

Utvikling av HVL sin Stirlingmotor for lavtemperaturdrift

Sandra Bakke Fønnes
Astrid Marie Storsve

Bacheloroppgave i Allmenn Maskinteknikk
Bergen, Norge 2020



Høgskulen
på Vestlandet

Utvikling av HVL sin Stirlingmotor til lavtemperaturdrift

Sandra Bakke Fønnes
Astrid Marie Storsve

Institutt for Maskin- og Marinfag
Høgskulen på Vestlandet
NO-5063 Bergen, Norge

Høgskulen på Vestlandet
Fakultet for Ingeniør- og Naturvitskap
Institutt for maskin- og marinfag
Inndalsveien 28
NO-5063 Bergen, Norge

Omslag fotografi © Norbert Lümmen

English title: Developing β -Stirling engine for running on low temperature difference

Forfattere, studentnummer: Sandra Bakke Fonnes, 571640
Astrid Marie Storsve, 571657

Studieprogram: Allmenn Maskinteknikk
Dato: 06 2020
Rapportnummer: IMM 2020-M13
Veileder ved HVL: Lars Magne Nerheim HVL ansatt
Oppdragsgiver: HVL
Oppdragsgivers referanse: Norbert Lümmen

Antall filer levert digitalt: 15

Forord

Denne bachelorrapporten er skrevet av Sandra Bakke Fønnes og Astrid Marie Storsve, for og i samarbeid med Høgskulen på Vestlandet (HVL), Institutt for Maskin og Marin (IMM) som en avsluttende oppgave i en bachelorgrad i Allmenn Maskinteknikk våren 2020.

Gjennomføringen av oppgaven har blitt preget av den spesielle situasjonen som oppsto da korona-pandemien spredde seg til Norge, og har gjort at vi fikk utfordringer med å gjennomføre alt som planlagt. Oppgaven skulle tidsmessig i utgangspunktet være omtrent 50/50 beregning/produksjon av motvekt, og testing. Vi ble, som de fleste andre, tatt litt på senga da landet stengte ned, så grunnet det og lavere bemanning på verkstedet på skolen tok ting lengre tid. Det oppsto også flere uforutsette problemer under produksjon av delene og montering, som gjorde at vi ikke fikk gjennomført tester etter ombygging til lavtemperaturdifferanse-drift. Dermed ble det underveis en del problemløsning i samråd med de på verkstedet, men det var god læring i det også.

Takk til vår veileder Lars Magne Nerheim for all tålmodighet, lærdom og veiledning, spesielt når det har blitt ekstra utfordrende grunnet pandemien vi plutselig sto midt oppi.

Takk til oppdragsgiver Norbert Lümmer ved HVL for forelesninger, engasjement og hjelp underveis i prosessen.

Vi ønsker å takke Arne Høeg for bidragene til rapporten, og innføring i Stirlingprinsippet og Sigma Elektrotekniske AS' arbeid. Hans innsikt i Sigmas Stirlingmotor har vært til stor hjelp når vi tidlig sto litt fast.

Vi ønsker også å takke Harald Moen og Frode Wessel Jansen for hjelp med kobling av test oppsett, testing og for all bistand med å få ferdigstilt motoren. Takk også til Nafez Mohammadi-Ardestani for bistand og produksjon av delene.

Sammendrag

En Stirlingmotor er en forbrenningsmotor som baserer seg på temperaturdifferanse. Ved Høgskulen på Vestlandet avd. Bergen befinner det seg et slikt eksemplar. Tidligere har det blitt utført tester på denne under høytemperaturdifferansedrift, som vil si under sin opprinnelige oppbygning og ved en temperatur rundt 750°C. I denne oppgaven blir også motoren testet under disse omstendighetene, for å kunne sammenligne disse resultatene med resultater etter ombygging til lavtemperaturdifferansedrift. Ombyggingen av motoren ble gjort fordi det er ønskelig å teste ut konseptet om at en Stirlingmotor kan driftes av så lav temperatur at den kan dra nytte av spillvarme.

Oppgaven baserer seg i hovedsak på å teste i original forfatning, bygge om til lavtemperaturdifferansedrift og så teste igjen. Dette for å sammenligne resultatene og se om det er mulig å drifte en slik motor ved en så lav temperatur, og hvilke modifikasjoner som eventuelt måtte ha blitt gjort for å få det til.

For å kunne bygge om motoren til lavtemperaturdifferansedrift måtte det settes inn en ny aksling beregnet for dette. For å kunne bruke denne akslingen måtte det modelleres og produseres nye deler tilpasset denne. Akslingen måtte også balanseres i forhold til kreftene som kommer av stempelbevegelsen. Dette førte til at motvektene, som skal utbalansere kreftene, måtte re-beregnes og modifiseres.

Det ble utført ytelsestester og tester for termisk effekt på motoren under høytemperaturdrift. For å analysere svarene ble det brukt en Schmidt Analyse, dette for å sammenligne teoretiske beregninger med målte data. Det kom frem at motoren var mest effektiv under høytemperaturdifferansedrift ved en temperatur på 750°C og et trykk på 35bar, effekten var da 627W.

Motoren er bygget om og klar til testkjøring ved lavtemperaturdifferansedrift. Grunnet uforutsette omstendigheter ble det dessverre sånn at motoren ikke ble testet etter ombygging slik som ønsket. Måleoppsett fra tester under høytemperaturdifferansedrift vil være tilgjengelig som vedlegg i denne rapporten til bruk når motoren blir prøvekjørt.

Abstract

A Stirling engine is a combustion engine that is based on a principal of temperature difference. At the Western Norway University of Applied Science (WNUAS), they have an engine such as this. The engine is built for use with a high-temperature heat-source.

This project was meant to rebuild the engine to be used with a low-temperature heat-source and to conclude on whether or not an engine such as this could be drifted mainly on waste-heat, and which modifications could be done to reach this goal if not.

Before the engine was rebuilt it was tested in its current configuration. This was because it was wanted to compare the two different states after the engine was rebuilt. The tests used was a thermal efficiency test and a performance test. To analyse the results there was used a Schmidt analysis. From the tests there was found that the engine was most efficient with an efficiency of 627W at a temperature of 750°C and a pressure of 35bar.

To rebuild the engine to a low-temperature use, the crankshaft had to be switched with a new one modified for this use. The guiding rings had to be remodelled and reproduced because the old ones did not fit the new crankshaft. To balance the forces that works on the crankshaft, the counterweights had to be re-calculated and modified.

The engine is now rebuilt and ready to be tested for low-temperature use. Unfortunately, due to unforeseen events, the engine could not be tested after the rebuilding as wished in this project. The measurements used in this report will be available to use for further work and testing on this engine.

Innhold

Forord.....	V
Sammendrag.....	VII
Abstract	IX
Nomenklatur.....	XIV
1. Innledning.....	1
2. Teori	2
2.1 Historie	2
2.2 Stirlingprinsippet	2
2.3 Lavtemperatur-differansedrift	6
2.4 Termodynamikk	7
2.5 Oppbygning av den aktuelle Stirlingