftomformer. Det ble gjennomført en rekke slipp opp til 500kg. Mellom hvert slipp ble testoppsettet inspisert for å forsikre at videre testing kunne fortsette på en trygg måte.

Under testingen ble det observert at forlengelsen av sjokkabsorberne ble større enn først antatt. Dette gjorde at fallhøyden ble redusert. Sjokkabsorberne ble revurdert, samtidig som det ble utredet alternativer til lastesekker som ikke var like lange, og ville henge høyere over bakken.

Under den første slippprosedyren lå lastpåkjenningen på traverskranen, siden vaieren ikke ble strammet inn, når utløserkroken frigjorde vekten. Dette førte til et rykk da vekten skiftet over fra traverskranen, til den slakke vaieren. Løsningen på dette var at lasten ble holdt igjen ved å stramme inn vaieren med håndsveiven før slipp. Under videre testing ble shockabsorberer ikke benyttet, da det var realistisk mulig å konsekvent unngå dynamiske lastpåkjenninger, når prosedyren utføres riktig.

Slippprosedyren ble endret til:

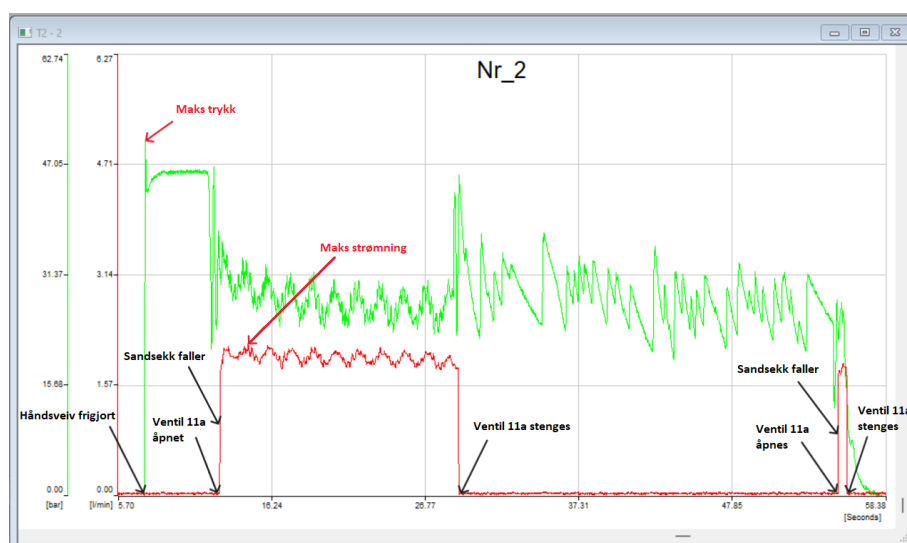
1. Vekten heises med traverskran
2. Håndsveiven låses, traverskranen senkes og dermed overfører belastningen til vaieren.
3. Utløserkrok ble utløst
4. Sveiven frigjort, vekten falt

6.3.3 Testserie 2

Testserie 2 ble gjennomført i samsvar med en spesifikk prosedyre. Sikkerhetsventilen (20) ble skrudd 1,5 runde åpen gjennom testene. Dette gjør at systemet får et maksimalt trykk på rundt 220 bar, for å beskytte akkumulatoren. Før testingen ble påbegynt, ble akkumulatoren tømt ved å åpne ventil 11a. Deretter ble vekten heist opp ved hjelp av en traverskran og en slippkrok. For å unngå kveiling på vaieren, ble trommelen spolt inn ved hjelp av håndsveiven som beveget seg i takt med traverskranen. Når vekten nådde riktig høyde, ble ventil 11a lukket og akkumulatoren pumpet opp til trykk. Deretter ble posisjonen til håndsveiven låst, og vekten ble senket et par centimeter for å avlaste traverskranen. Startposisjonen (h_1) ble da målt ved hjelp av en lasermåler plassert på en pall under vekten. Digital logging ble startet. Slippkroken ble utløst for å avkoble vekten fra traverskranen, og håndsveiven ble frigjort slik at vekten droppet til likevektspunktet. Deretter ble ventil 11a åpnet, slik at vekten kunne falle fritt. Før vekten nådde gulvet, ble ventil 11a stengt. Vekten stoppet å falle da likevekt i systemet ble oppnådd igjen. Høyden (h_0) ble deretter målt.

Testserie 2:

1. Akkumulatoren ble tømt.
2. Vekten ble løftet opp til en passelig høyde.
3. Ventil 11a ble lukket.
4. Akkumulatoren ble pumpet opp til trykk.
5. Håndsveiven ble sperret i posisjon og slippkroken ble utløst.
6. Digital logging ble startet.
7. Den initielle høyden (h_1) til vekten ble målt ved hjelp av laser avstandsmåler.
8. Håndsveiven ble frigjort, og vekten falt ned til likevektstrykket der vekten ble holdt tilbake av trykket i systemet.
9. Ventil 11a ble åpnet, og vekten falt fritt. Før vekten klarte å nå gulvet, ble ventil 11a stengt, slik at vekten stoppet å falle.
10. Høyden (h_0) ble målt ved hjelp av laser avstandsmåler.



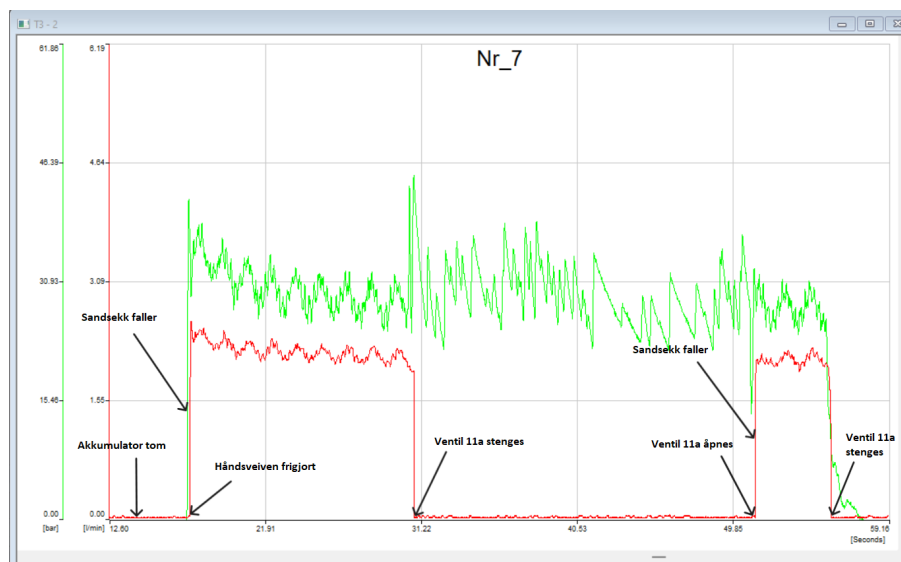
Figur 52: Test T2-2

6.3.4 Testserie 3

Testserie 3 ble gjennomført i samsvar med en spesifikk prosedyre. Sikkerhetsventilen (20) ble holdt 1,5 runder åpen gjennom testene. Dette gjør at systemet får et maksimalt trykk på rundt 220 bar, for å beskytte akkumulatoren. Før testingen ble påbegynt, ble akkumulatoren tømt ved å åpne ventil 11a. Deretter ble vekten heist opp ved hjelp av en traverskran og en slippkrok. For å unngå kveiling på vaieren, ble trommelen spolt inn ved hjelp av en håndsveiv som beveget seg i takt med traverskranen. Når vekten nådde riktig høyde, ble posisjonen til håndsveiven låst, og vekten ble senket et par centimeter for å avlaste traverskranen. Slippkroken ble utløst for å avkoble vekten fra traverskranen, og digital logging ble startet. Startposisjonen (h_0) ble målt ved hjelp av en lasermåler plassert på en pall under vekten. Håndsveiven ble frigjort og vekten falt fritt. Før vekten nådde gulvet, ble ventil 11a stengt. Vekten stoppet å falle når likevekt i systemet ble oppnådd. Høyden (h_1) ble deretter målt.

Testserie 3:

1. Akkumulatoren ble tømt og ventil 11a ble holdt åpen.
2. Vekten ble løftet opp til en passelig høyde.
3. Håndsveiven ble sperret i posisjon og slippkroken ble utløst.
4. Digital logging ble startet.
5. Den initielle høyden (h_1) til vekten ble målt ved hjelp av laser avstandsmåler.
6. Håndsveiven ble frigjort, og vekten falt fritt.
7. Før vekten klarte å nå gulvet, ble ventil 11a stengt, slik at vekten stoppet å falle.
8. Høyden (h_0) ble målt ved hjelp av laser avstandsmåler.



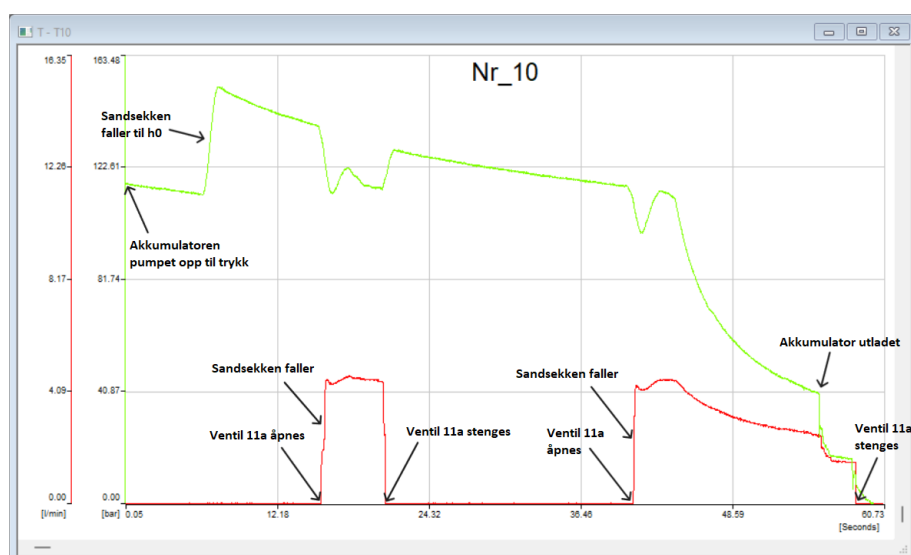
Figur 53: Test T3-2

6.3.5 Testserie 4

Testserie 4 ble gjennomført i samsvar med en spesifikk prosedyre. Sikkerhetsventilen (20) ble holdt 1,5 runder åpen gjennom testene. Dette gjør at systemet får et maksimalt trykk på rundt 220 bar, for å beskytte akkumulatoren. Før testingen ble påbegynt, ble akkumulatoren tømt ved å åpne 11a. Deretter ble vekten heist opp ved hjelp av en traverskran og en slippkrok. For å unngå kveiling på vaieren, ble trommelen spolt inn ved hjelp av en håndsveiv som beveget seg i takt med hastigheten til traverskranen. Når vekten nådde riktig høyde, ble akkumulatoren pumpet opp til trykk. Deretter ble posisjonen til håndsveiven låst, og vekten ble senket noen centimeter for å avlaste traverskranen. Slippkroken ble deretter utløst for å koble vekten fra traverskranen, og digital logging ble startet. Ved å frigjøre håndsveiven, falt vekten samtidig som den ladet opp trykket i akkumulatoren. Vekten falt noen centimeter til likevekt ble oppnådd, og starthøyde (h_0) ble målt. Deretter ble ventil 11a åpnet, slik at vekten kunne falle fritt. Før vekten nådde gulvet, ble ventil 11a stengt igjen, og vekten stoppet å falle da likevekt ble oppnådd igjen. Høyden (h_1) ble deretter målt.

Testserie 4:

1. Akkumulatoren ble tømt.
2. Vekten ble løftet opp til en bestemt høyde.
3. Ventil 11a ble lukket.
4. Akkumulatoren ble pumpet opp til trykk.
5. Håndsveiven ble sperret i posisjon og slippkroken ble utløst.
6. Digital logging ble startet.
7. Håndsveiven ble frigjort, og vekten falt litt ned mens akkumulatoren midlertidig ble ladet til likevektstrykket.
8. **Den initielle høyden (h_1) til vekten ble målt ved hjelp av laser avstandsmåler.**
9. Ventil 11a ble åpnet, og vekten falt fritt. Før vekten klarte å nå gulvet, ble ventil 11a stengt, slik at vekten stoppet å falle.
10. Høyden (h_0) ble målt ved hjelp av laser avstandsmåler.



Figur 54: Test T4-10

6.4 Resultater

6.4.1 Antagelser gjort i beregning av virkningsgrad

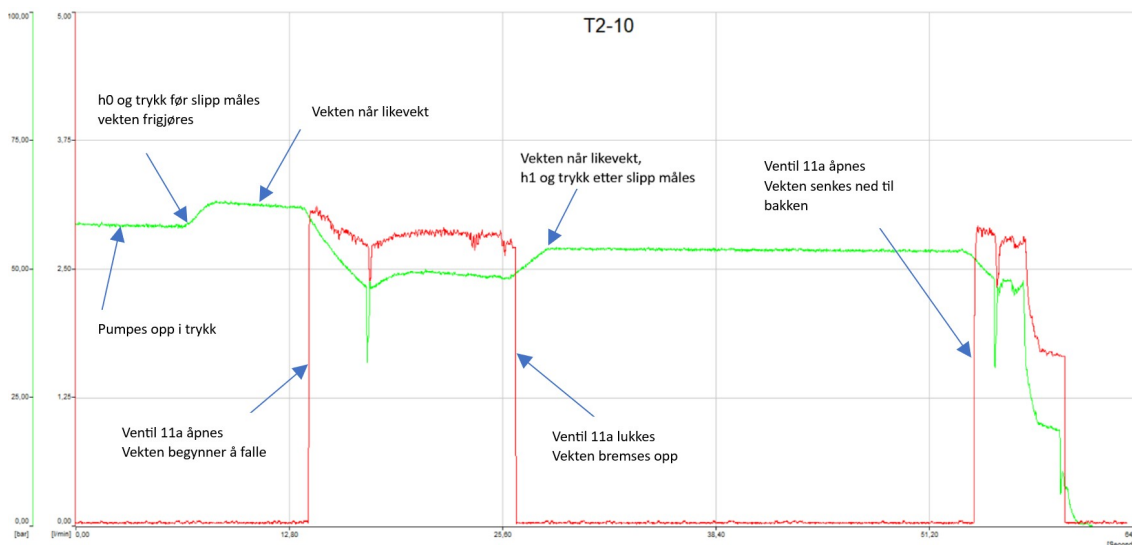
Ideelt sett, skulle trykket i akkumulatoren vært det samme før og etter slipp, da dette skal være likevektstrykket til vekten. Dette skjedde desverre ikke i testgjennomføringen grunnet treghet i systemet. Energidifferansen i akkumulatoren måtte derfor bergenes ved hjelp av formel 14 og 15. Hvis trykket var høyere før slippet medførte dette en negativ energidifferanse. Hvis trykket var lavere før slippet medførte dette en positiv energidifferanse, dette gjelder noen slipp i T2 og hele T3 da slippet ble igangsatt uten trykk i systemet.

Ved beregning av energi ut var det bestemt å summere energien i "flowen", ved slipp fra h1 til h0. De fleste målingene har to forskjellige "flowperioder". Den første er "flow" som resultat av slipp, den andre er tømming av akkumulatoren. Denne energien blir ikke regnet med i beregning av virkningsgrad. Under tømming av akkumulator vil vekten falle i bakken. Når vekten treffer bakken vil den kinetiske energien unnslippe systemgrensen. Det er derfor kritisk at vekten ikke treffer bakken under testingen. Virkningsgraden er predikert på at man vet hvor mye energi som tilføres systemet i form av potensiell energi.

6.4.2 Testserie 2

Regneksempel

Følgene punkter plukkes ut i fra målingene.



Figur 55: Forklaring av graf - Testserie 2

Måledata finnes i vedlagte ExCel-filer.

Potensiell energi inn blir kalkulert. [16]

$$E_{inn} = \frac{341,9kg * 1,78m * 9,81 \frac{m}{s^2}}{1000} = 5,97kJ$$

Energi ut beregnes utifra momentant trykk og "flow". [17]

$$E_{ut} = \sum_{\text{Før slipp}}^{\text{Etter slipp}} \frac{p_i[\text{bar}] * flow_i[\frac{1}{\text{min}}] * \Delta t * 1000}{600} = 2,92kJ$$

Siden trykket er ulikt før og etter slipp, må volumdifferansen i akkumulatoren beregnes. [14]

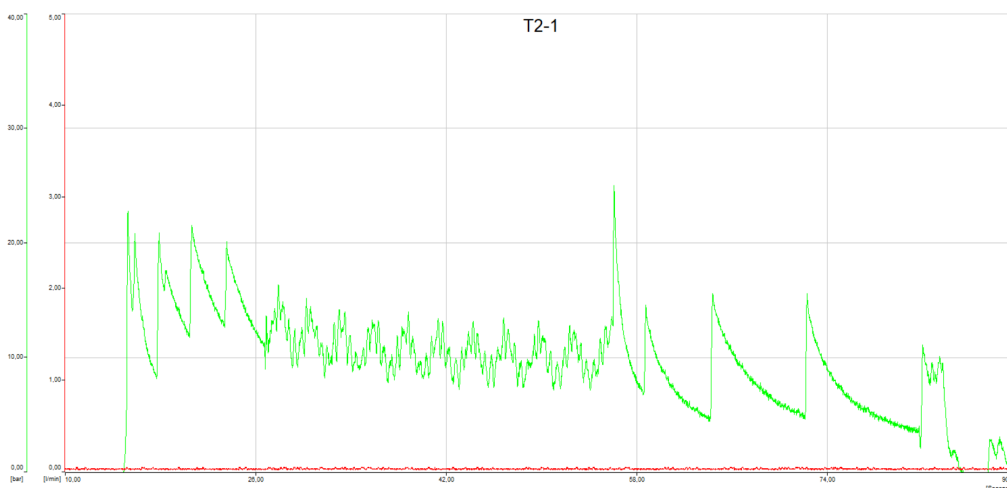
$$\Delta V_W = \frac{1,4\text{liter} * 0,95 \left(\frac{43,9\text{bar}}{53,5\text{bar}} \right) \left[\left(\frac{58,5\text{bar}}{53,5\text{bar}} \right)^{\frac{1}{1,72}} - 1 \right]}{\left(\frac{58,5\text{bar}}{53,5\text{bar}} \right)^{\frac{1}{1,72}}} = -0,055\text{liter}$$

Energidifferansen i akkumulatoren blir beregnet ved å multiplisere volumdifferansen med median-trykket. [15]

$$\Delta E_{akk} = \frac{0,055\text{liter} * \left(\frac{58,5\text{bar} + 53,5\text{bar}}{2} \right)}{10} = -0,31kJ$$

Virkningsgraden beregnes ved å dele energidifferansen i akkumulatoren og energien ut, med energien inn. [18]

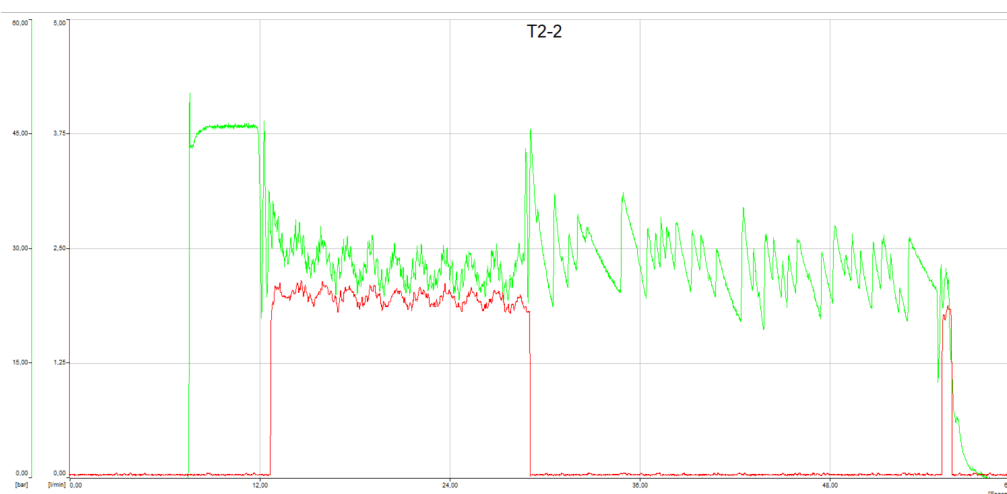
$$SystemVirkningsgrad = \frac{2,92kJ - 0,31kJ}{5,97kJ} = 43,8\%$$



Figur 56: T2-1

Virkningsgradtest #T2-1:			27. April. 2023
Δh	187 cm	Tid	89,2 s
m	146,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	2,69 kJ
Trykk før slipp, p3	15 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	0,04 kJ
Trykk etter slipp, p2	15 bar	Energidifferanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,0 kJ
ΔV_w	0,0	Peak flow	0,06 l/min
		Systemvirkningsgrad	1,6%

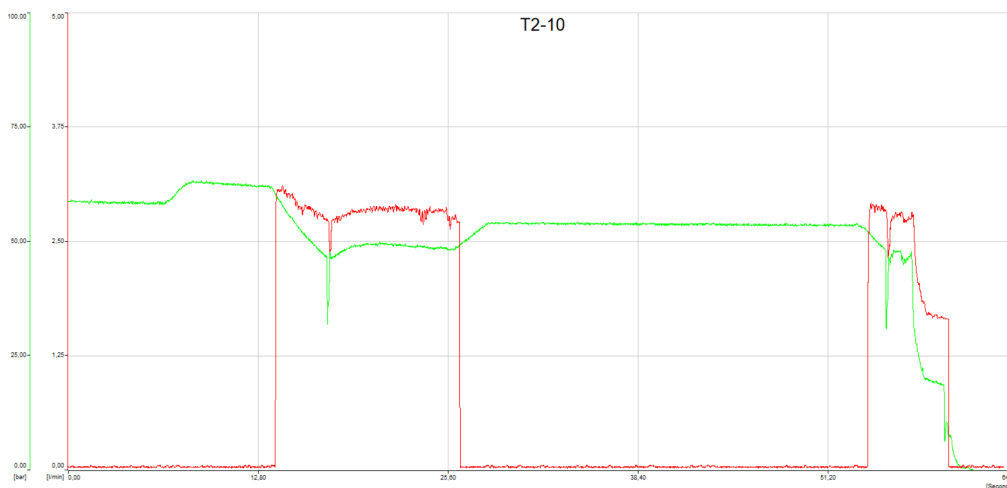
Tabell 18: T2-1



Figur 57: T2-2

Virkningsgradtest #T2-2:			27. April. 2023
Δh	187 cm	Tid	21,9 s
m	244,4 kg	Potensiell energi, E_{inn}	4,48 kJ
Trykk før slipp, p3	47 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	1,50 kJ
Trykk etter slipp, p2	45 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,15 kJ
ΔV_w	-0,032 liter	Peak flow	2,16 l/min
		Systemvirkningsgrad	30,2 %

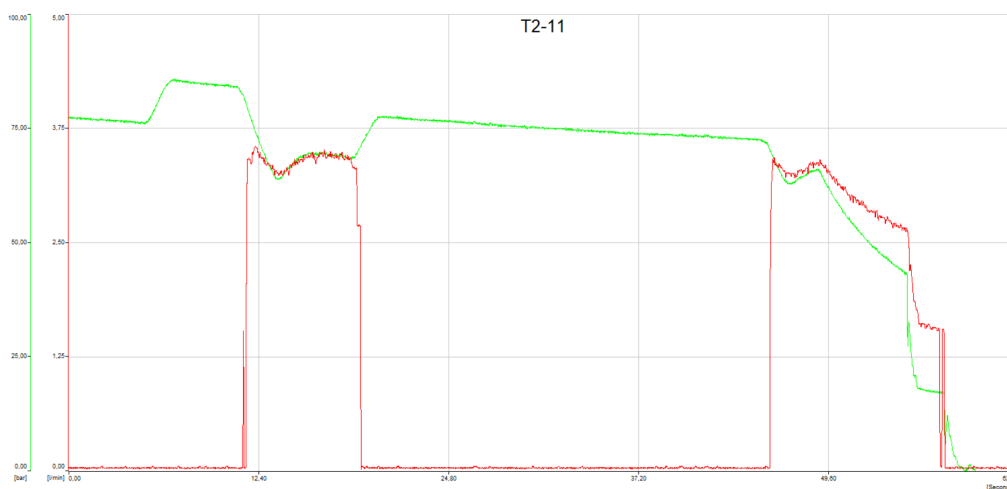
Tabell 19: T2-2



Figur 58: T2-10

Virkningsgradtest #T2-10:			27. April. 2023
Δh	178 cm	Tid	22,4 s
m	341,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	5,97 kJ
Trykk før slipp, p3	58,5 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	2,92 kJ
Trykk etter slipp, p2	53,5 bar	Energidifferanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,31 kJ
ΔV_w	-0,055 liter	Peak flow	3,11 l/min
			Systemvirkningsgrad
			43,8%

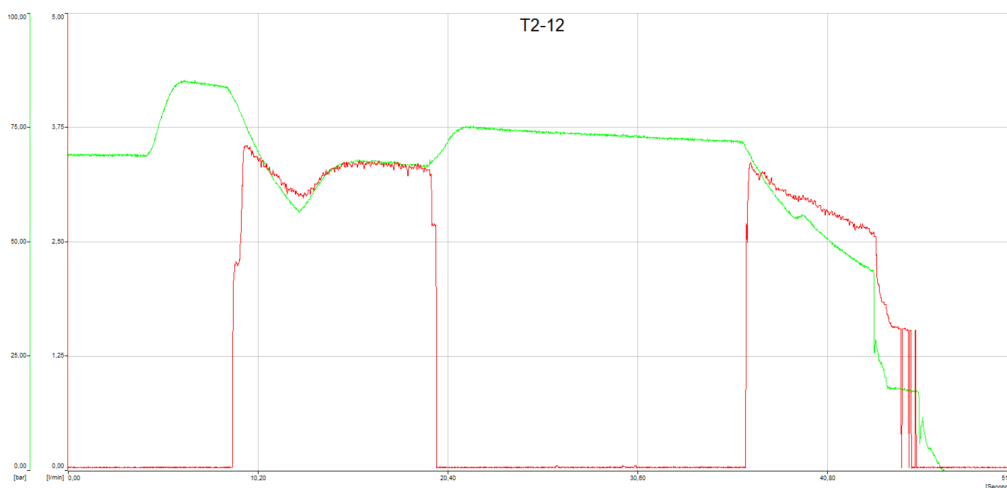
Tabell 20: T2-10



Figur 59: T2-11

Virkningsgradtest #T2-11:			27. April. 2023
Δh	141 cm	Tid	15,0 s
m	445,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	6,17 kJ
Trykk før slipp, p3	76 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	2,91 kJ
Trykk etter slipp, p2	77,5 bar	Energidifferanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,067 kJ
ΔV_w	0,0087 liter	Peak flow	3,56 l/min
			Systemvirkningsgrad
			48,3%

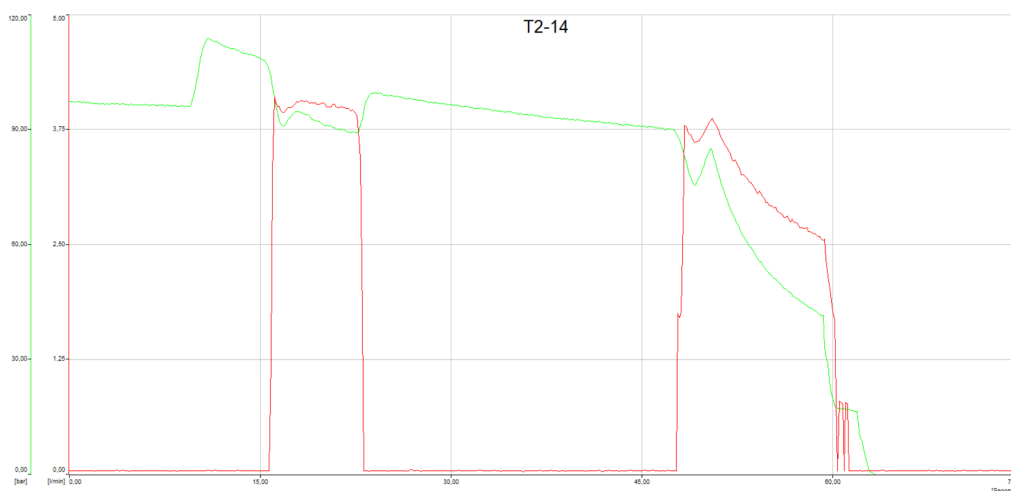
Tabell 21: T2-11



Figur 60: T2-12

Virkningsgradtest #T2-12:			28. April. 2023
Δh	2,12 cm	Tid	17,2 s
m	445,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	9,27 kJ
Trykk før slipp, p3	68,5 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	3,89 kJ
Trykk etter slipp, p2	75 bar	Energidifferanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,31 kJ
ΔV_w	0,044 liter	Peak flow	3,56 l/min
			Systemvirkningsgrad
			45,4%

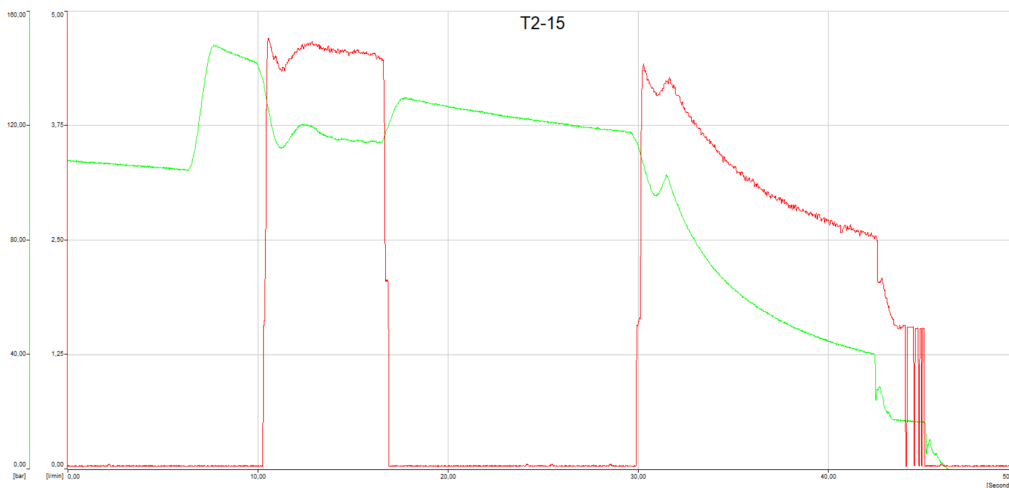
Tabell 22: T2-12



Figur 61: T2-14

Virkningsgradtest #T2-14:			28. April. 2023
Δh	162 cm	Tid	14,6 s
m	549,5 kg	Potensiell energi, E_{inn}	8,73 kJ
Trykk før slipp, p3	96 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	4,35 kJ
Trykk etter slipp, p2	99 bar	Energidifferanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,11 kJ
ΔV_w	0,011 liter	Peak flow	4,10 l/min
			Systemvirkningsgrad
			52,8%

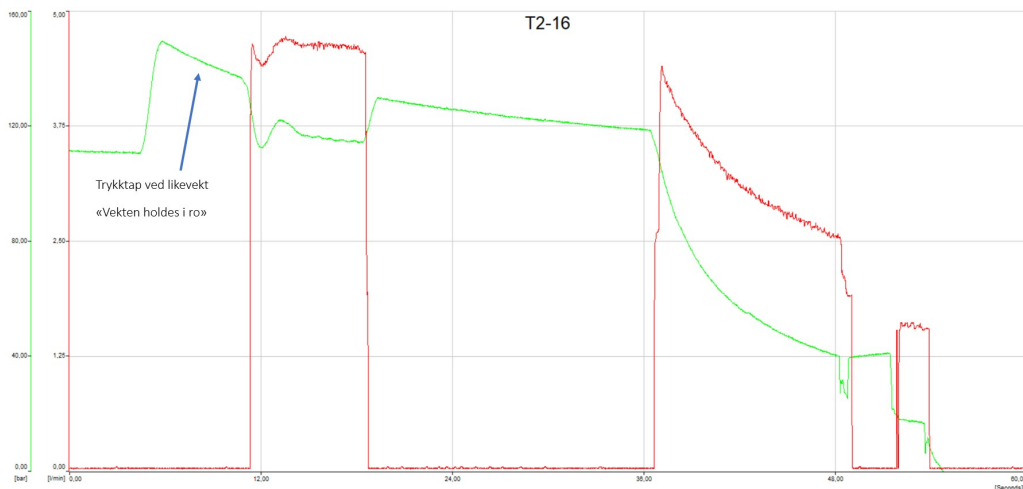
Tabell 23: T2-14



Figur 62: T2-15

Virkningsgradtest #T2-15:			28. April. 2023
Δh	182 cm	Tid	11,8 s
m	680,1 kg	Potensiell energi, E_{inn}	12,14 kJ
Trykk før slipp, p3	104,5 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	5,64 kJ
Trykk etter slipp, p2	129,5 bar	Energidifferanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,77 kJ
ΔV_w	0,066 liter	Peak flow	4,70 l/min
			Systemvirkningsgrad
			49,3%

Tabell 24: T2-15



Figur 63: T2-16

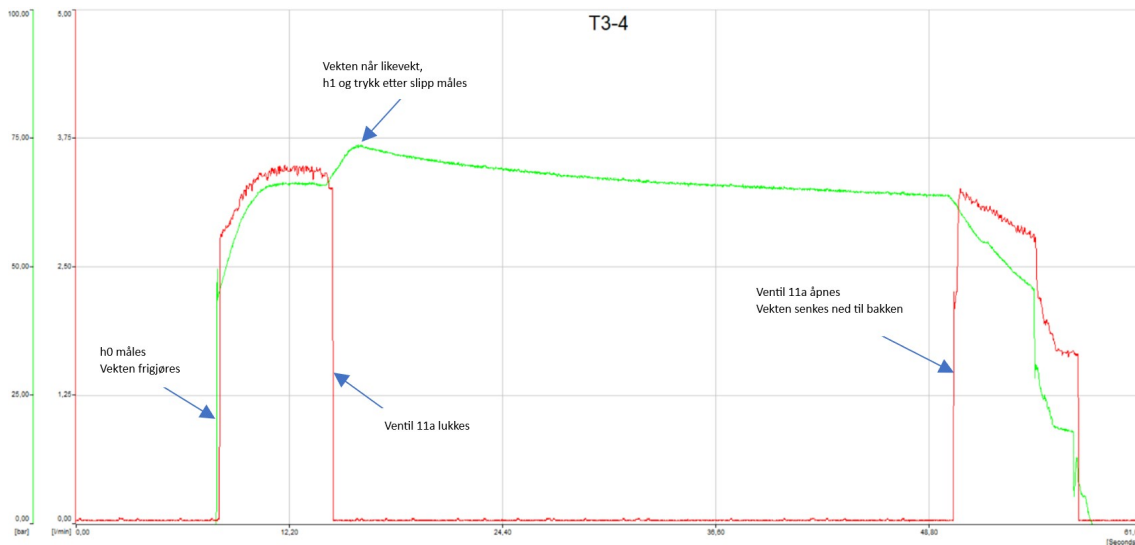
Virkningsgradtest #T2-16:			28. April. 2023
Δh	"220" cm	Tid	15,3 s
m	680,1 kg	Potensiell energi, E_{inn}	14,68 kJ
Trykk før slipp, p3	110,5 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	6,55 kJ
Trykk etter slipp, p2	129,5 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,60 kJ
ΔV_w	0,047 liter	Peak flow	4,73 l/min
			Systemvirkningsgrad
			48,7%

Tabell 25: T2-16

6.4.3 Testserie 3

Regneksempel

Følgene punkter plukkes ut i fra målingene.



Figur 64: Forklaring av graf - Testserie 3

Måledata finnes i vedlagte ExCel-filer.

Potensiell energi inn blir kalkulert. [16]

$$E_{inn} = \frac{442,2 \text{ kg} * 2,11 \text{ m} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1000} = 9,15 \text{ kJ}$$

Energi ut beregnes utifra momentant trykk og "flow". [17]

$$E_{ut} = \sum_{\text{Før slipp}}^{\text{Etter slipp}} \frac{p_i [\text{bar}] * flow_i [\frac{\text{l}}{\text{min}}] * \Delta t * 1000}{600} = 2,26 \text{ kJ}$$

Siden trykket er ulikt før og etter slipp, må volumdifferansen i akkumulatoren beregnes. [14]

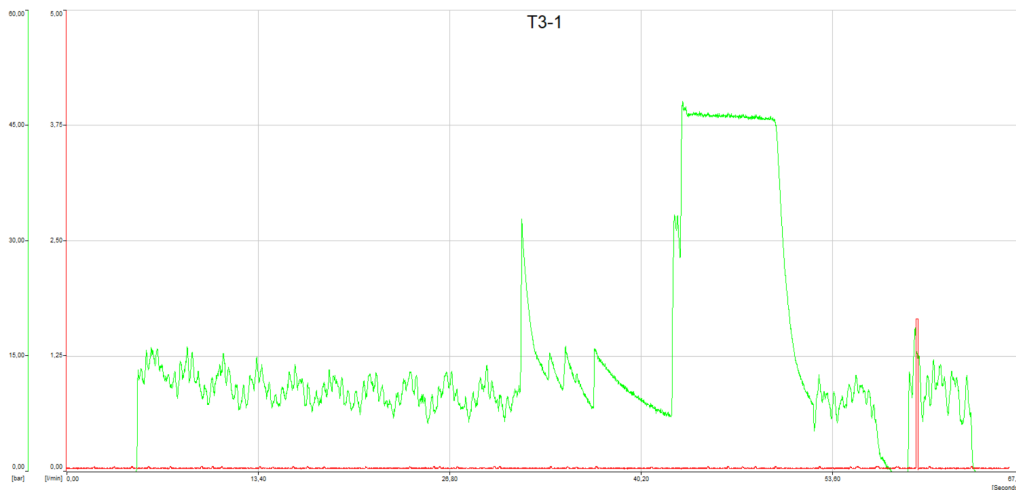
$$\Delta V_W = \frac{1,4 \text{ liter} * 0,95 \left(\frac{43,9 \text{ bar}}{73,5 \text{ bar}} \right) \left[\left(\frac{73,5 \text{ bar}}{43,9 \text{ bar}} \right)^{\frac{1}{1,72}} - 1 \right]}{\left(\frac{73,5 \text{ bar}}{43,9 \text{ bar}} \right)^{\frac{1}{1,72}}} = 0,34 \text{ liter}$$

Energidifferansen i akkumulatoren blir beregnet ved å multiplisere volumdifferansen med median-trykket. [15]

$$\Delta E_{akk} = \frac{0,055 \text{ liter} * \left(\frac{73,5 \text{ bar} + 43,9 \text{ bar}}{2} \right)}{10} = 2,0 \text{ kJ}$$

Virkningsgraden beregnes ved å dele energien lagret og energien ut, med energien inn. [18]

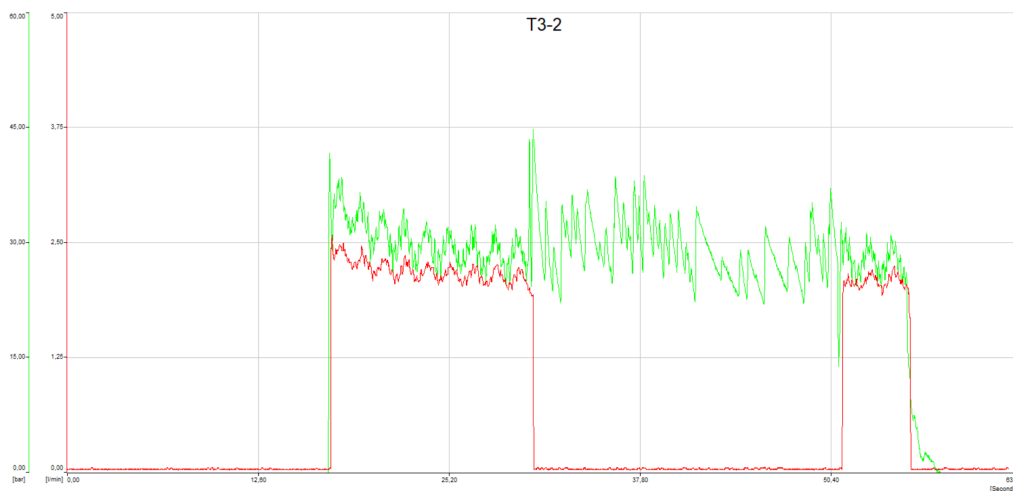
$$SystemVirkningsgrad = \frac{2,26 \text{ kJ} + 2,0 \text{ kJ}}{9,15 \text{ kJ}} = 46,8\%$$



Figur 65: T3-1

Virkningsgradtest #T3-1:			27. April. 2023
Δh	180 cm	Tid	38,5 s
m	145,0 kg	Potensiell energi, E_{inn}	2,56 kJ
Trykk før slipp, p3	0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	0,02 kJ
Trykk etter slipp, p2	46 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,16 kJ
ΔV_w	0,036 liter	Peak flow	0,06 l/min
		Systemvirkningsgrad	7,2%

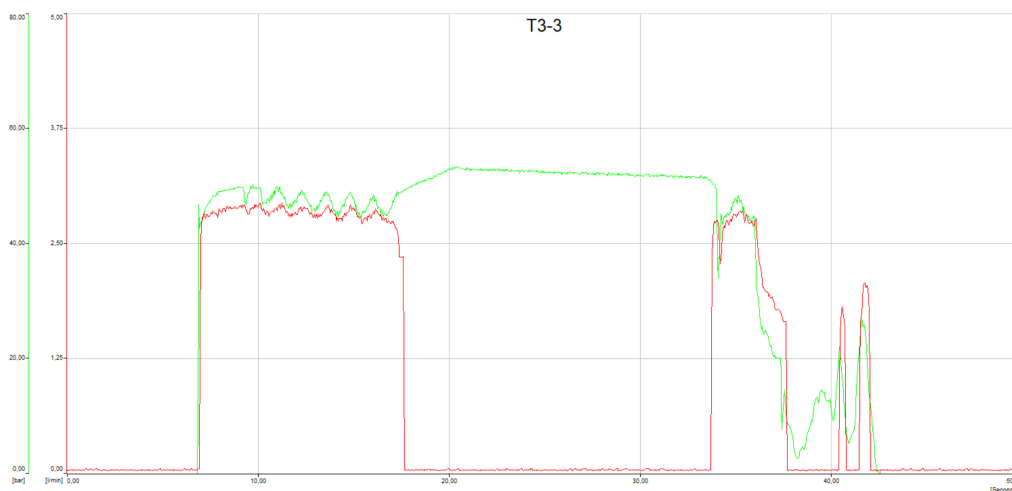
Tabell 26: T3-1



Figur 66: T3-2

Virkningsgradtest #T3-2:			28. April. 2023
Δh	188 cm	Tid	13,8 s
m	244,4 kg	Potensiell energi, E_{inn}	4,51 kJ
Trykk før slipp, p3	0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	1,48 kJ
Trykk etter slipp, p2	35 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,0 J
ΔV_w	0,0 liter	Peak flow	2,58 l/min
		Systemvirkningsgrad	32,8%

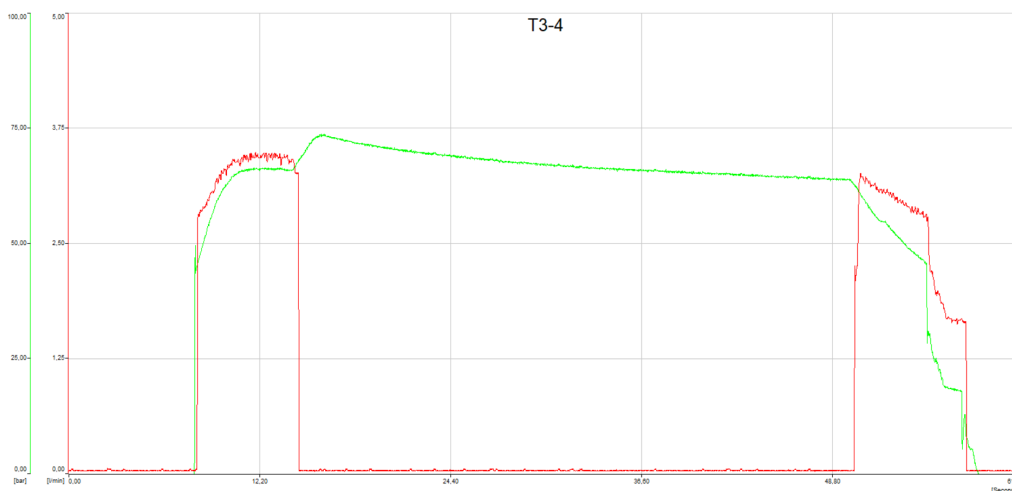
Tabell 27: T3-2



Figur 67: T3-3

Virkningsgradtest #T3-3:			28. April. 2023
Δh	192 cm	Tid	14,4 s
m	341,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	6,44 kJ
Trykk før slipp, p3	0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	2,38 kJ
Trykk etter slipp, p2	53,5 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	0,70 kJ
ΔV_w	0,14 liter	Peak flow	2,94 l/min
Systemvirkningsgrad			47,9%

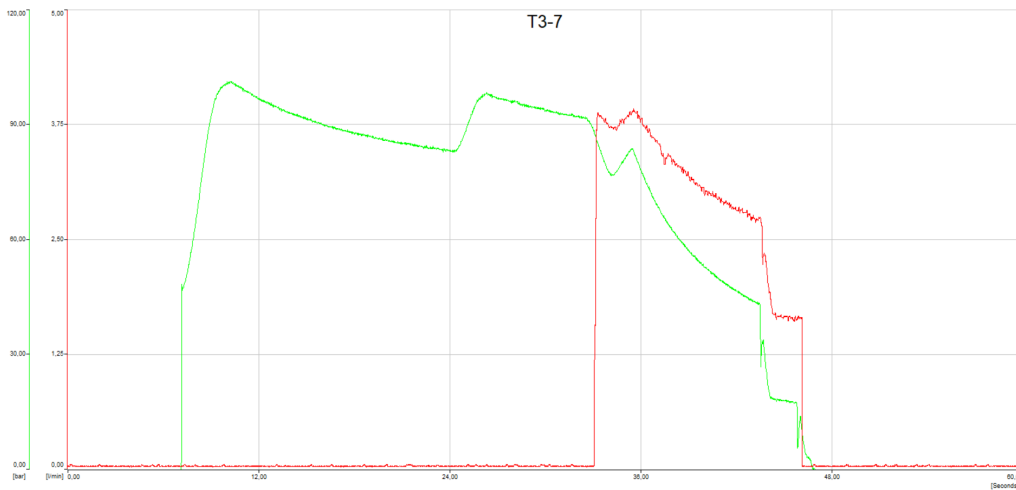
Tabell 28: T3-3



Figur 68: T3-4

Virkningsgradtest #T3-4:			28. April. 2023
Δh	211 cm	Tid	8,4s
m	442,2 kg	Potensiell energi, E_{inn}	9,15 kJ
Trykk før slipp, p3	0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	2,26 kJ
Trykk etter slipp, p2	73,5 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	2,0 kJ
ΔV_w	0,34 liter	Peak flow	3,49 l/min
Systemvirkningsgrad			46,8%

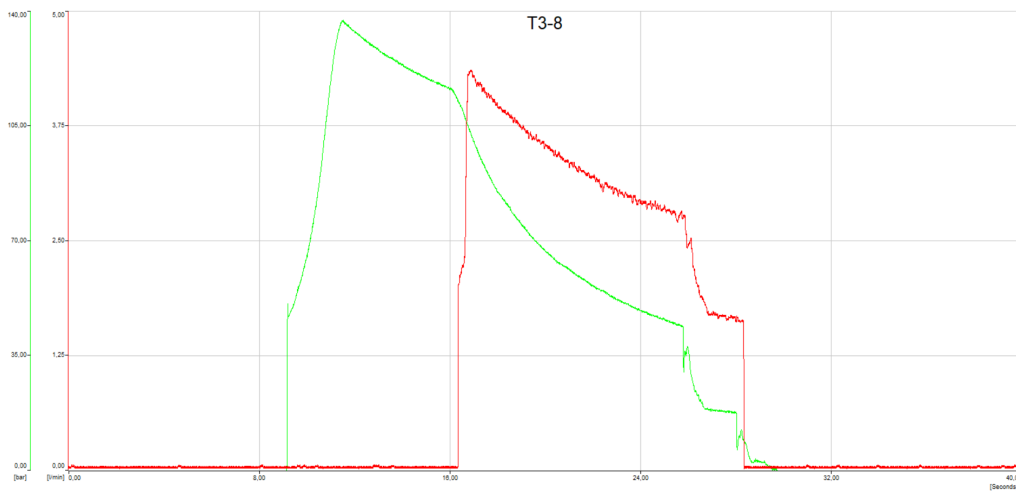
Tabell 29: T3-4



Figur 69: T3-7

Virkningsgradtest #T3-7:			28. April. 2023
Δh	156 cm	Tid	3,3 s
m	550,5 kg	Potensiell energi, E_{inn}	8,42 kJ
Trykk før slipp, p3	0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	0,0 kJ
Trykk etter slipp, p2	101,0 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	3,70 kJ
ΔV_w	0,51 liter	Peak flow	3,92 l/min
		Systemvirkningsgrad	47,4%

Tabell 30: T3-7



Figur 70: T3-8

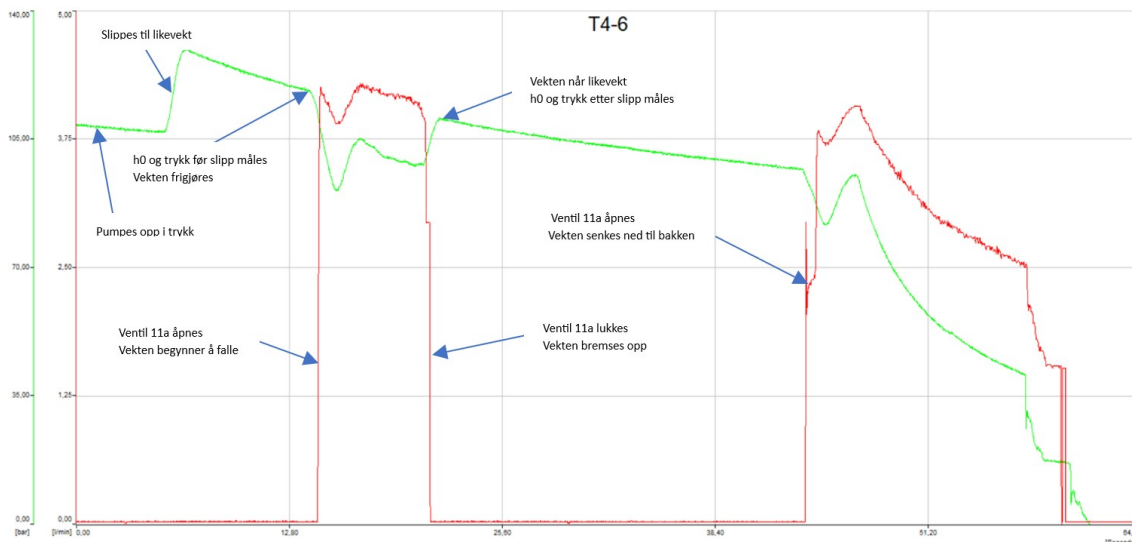
Virkningsgradtest #T3-8:			28. April. 2023
Δh	"220" cm	Tid	2,6 s
m	680,1 kg	Potensiell energi, E_{inn}	14,68 kJ
Trykk før slipp, p3	0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	0,0 kJ
Trykk etter slipp, p2	137,0 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	5,83 kJ
ΔV_w	0,64 liter	Peak flow	4,36 l/min
		Systemvirkningsgrad	39,7%

Tabell 31: T3-8

6.4.4 Testserie 4

Regneksempel

Følgene punkter plukkes ut i fra målingene.



Figur 71: Forklaring av graf - Testserie 4

Måledata finnes i vedlagte ExCel-filer.

Potensiell energi inn blir kalkulert. [16]

$$E_{inn} = \frac{597,4\text{kg} * 1,38\text{m} * 9,81\frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1000} = 8,09\text{kJ}$$

Energi ut beregnes utifra momentant trykk og "flow". [17]

$$E_{ut} = \sum_{\text{Før slipp}}^{\text{Etter slipp}} \frac{p_i[\text{bar}] * flow_i[\frac{1}{\text{min}}] * \Delta t * 1000}{600} = 4,57\text{kJ}$$

Siden trykket er ulikt før og etter slipp, må volumdifferansen i akkumulatoren beregnes. [14]

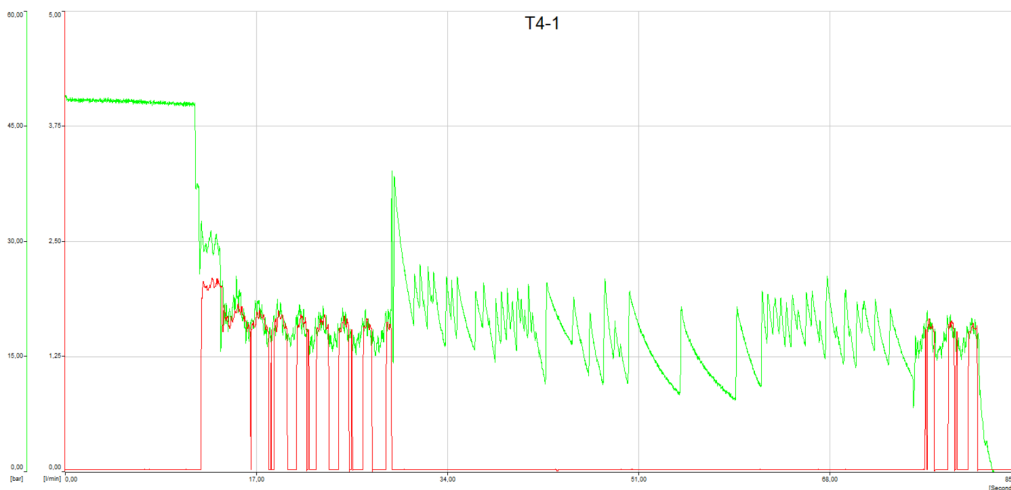
$$\Delta V_W = \frac{1,4\text{liter} * 0,95 \left(\frac{43,9\text{bar}}{111\text{bar}} \right) \left[\left(\frac{118\text{bar}}{111\text{bar}} \right)^{\frac{1}{1,72}} - 1 \right]}{\left(\frac{118\text{bar}}{111\text{bar}} \right)^{\frac{1}{1,72}}} = -0,018\text{liter}$$

Energidifferansen i akkumulatoren blir beregnet ved å multiplisere volumdifferansen med median-trykket. [15]

$$\Delta E_{akk} = \frac{0,018\text{liter} * \left(\frac{118\text{bar} + 111\text{bar}}{2} \right)}{10} = -0,21\text{kJ}$$

Virkningsgraden beregnes ved å dele energien lagret og energien ut, med energien inn. [18]

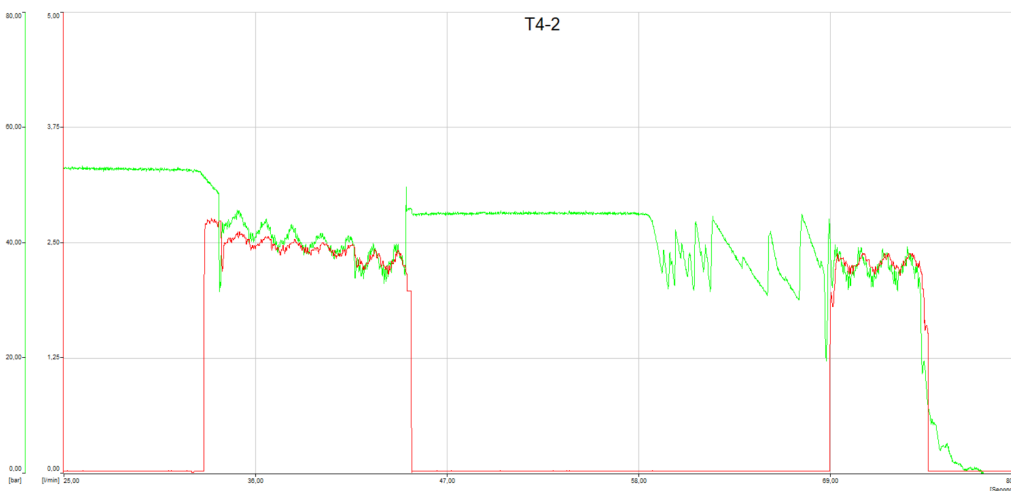
$$SystemVirkningsgrad = \frac{4,57\text{kJ} - 0,21\text{kJ}}{8,09\text{kJ}} = 53,9\%$$



Figur 72: T4-1

Virkningsgradtest #T4-1:			3. Mai. 2023
Δh	153 cm	Tid	18,6 s
m	195,4 kg	Potensiell energi, E_{inn}	2,93 kJ
Trykk før slipp, p3	48,4 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	0,72 kJ
Trykk etter slipp, p2	27 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,34 kJ
ΔV_w	-0,073 liter	Peak flow	2,11 l/min
		Systemvirkningsgrad	13,2%

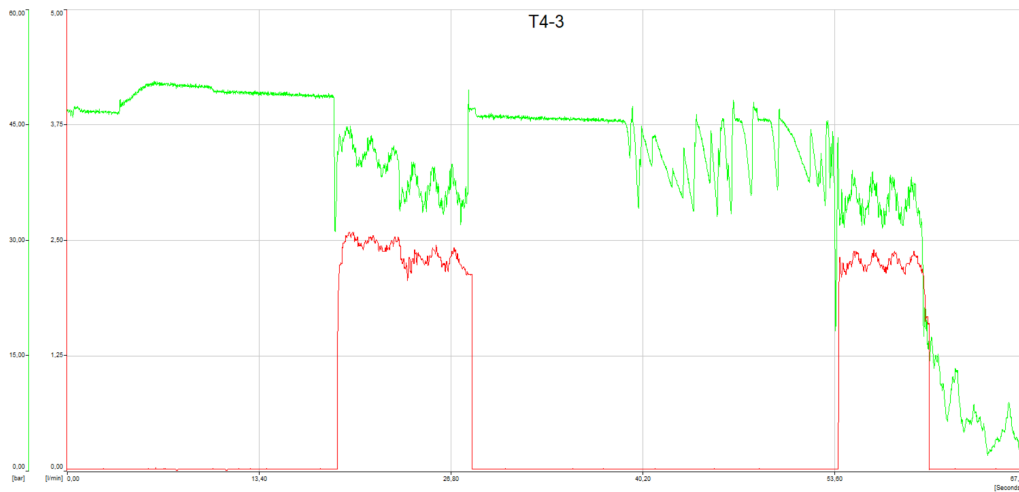
Tabell 32: T4-1



Figur 73: T4-2

Virkningsgradtest #T4-2:			3. Mai. 2023
Δh	127 cm	Tid	12,0 s
m	293,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	3,66 kJ
Trykk før slipp, p3	52,5 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	1,97 kJ
Trykk etter slipp, p2	45 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,54 kJ
ΔV_w	-0,11 liter	Peak flow	2,76 l/min
		Systemvirkningsgrad	38,9%

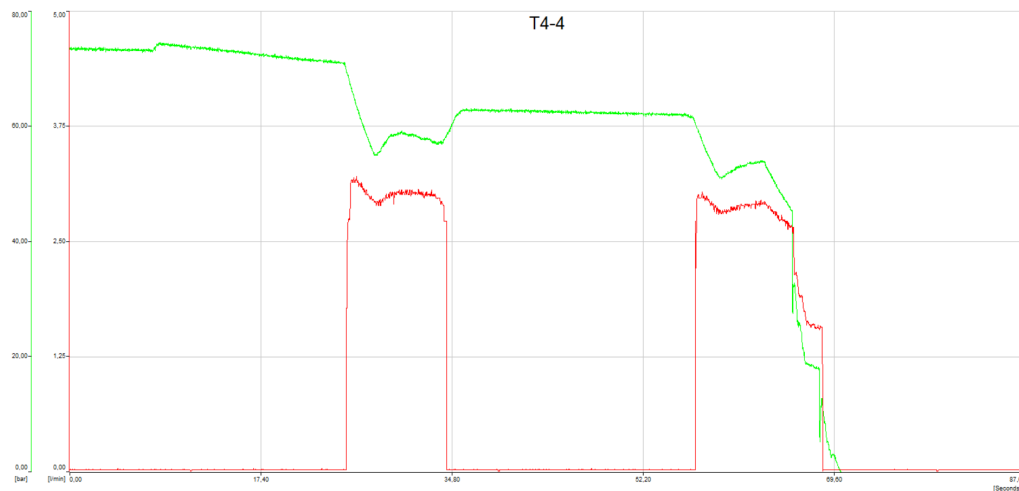
Tabell 33: T4-2



Figur 74: T4-3

Virkningsgradtest #T4-3:			3. Mai. 2023
Δh	114 cm	Tid	9,9 s
m	293,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	3,29 kJ
Trykk før slipp, p3	49 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	1,45 kJ
Trykk etter slipp, p2	46 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,22 kJ
ΔV_w	-0,046 liter	Peak flow	2,59 l/min
		Systemvirkningsgrad	37,3%

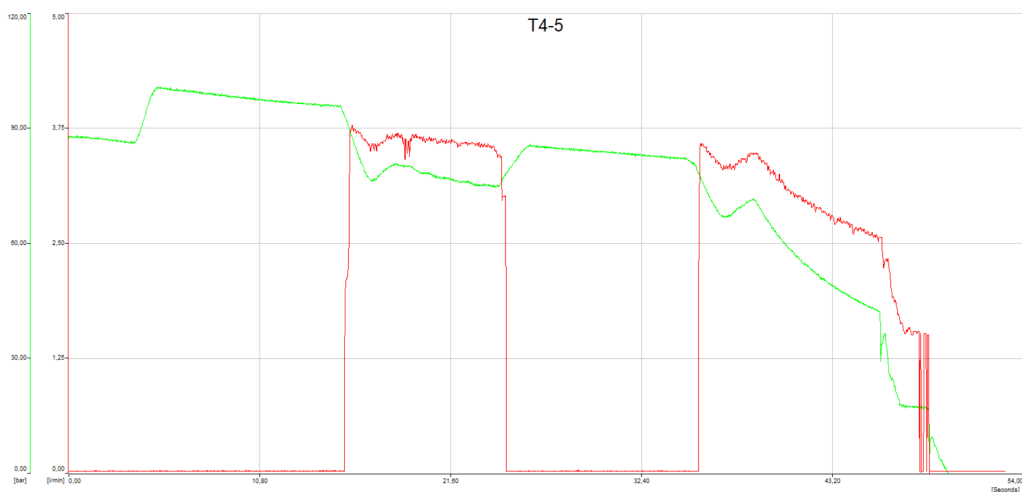
Tabell 34: T4-3



Figur 75: T4-4

Virkningsgradtest #T4-4:			3. Mai. 2023
Δh	124 cm	Tid	11,1 s
m	390,3 kg	Potensiell energi, E_{inn}	4,75 kJ
Trykk før slipp, p3	71,0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	2,68 kJ
Trykk etter slipp, p2	63,0 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,42 kJ
ΔV_w	-0,062 liter	Peak flow	3,21 l/min
		Systemvirkningsgrad	47,7%

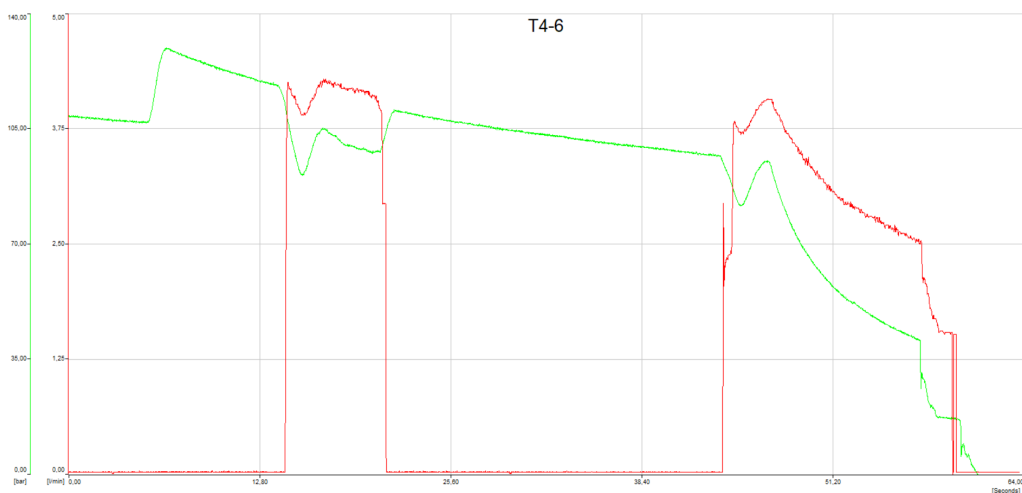
Tabell 35: T4-4



Figur 76: T4-5

Virkningsgradtest #T4-5:			3. Mai. 2023
Δh	154 cm	Tid	10,9 s
m	491,9 kg	Potensiell energi, E_{inn}	7,43 kJ
Trykk før slipp, p3	96,0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	4,23 kJ
Trykk etter slipp, p2	85,5 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,40 kJ
ΔV_w	-0,045 liter	Peak flow	3,78 l/min
		Systemvirkningsgrad	51,5%

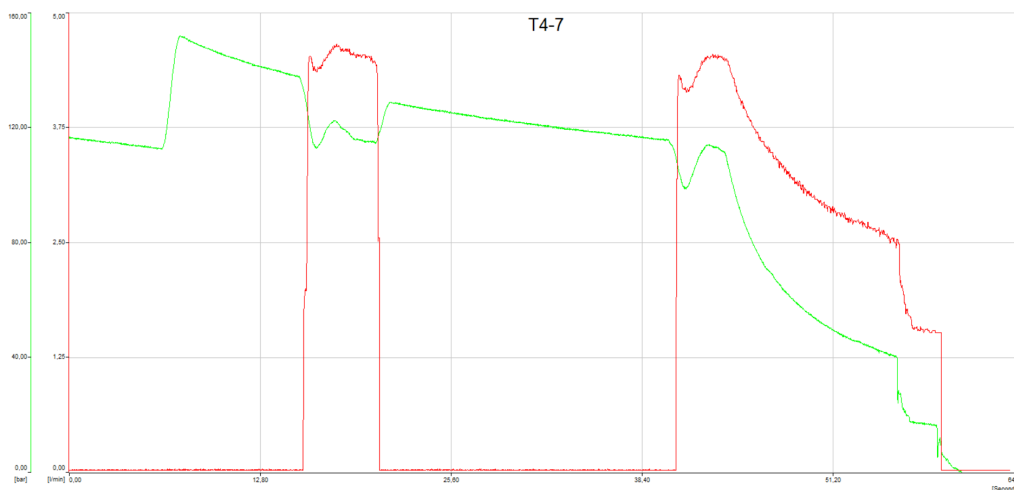
Tabell 36: T4-5



Figur 77: T4-6

Virkningsgradtest #T4-6:			3. Mai. 2023
Δh	138 cm	Tid	7,9 s
m	597,4 kg	Potensiell energi, E_{inn}	8,09 kJ
Trykk før slipp, p3	118,0 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	4,57 kJ
Trykk etter slipp, p2	111,0 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,21 kJ
ΔV_w	-0,018 liter	Peak flow	4,29 l/min
		Systemvirkningsgrad	53,9%

Tabell 37: T4-6



Figur 78: T4-7

Virkningsgradtest #T4-7:			3. Mai. 2023
Δh	116 cm	Tid	6,3 s
m	680,1 kg	Potensiell energi, E_{inn}	7,74 kJ
Trykk før slipp, p3	137,5 bar	Hydraulisk energi, E_{ut}	4,34 kJ
Trykk etter slipp, p2	129,5 bar	Energi differanse akkumulator, ΔE_{akk}	-0,21 kJ
ΔV_w	-0,015 liter	Peak flow	4,66 l/min
		Systemvirkningsgrad	53,5%

Tabell 38: T4-7

6.5 Feilkilder

For å beregne energien lagret i akkumulatoren, benyttes formel 14 og 15 fra produsenten. Formel 14 brukes til å regne volumdifferansen i akkumulatoren mellom to trykk. Energidifferansen berignes med formel 15 hvor volumedifferansen blir multiplisert med medianen av trykkene. Endringen i volum er ikke proporsjonal med endringen i trykk, og dermed vil mediantrykk som estimering ikke være helt nøyaktig. På mindre trykkforskjell vil mediantrykke gi en god estimering. Kompleks integralregning gjør det mulig å nøyaktig fastsette energidifferansen i akkumulatoren og dermed få en mer nøyaktig virkningsgrad. Til tross for dette vurderes beregning med hensyn på mediantrykket som tilstrekkelig for fastsetting av energidifferansen i akkumulatoren.

I T2 kan slipp høyden deles inn i to perioder. Den første perioden gikk fra starttrykket ved h_1 til likevektstrykket, mens den andre perioden gikk fra likevektstrykket til slutttrykket ved høyden h_0 . I perioden hvor vekten står ved likevektstrykket er det et stort trykktap i systemet. I T2-16 (figur 63) observeres et trykktap på 13,5 bar når vekten holdes ved likevektstrykket før slipp. Trykktapet er fra 148,5 til 135 bar. For å minimere tiden mellom høydemålingene og dermed trykktapet, ble prosedyren ved måling av starthøyde ble endret fra T2 til T4

Slippene med høyest vekt vil ha det største trykktapet, og vil dermed ha det største avviket mellom testseriene. I disse slippene var økningen i virkningsgrad på omtrentlig 10% fra T2 til T4. Dette noteres ikke som en feilkilde i virkningsgradmålingen eller beregning, men vurderes som en feilkilde under selve testprosedyren for systemvirkningsgrad.

Den totale vekten som bidrar under slippet vil være marginalt høyere enn totalvekten på sandsekkene. Sandsekkene er veid med en baderomsvekt, uten sertifisert kalibrering, men vurderes å ha en akseptabel målesikkerhet. Likevel vil sekken, trinsen som er festet til sekken, og deler av vaieren, bidra til en høyere vekt under slipp. Denne vekten tas ikke til betraktning under beregning av potensiell energi. Virkningsgraden beregnet vil dermed være marginalt lavere.

Måleapparatene som ble brukt var en Parker ServiceMaster, lasermåler og en baderomsvekt. ServiceMaster-måleapparatet er utformet av leverandør, med spesielt tilpassede sensorer for sine systemer, og vil registrere svært pålitelig data med lav usikkerhet. Til tross for dette, ble støy observert i målingen. For å omgå dette ble tidsintervallet begrenset mest mulig når energien ut ble summert. Hvordan energien er summert illustreres i vedlagte Excel filer.

En lasermåler ble benyttet for å måle slipp høyden til vekten. For å ha et likt referansepunkt under høydemålingen, ble det laveste punktet på sekken målt. Bunnen på lastekken er ikke flat men avrundet, slik at det laveste punktet kan ha blitt plassert feil, grunnet brukerfeil. Dette kan føre til et lite avvik i beregnet potensiell energi.

Baderomsvekten vil være den største kilden til usikkerhet i måleapparatene. En lastcelle montert direkte på systemet vil gi en lavere usikkerhet. I tillegg vil den ukjente vekten fra sekken, trinse og vaier kunne måles. Lasermåleren skal være svært pålitelig i sine målinger. Feil i høydemålingen skyldes eventuell brukerfeil.

Avvikende datapunkt

De første slippene i hver testserie er ikke representative for virkningsgraden til bølgekraftomformereren. Disse slippene gjennomføres med en vektmengde som så vidt overstiger treggheten til kraftomformereren. Dette gjør at utspolingen av vaieren skjer med lav hastighet, slik at den volumetriske virkningsgraden til pumpen blir svært lav. Dette illustreres også i grafen fra disse slippene, ved at trykket oscillerer. Utifra dataene er det grunnlag for å anta at vippepunktet befinner seg et sted mellom 200 kg og 250 kg. Det er rundt denne vekten trykkgrafene glatter ut.

T3-7 og T3-8 ble gjennomført med en annerledes prosedyre enn resten av slippene i testserie 3. Når vekten ble sluppet med ventil 11a åpen, var det ikke mulig å lukke ventilen hurtig nok til at vekten ikke gikk i bakken. T3-7 og T3-8 ble derfor sluppet med lukket ventil 11a fra start. Energien ut er dermed 0,0 kJ i begge disse slippene. Virkningsgraden ble dermed beregnet ut i fra hvor mye energi som ble lagret i akkumulatoren.

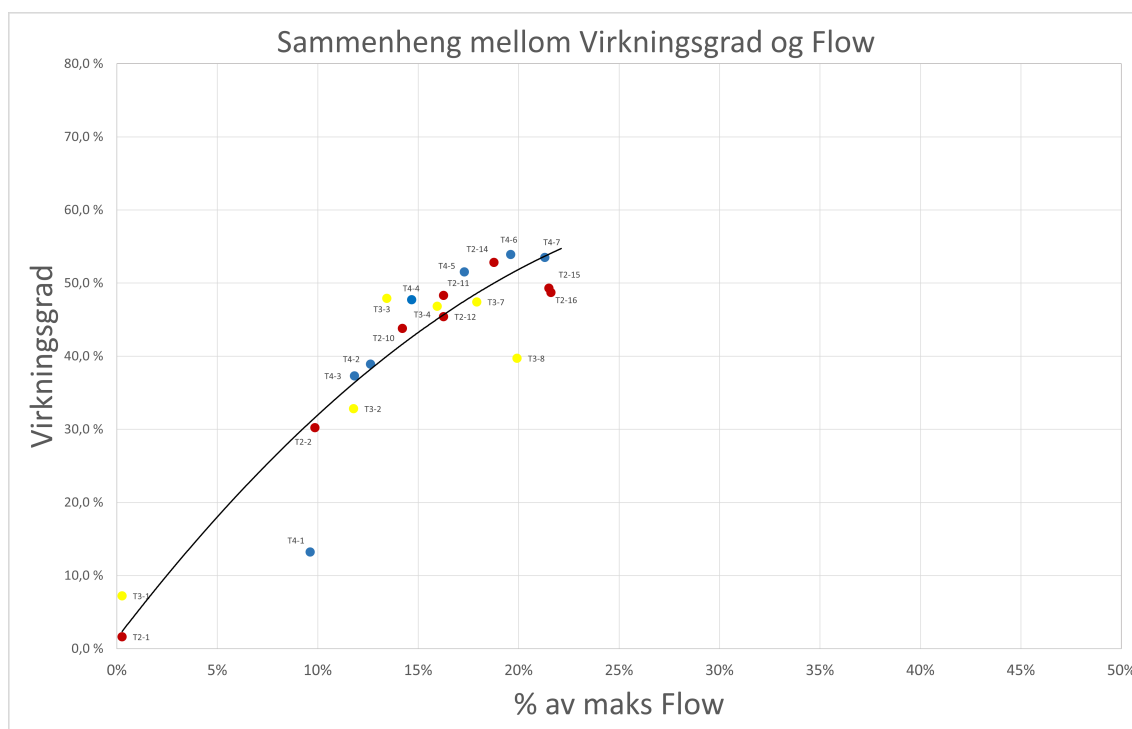
T4-1 avviker betraktelig fra trendlinjen, grunnen til avviket har ikke blitt fastslått. Måledataen viser at "flowen" var ujevn gjennom slippet. Den svinger flere ganger fra omtrentlig 2 l/min ned til 0, og opp igjen. Hvorfor denne målingen gjør dette er uvisst. T4-1 er det eneste slippet gjennomført på rundt 200kg, slik at det ikke er mulig å si om dette faktisk er virkningsgraden ved dette punktet eller om det er feil i målingene.

6.6 Diskusjon

Resultatene fra testingen indikerer at ved de siste målingene i hver serie, observeres en nedgang i den målte virkningsgraden. Denne avtagende trenden kan tyde på at systemgrensen for øvre virkningsgrad er nådd. Det er imidlertid vanskelig å bevise at dette er en trend, fordi det er kun det siste datapunkt i hver serie som understøtter hypotesen. For å bekrefte eller avkrefte hypotesen må det registreres mer data som kan vitne om en trend.

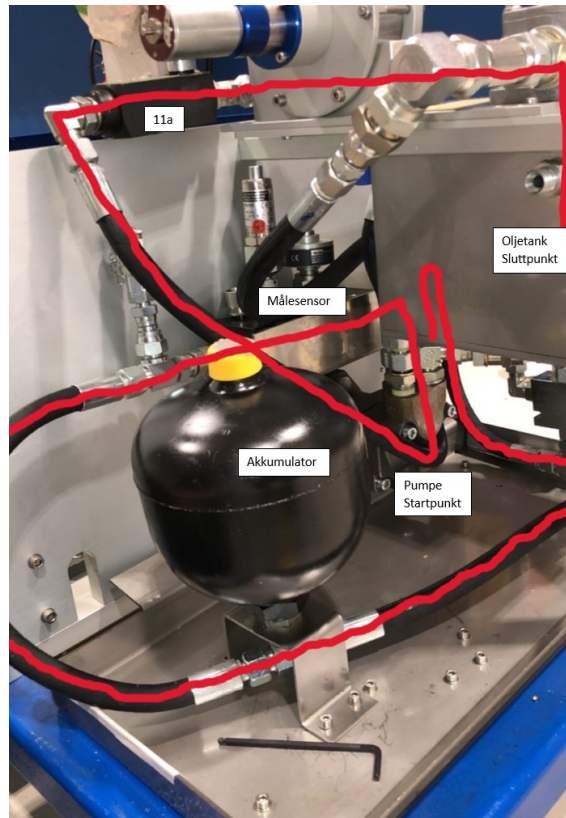
For å illustrere hvordan virkningsgraden til kraftomformerer øker ved større hydraulisk fart, er virkningsgraden plottet mot andelen av maks "flow". Langs y-aksen er virkningsgraden beregnet gjennom testing og langs x-aksen er andel av maks "flow", bergnet fra maksimal pumpehastighet. For å skille testseriene har hver måling i samme serie lik farge. Testserie to er rød, tre er gul og 4 er blå.

Grafen viser en tydelig trend der virkningsgraden øker ved økt "flow". Hydrakraft sin data tydet på at virkningsgraden vil øke ved økt hydraulisk fart i systemet. Figur 79 bekrefter denne antagelsen.



Figur 79: Trendlinje

Testserie 3, ble gjennomført med et starttrykk på 0 bar og med ventil 11a i åpen posisjon. Dette gjorde at vekten falt med en større hastighet enn i T2 og T4. "Flowen" observert i T3 var lik de andre testseriene, som tyder på at pumpehastigheten ikke er den begrensende faktoren for "flow". Den begrensende faktoren antas og være et dårlig utformet hydraulisk system. Den største "flowen" oppnådd under testing var 4,73 liter/min. Dersom den hydrauliske "flowen" økes ytterligere, til tross for utformingen av det hydraulisk systemet, tyder trendlinjen på at virkningsgraden kan stige opp mot 60%.



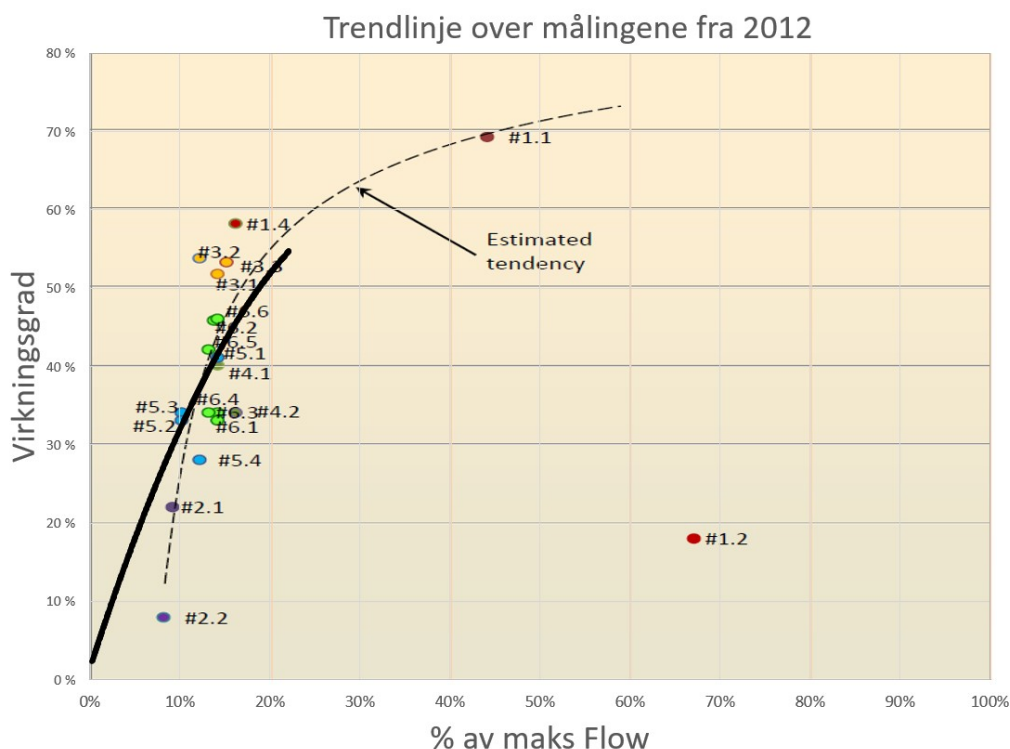
Figur 80: Nåværende utforming av hydraulikksystem.
Ikke optimalisert for direkte flow

Fløen gjennom systemet illustreres i figur 80 . Dersom det hydrauliske systemet hadde vært optimalt utformet, ville det hatt en direkte og rett linje fra pumpen til turbinen. Dette var ikke mulig å oppnå i hydraulikkmodifikasjonen, på grunn av nødvendigheten av å lede strømmen gjennom sensorblokken. Sensorblokken var solid festet til prototypens rammeverk og kunne ikke flyttes.

I figuren kan man se at strømmen først passerer gjennom pumpen, deretter ledes den forbi akkumulatoren, gjennom sensorblokken før den når turbinen. Selv om denne konfigurasjonen ikke oppfyller det optimale kravet om en rett linje, var det nødvendig for å integrere sensorene i systemet.

Trykktap er det største bidraget til effekttap i systemet. Det største trykktapet oppleves når vekten holdes i ro ved høyt trykk. Hydraulisk effekt regnes ut ved å multiplisere trykket og "flow". Tap av trykk resulterer derfor i en redusert hydraulisk effekt og energi ut.

Trendlinjen fra testingen ser ut til å stemme godt overens med Hydrakraft sine målinger gjort i 2012.



Figur 81: Trendlinje fra målinger (svart, heltrukket) mot målingene fra 2012 (stiplet)

Opprinnelig var planen å bruke en maksimal slippvekt på ett tonn. Dette viste seg å ikke være gjennomførbart med slipp høyden tilgjengelig ved NTNU Valgrinda. Vekten måtte slippes ned en innledene høyde for øke trykket i systemet til likevekt. De innledene høydene begynte å bli store ved større vekter, som gjorde fallhøyden for liten for å kunne utføre testene. Alternativ kunne håndsviveen blitt benyttet til å øke trykket mer før vekten ble frigjort fra slippkroken. Dette ble ansett som uforvarlig med hensyn på potensielle skader på personen som opererer sveiven. På grunn av denne begrensningene ble det konkludert med at bruk av vekt over 700kg ikke var forvarlig.

Når en eventuell prototype skal driftes i havet er det ønskelig at trykket skal ligge på 220 bar. Vinsjenheten er dimensjonert for bølgetopper på en meter. Dette er kortere enn den gjennomsnittlige slippdistansen under testing, men siden flottøren vil akselerere betraktelig fortere, vil dette kunne gi en høyere "flow". Et høyere trykk og en raskere utspoling vil trolig føre til en enda høyere virkningsgrad.

Innledningvis var hensikten med testingen å oppnå en høyere "flow" i systemet, da Hydrakraft konkluderte at virkningsgraden økte proporsjonalt med "flowen". Det ble ikke oppnådd så høy flow som forventet, i testingen. Det er mulig at den lave "flowen" kommer av treghet i systemet. Hydraulikksystemet er dårlig utformet, med T-koblinger, 90 gradere og svinger i slangene. Dette fører til en høyere treghet som igjen vil føre til et høyere trykk. Når det innvendige trykket i systemet overstiger ladetrykket til akkumulatoren vil den fylles. Siden "flowen" i systemet er målt etter akkumulatoren, vil fyllingen av akkumulatoren føre til en lavere flow.

De siste testene i hver testserie har en lavere virkningsgrad enn den nest siste. Dette kan tyde på at en systemgrense ble nådd under testgjennomføringen. Ved å øke slippvekten resulterer det i et høyere likevektstrykk. Det høyere trykket resulterer i at den hydrauliske kraften som virker tilbake på pumpen øker. Dette gjør igjen at hastigheten reduseres under slipp. Det ble ikke nådd en øvre grensen men begynte å flate ut ved høyere vektet. Den kan derfor være at en system grense på hastighet for prototypen ble nådd.

7 Konklusjon og videre arbeid

Resultatmålene for prosjektet anses som nådd. Effektmålene vurderes i henhold til resultatene oppnådd.

Prototyp utvikling

Basert på vurderingskriteriene, ser det ut til at et 2x planetgir vil være det mest passende designet for Hydrakraft sine formål. Dette designet gir flere fordeler som redusert mekanisk svinn og treghetsmoment ved å flytte driftsmidlene ned på samme aksling.

En viktig fordel med dette designet er bruken av hyllevarer, som eliminerer behovet for produksjonsfasen. Dette bidrar til å holde kostnadene lave, da man kan dra nytte av eksisterende komponenter og unngå behovet for tilpassede deler. Videre krever dette designet bare to pumper, noe som ytterligere bidrar til kostnadsbesparelser. Ved å ha færre komponenter å vedlikeholde og erstatte, reduseres både investerings- og driftskostnadene.

En annen fordel med 2x planetgir-designet er muligheten for ekstern overvåking. Ved å implementere sensorer og datainnsamlingsystemer kan man overvåke ytelsen til systemet i sanntid. Dette muliggjør rask deteksjon av eventuelle feil eller unormale driftsforhold. Ved mistanke om feil på systemet kan den mekaniske oppgiringen eksternt ut-koples for å beskytte systemet mot havari. I tillegg vil rådata gjennom overvåkingssystemet muliggjøre analyse for å utvikle bedre vedlikeholdsprosedyrer. Ved å analysere og tolke dataene kan man identifisere avvik og potensielle svikt i systemet, slik at man kan iverksette tiltak for å forhindre at de eskalerer til kostbare eller farlige situasjoner.

Basert på vurderingskriteriene, ser det ut til at 2x planetgir-designet tilfredsstillende Hydrakraft sine formål på en kostnadseffektiv måte. Ved å redusere mekanisk svinn, treghetsmoment og produksjonskostnader, samt muliggjøre ekstern overvåking og forbedring av vedlikeholdsprosedyrer, kan dette designet bidra til å optimalisere driftseffektiviteten og påliteligheten til Hydrakraft-systemet.

Trinseproduksjon

I det eksterne systemet ble undervannstrinsen utvalgt som forbedringspotensialet. Vaieren er uunnngåelig og sjokkabsorbereren ble forbedret av en annen bachelorgruppe. Simuleringene viser at den er robust og tåler den belastningen som kan oppstå i systemet. Glidelager ble valgt for opplagringen av trinsehjulet til braketten både grunnet robusthet og etter ønske fra Hydrakraft. Det medfører høyere friksjon sammenlignet med kulelager, men det er også en del mindre som kan ødelegges. Videre er det tiltenkt en fjærbelastet innfestning for å løse problemet med at undervannstrinsen legger seg flatt når vaieren er slakk.

POM viste seg og være et vellegnet materiale å produsere trinsehjulene i, både for å skåne vaieren og redusere treghetsmomentet. Om materialer holder seg etter en lengre periode nedsenket i saltvann, kreves videre testing for å bestemme.

For å optimalisere undervannstrinsen videre, er det nødvendig å gjennomføre fysiske tester i sjøvannsmiljøet. Disse testene vil gi verdifull innsikt og verifisere simuleringens resultater, samt bidra til å validere designvalgene og identifisere eventuelle forbedringsområder.

Hydraulikksystemet

Etter demontering av driftskomponentene til OBM er det nødvendig å utarbeide et bedre egnet hydraulisk system. Systemmodifikasjonen utført fungerer som en midlertidig løsning, der overganger og oppsett bør modifieres. Man kan ikke konkludere hva utkoblingen og remontering har gjort for den hydrauliske virkningsgraden, annet enn at systemet nå er betraktelig mindre komplekst, selv når det er montert uoptimalt. Endringen fører til:

- At det kreves færre deler
- Montering går fortere
- Vedlikehold gjøres enklere

Systemvirkningsgrad

Systemets virkningsgrad er dokumentert og sammenlignet opp mot de første testene fra 2012. Virkningsgraden innenfor systemets realistiske driftsområde er i gjennomsnitt 49,4%, der høyeste registrerte effekt oppnådd er 53,9%. Sammenlignet med tidligere testresultater er virkningsgraden noe høyere enn anslått. Utifra beregninger basert på testdataene finnes det rimelig grunnlag for å anslå en systemvirkningsgrad på opptil 60%, under det som defineres som perfekte driftsforhold.

Effekt mål: Er bølgekraft kommersielt levedyktig?

Prosjektrapporten illustrerer et teoretisk levedyktig konsept, som allerede er istand til å produsere energi. Systemet kan utbedres med god effekt ved å gjøre relativt små endringer, og det er stort potensiale for ytterligere videreutvikling med hensyn på å komprimere designet og senke kostnader. En svært kritisk, og stadig ukjent påvirkningsfaktor, er de virkelige forholdene langs kysten, når en går bort fra de kontrollerte testomgivelsene. Når endelig design defineres, vil neste fase i utviklingen iverksettes; Marin testing.

Før marin testing, legger prosjektet grunnlaget for mye videre arbeid. Det vil være ønskelig å verifisere delsystemenes individuelle påvirkning, for å kunne mer målrettet fokusere på utbedringer i enkeltsystemene, i den hensikt å øke den totale systemvirkningsgraden. Det kan med god hensikt gjennomføres videre testing for å bygge empirisk datagrunnlag, og minimere målefeil eller variasjon i avlesninger.

Identifisering av hensiktsmessig hydraulisk systemutbedring

Det som vurderes som mest kritisk videre arbeid er å identifisere graden av hydraulisk tregghet, og innføre utbedrende systemvalg deretter. Den foreløpige iterasjonen av Hydra WEC-mini, både før og etter hydraulikkmodifikasjon, er ikke optimalisert, med hensyn på hydraulisk energioverføring.

Under testing oppnås det rpm-verdier høyere enn det som er nødvendig for 100% SPS, til tross for systemets tregghetsmoment. Ved å sammenligne den totale "flowen" som passerer sensoren, og den totale "flowen" pumpa skulle ha pumpet i løpet av en kjent mengde rotasjoner, er det mulig å beregne en virkningsgrad for pumpen. Om denne virkningsgraden går overens med virkningsgraden oppgitt fra produsenten, etter at pumpen ikke har vært i bruk på 10 år vil være av interesse. Om det viser seg at virkningsgraden til pumpen er lavere enn det som er oppgitt fra produsent, vil virkningsgraden på systemet enkelt kunne økes ved å skifte pumpe.

Sensor for styring av OBM

For å erstatte nåværende løsning, en sentrifugalregulator, vil det i Hydra WEC-mini behøves det en hastighetssensor til å registrere rotasjonshastigheten på akslingen. Sensoren må kunne sende et signal til OBM for å forhindre havari ved rotasjonshastigheter som overskrider systemkapasiteten.

Eksempler på sensorer som kan være egnet er:

- Magnetiske hastighetssensorer, bruker et magnetisk svinghjul og en sensor som måler endringene i magnetfeltet når hjulet roterer. Endringene i magnetfeltet er proporsjonale med endringen i rotasjonshastigheten, og kan derfor brukes til å måle hastigheten til akslingen.
- Optisk hastighetssensor, som bruker en lyskilde, et reflekterende hjul og en fotodetektor. Når hjulet roterer, reflekteres lyset fra lyskilden til fotodetektoren, som måler endringene i lysintensitet og beregne rotasjonshastigheten.
- Induktiv hastighetssensor, som bruker et metallisk svinghjul og en induktiv sensor. Når hjulet roterer, endres avstanden mellom hjulet og sensoren, som forårsaker en endring i det elektromagnetiske feltet. Endringene i det elektromagnetiske feltet måles av sensoren og brukes til å beregne rotasjonshastigheten.

Konkludere faktisk mekanisk effekttap, spesielt i belteovergang

Testarbeid som konkret definerer hva det mekaniske effekttapet er i Hydra WEC-mini, vil legge grunnlaget for å vurdere videre iterasjoner. Å beregne belteovergangens innvirkning spesifikt blir et sentralt referansepunkt til sammenligning av det mekaniske effekttapet mellom nytt design og eksisterende prototype. Beltekoplingen brukt til oppgiring av trommelen, er et tapsledd. Hvor stort dette tapet er ble ikke konkludert i denne rapporten. Det vil være aktuelt å kartlegge hvor stort dette tapet er, ved hjelp av f. eks. testing av torsjonsmoment på akslingen. Ved å gjennomføre målinger på hvor stort trykk som er nødvendig for å løfte en kjent masse, vil man kunne gjøre beregninger av det empiriske torsjonsmomentet ved innspoling. Det samme kan gjøres på utrulling av vaier ved å se på hvor lavt trykk gjør at massen begynner å falle mot bakken. Ved å sammenligne disse to målingene vil det være mulig å kalkulere tapsgraden i beltekoplingen. Dette vil gi en referanse på hvor stor forbedring som kan forventes i fremtidige prototyper, som lages uten beltekopling.

Under dette prosjektet har gruppen fått definere, vurdere, og løse ingeniørfaglige problemstillinger. Kanskje det største læringsutbyttet, forutenom den teoretiske bakgrunnen man har måttet sette seg inn i, kommer i form av erfaringen av praktisk ingeniørarbeid. Det å kunne overføre teori til praksis, og deretter dokumentere prosedyre, resultater, og refleksjoner i strukturert form, kommer til å bli meget nyttig i videre ingeniørfaglig arbeid.

8 Risikoanalyse

	Hendelse:	Konsekvens:	Sannsynlighet:	Risiko:	Tiltak:
1	Klemseheler og kuttakader- Det skal flyttes på et trinssystem som veier 220 kg. I tillegg skal det brukes dreiebent og lignende. Dermed er det fare for å miste tunge deler eller sitte fast i bevegelige deler.	Før tiltak: D Etter tiltak: B	Før tiltak: 4 Etter tiltak: 2	Før tiltak: 16 Etter tiltak: 4	Viktig at man da bruker vernebeskyttelse, hansker (ikke ved dreining) og moderne utstyr.
2	Eksplisjon Når trinssystemet skal testes opererer systemet på rundt 200 bar. Dette medfører en fare for eksplosjon. Hvis systemet overbelastes eller det er skader på trykkbeholderen.	Før tiltak: E Etter tiltak: E	Før tiltak: 2 Etter tiltak: 1	Før tiltak: 10 Etter tiltak: 5	Kan redusere faren ved å leie inn hydraulisk eksperter, ha strenge rutiner og alltid være ekstra varsom
3	Fallskader Det vil alltid være en fare for fallskader, men konsekvensene av disse øker når man er på et verksted med mye utstyr.	Før tiltak: C Etter tiltak: B	Før tiltak: 4 Etter tiltak: 2	Før tiltak: 12 Etter tiltak: 3	Ha en ryddig arbeidsplass og være oppmerksom på øjesøl og glatte underlag som kan fremprovosere fall.
4	Bramm Bramm som oppstår på grunn av elektrisk utstyr, feil på maskiner eller feil håndtering av brannfarlige materialer.	Før tiltak: D Etter tiltak: C	Før tiltak: 2 Etter tiltak: 1	Før tiltak: 8 Etter tiltak: 3	Regelmessig testing av brannalarmer og slukkesystem, opplæring i brannikkerhet og rutinemessig kontroll av elektrisk utstyr og kabler.
5	Støy Skader på arbeidernes hørsel som følge av støy fra maskiner og hendelser på arbeidsplassen.	Før tiltak: B Etter tiltak: A	Før tiltak: 4 Etter tiltak: 2	Før tiltak: 8 Etter tiltak: 2	Installering av støydempende materialer, opplæring i sikker håndtering av støykilder, og bruk av hørselsvern.
6	Fallende gjenstander Skader på arbeidere som følger av fallende gjenstander fra hyller, reoler og annet oppbevaringsutstyr. Det skal benyttes veldig tunge sekker i høyde ved testing av systemet.	Før tiltak: D Etter tiltak: C	Før tiltak: 3 Etter tiltak: 2	Før tiltak: 12 Etter tiltak: 6	Sikring av hyller og reoler, regelmessig inspeksjoner av oppbevaringsutstyr, og opplæring i sikker løfteknikk.
7	Strømfeil Skader på arbeidere eller utstyr som følge av elektriske feil eller kortslutninger	Før tiltak: C Etter tiltak: B	Før tiltak: 3 Etter tiltak: 3	Før tiltak: 9 Etter tiltak: 4	Regelmessige inspeksjoner og vedlikehold av elektrisk utstyr, opplæring i sikker håndtering av elektriske systemer, og overvåking av elektriske strømmer og spenninger.
8	Brudd på sikkerhetsprosedyrer Skader på arbeidere som følge av brudd på sikkerhetsprosedyrer eller manglende overholdelse av sikkerhetsregler.	Før tiltak: D Etter tiltak: B	Før tiltak: 5 Etter tiltak: 3	Før tiltak: 20 Etter tiltak: 6	Opplæring i sikkerhetsprosedyrer, overvåking av brudd på arbeidsprosedyrer, og regelmessig vurdering av sikkerhetsprosedyrer.
9	Ulykker med maskiner Skader på arbeidere ved bruk av maskiner og annet utstyr.	Før tiltak: D Etter tiltak: C	Før tiltak: 3 Etter tiltak: 2	Før tiltak: 12 Etter tiltak: 6	Sikkerhetsinstruksjoner og opplæring i riktig bruk av maskiner, og regelmessig inspeksjon og vedlikehold av maskiner.
10	Brudd på vaier Skader på arbeidere ved brudd på vaier under strekk.	Før tiltak: D Etter tiltak: D	Før tiltak: 4 Etter tiltak: 1	Før tiltak: 12 Etter tiltak: 4	Gå gjennom vaieren nøye før bruk for å se etter svakheter/feil på vaieren. Påse at vaieren er riktig dimensjonert for kreftene som skal virke på den.

Tabell 39: Risikoanalyse

k o n s e k v e n s	Svært alvorlig	5	10	15	20	25
	Alvorlig	4	8	12	16	20
	Moderat	3	6	9	12	15
	Liten	2	4	6	8	10
	Svært liten	1	2	3	4	5
		Svært liten	Liten	Moderat	Alvorlig	Svært alvorlig
Sannsynlighet						

Figur 82: Konsekvenser/sannsynlighet

Gradering	Menneske	Omdømme
E (5) Svært alvorlig	Død	Troverdighet og respekt betydelig og varig svekket
D (4) Alvorlig	Alvorlig personskade Mulig uferhet	Troverdighet og respekt betydelig svekket
C (3) Moderat	Alvorlig personskade	Troverdighet og respekt svekket
B (2) Liten	Skade som krever medisinsk behandling	Negativ påvirkning på troverdighet og respekt
A (1) Svært liten	Skade som krever førstehjelp	Liten påvirkning på troverdighet og respekt

Figur 83: Gradering konsekvenser

Svært liten 1	Liten 2	Middels 3	Stor 4	Svært stor 5
1 gang pr 50 år eller sjeldnere	1 gang pr 10 år eller sjeldnere	1 gang pr år eller sjeldnere	1 gang pr måned eller sjeldnere	Skjer ukentlig

Figur 84: Gradering sannsynlighet

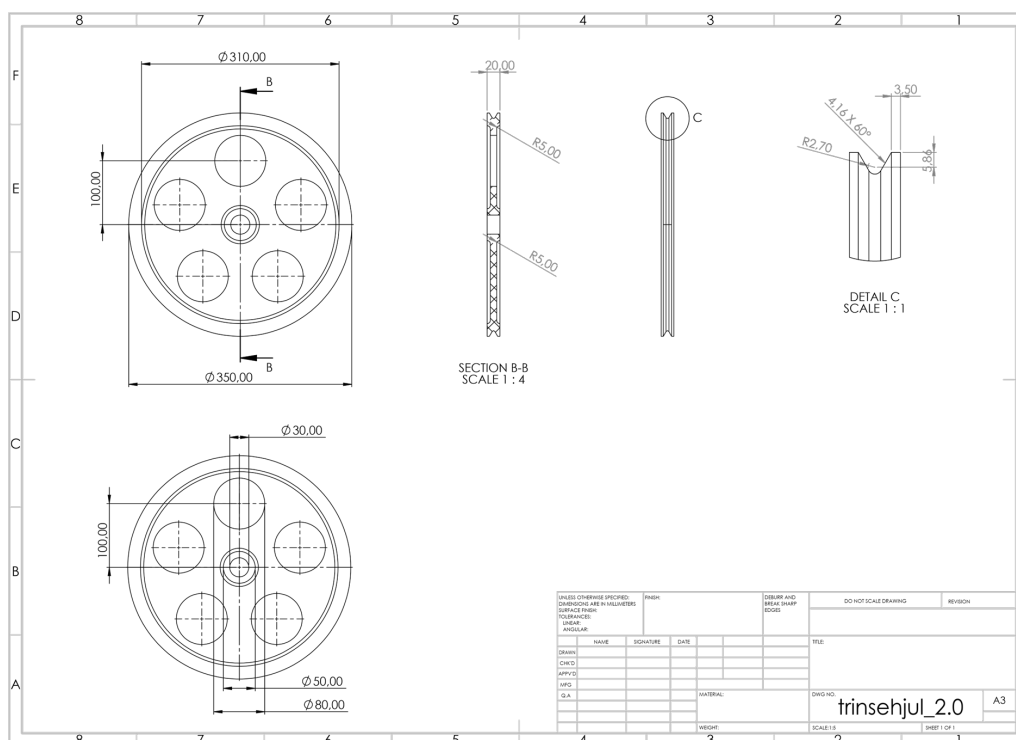
Referanserliste

- Biltema (2014). *RUNDSLYNGE*. (Hentet: 02.04.2023). URL: <https://docs.biltema.com/v2/documents/file/nb/01c1808c-11e2-4dd5-a7f1-40d772da59d5>.
- Certex (2014). *Bow Shackle No 855, Gunnebo - Safety Bolt*. (Hentet: 22.04.2023). URL: <https://www.certex.no/produkter/lofteredskaper/lost-utstyr/sjakler/gunnebo-h-sjakkell-med-oyebolt-no-854-p81059?categoryId=495998#>.
- (2023). *Ståltau 6x19 FC*. (Hentet: 13.04.2023). URL: <https://www.certex.no/produkter/staltau-og-tilbehor/staltau/staltau-ordinaer/staltau-6x19-fc-p252731?categoryId=491458#>.
- CRANES, INTERNATIONAL and SPECIALIZED TRANSPORT (2006). *Spools out*. Tilgjengelig fra: <https://lebus-germany.com/downloads/dl-international-cranes-0607.pdf>. (Hentet: 11.05.2023).
- Espegard (2023). *Espegard lastsekk*. Tilgjengelig fra vedlegg: *Datablad lastsekk* (Hentet: 25.04.2023).
- Falnes, Johannes (2016). *Ocean-Wave Energy*. TFY4300 Energi og Miljøfysikk <https://folk.ntnu.no/falnes/teach/wave/TFY4300/WaveLectJF2016ut2.pdf> (Hentet: 12.05.2023).
- FrekhaugStål (2023). *Utløserkrok*. Tilgjengelig fra vedlegg: *Datablad utløserkrok* (Hentet: 21.04.2023).
- MikeRun (2021). *Mechanical Stress*. (Hentet: 19.04.2023). URL: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Different-types-of-mechanical-stress_EN.svg.
- MOE&CO (2023). *Kasteblokk/Stålblokk enkel 1T*. Tilgjengelig fra: <https://moeco.no/produkt/kasteblokk-stalblokk-enkel-1-t/>. (Hentet: 12.05.2023).
- Norge, Standard (2009). *NS-EN 1492-2+A1:2008, Tekstilslings - Sikkerhet - Del 2: Spesifikasjon for rundslinge, laget av kunstfiber, for generell bruk*. (Hentet: 06.05.2023). URL: <https://www.standard.no/no/nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=370561>.
- ParkerHannifin (2022). *Hydraulic Motor/Pump Series F10/F11/F12 Fixed Displacement*. Teknisk katalog MSG30-8249/UK. (Hentet: 05.05.2023), pp. 25–26. URL: <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Fixed.Motors/F11.F12/MSG30-8249-UK.pdf>.
- Ropetex (2022). *ROPETEX Steel Wire Ropes*. Tilgjengelig fra vedlegg: *ROPETEX Steel Wire* (Hentet: 30.04.2023), p. 6.
- Santora, M (2022). *What makes a high quality underwater bearing?* Tilgjengelig fra: <https://www.bearingtips.com/what-makes-a-high-quality-underwater-bearing/>. (Hentet: 15.05.2023).
- StandardNorge (2008a). *Smidde stålsjakler for løfteformål - D-sjakler og harpesjakler - Klasse 6 - Sikkerhet*. (Hentet: 26.04.2023). URL: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=138907>.
- (2008b). *Ståltau - Sikkerhet - Del 4: Ståltau for generell bruk*. (Hentet: 18.04.2023). URL: <https://www.standard.no/no/nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=337121>.
- Straume, Ingvald (2012). *Prototype III test model Mechanical efficiency tests, phase 1*. Tilgjengelig fra vedlegg: *Purenco mechanical efficiency tests* (Hentet: 15.05.2023).
- (2022). *Notat om undervannstrinser*. Tilgjengelig fra vedlegg: *Notat om undervannstrinser* (Hentet: 24.04.2023).
- Straume, Ingvald (2022). 'Beskrivelse av bølgekraftteknologi'. Patentrapport PCT/NO2021/000003. Tilgjengelig fra vedlegg: *Hydrakraft teknologibeskrivelse* (Hentet: 21.04.2023).
- TheCatalystis (2023). *Planetgir illustrasjon*. (Hentet: 10.04.2023). URL: <https://www.thecatalystis.com/gears/>.
- Tomia (2006). *Pulley diagram with 4 pulleys*. (Hentet: 19.04.2023). URL: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Four_pulleys.svg.
- TOOLFARM (2023). *Kasteblokk 4T*. Tilgjengelig fra: <https://www.toolfarm.no/vinsj-tilbehor/kastblokker-og-kroker/kastblokk-4t>. (Hentet: 15.05.2023).
- VINK (2022). *Teknisk Datablad - POM*. Tilgjengelig fra vedlegg: *Teknisk Datablad POM* (Hentet: 03.05.2023).

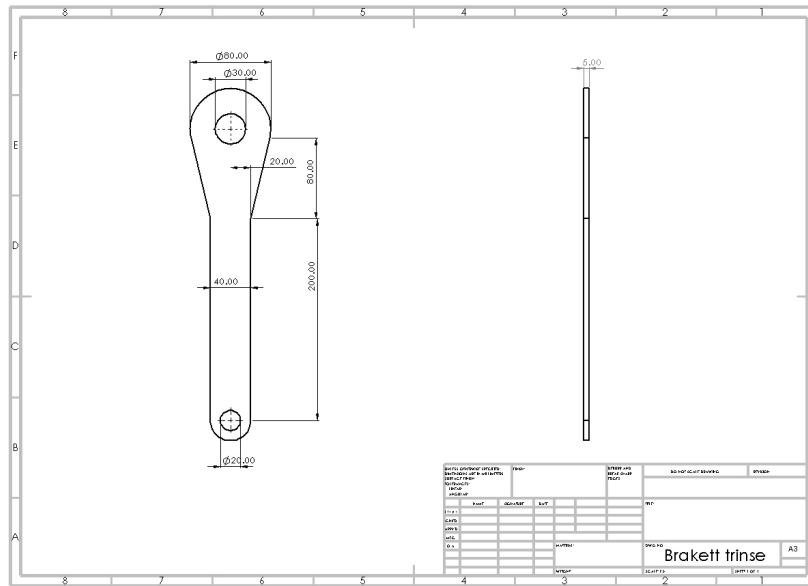
A Vedlegg

Vedlagt i rapporten finnes maskintegninger til undervannstrinsene utviklet i prosjektet. Resterende aktuelle vedlegg er sammenfattet i en vedleggsmappe.

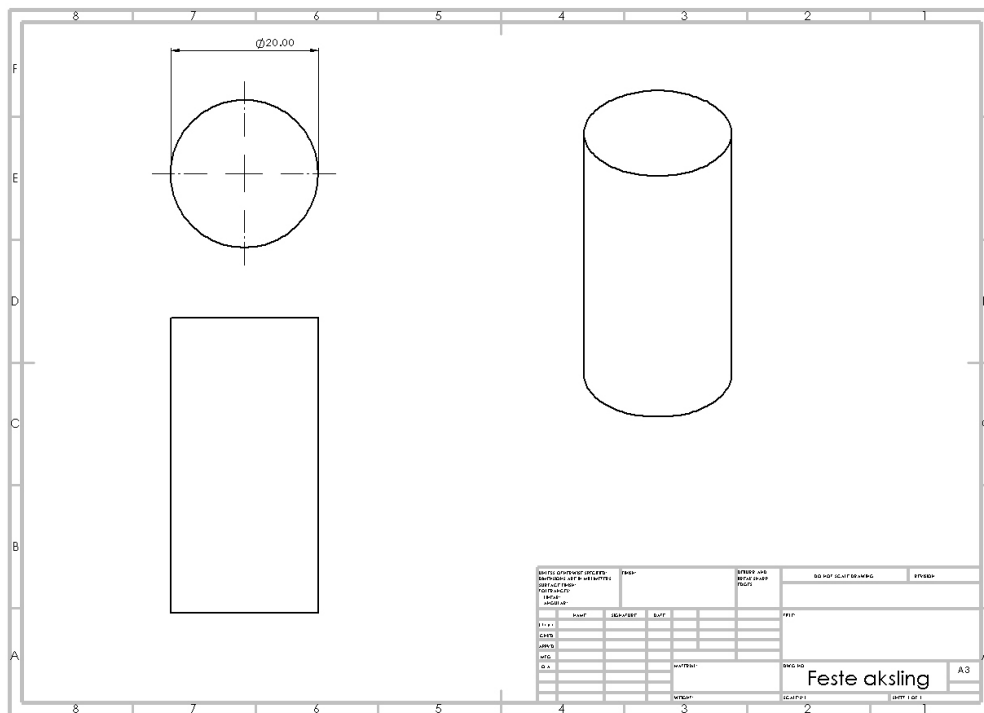
1. Måledata fra virkningsgradstesting
2. Budsjett og utregninger
3. Bruksanvisning Lastslyng
4. Choosing the right rope
5. Teknisk data - Lastsekk
6. Teknisk data - Utløserkrok
7. Teknisk data - F11/F12
8. Hydrakraft teknologibeskrivelse
9. Notat om undervannstrinser
10. Planetary Gearheads
11. Purenco Mechanical Efficiency test
12. ROPETEX Steel Wire
13. Teknisk datablad - POM



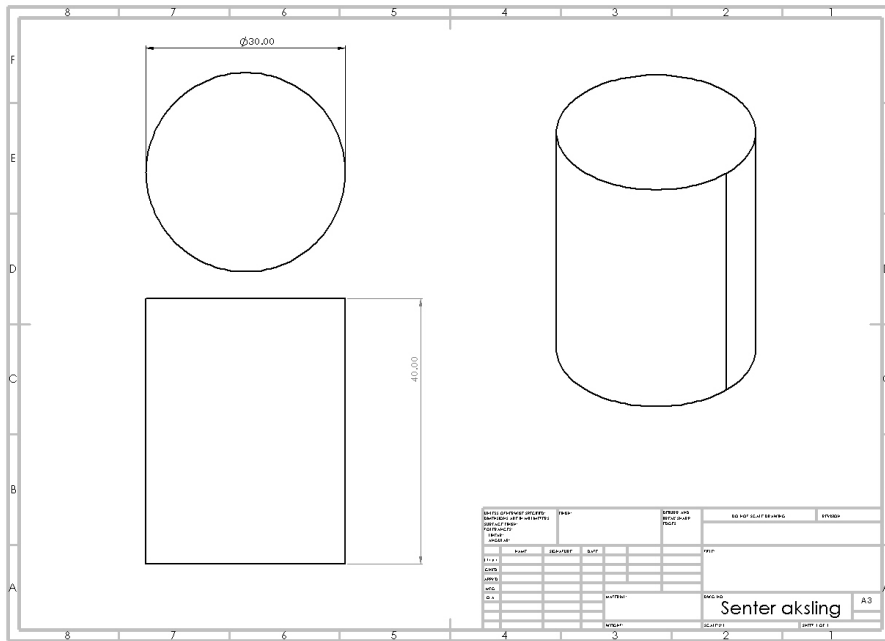
Figur 85: Maskintegning trinsehjul 2.0



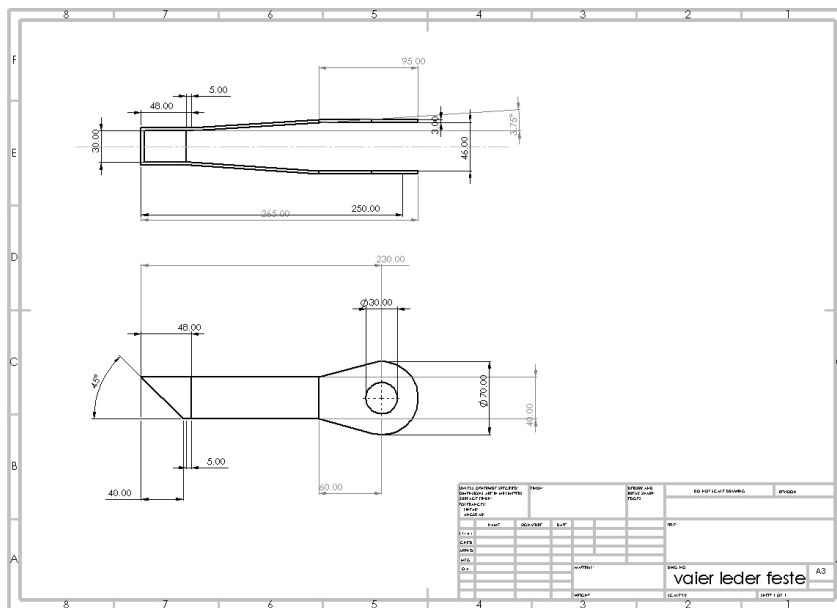
Figur 86: Maskintegning brakett trinse



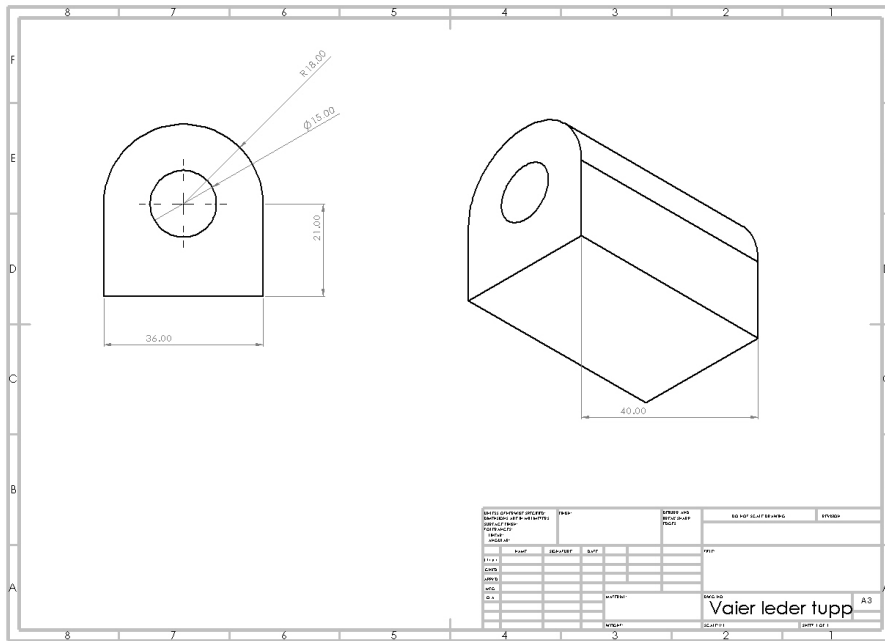
Figur 87: Maskintegning feste aksling



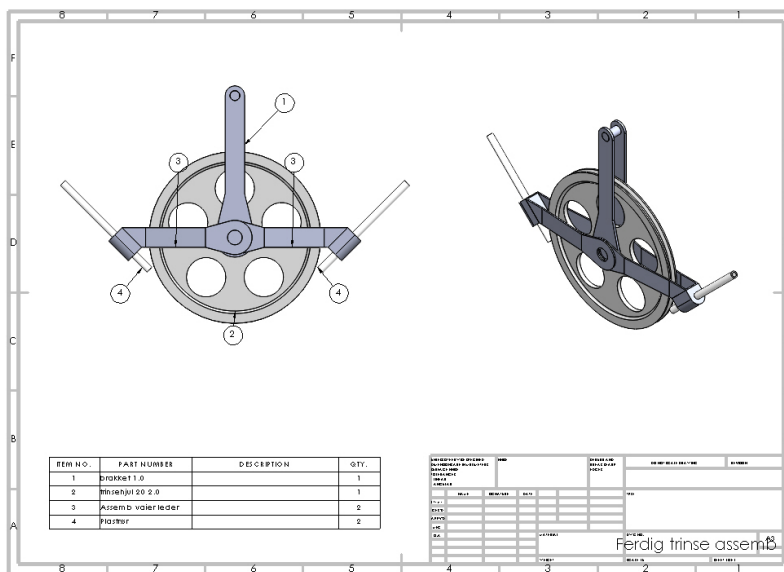
Figur 88: Maskintegning senter aksling



Figur 89: Maskintegning vaierleder feste



Figur 90: Maskintegning vaierleder tupp



Figur 91: Maskintegning sammensatt trinse

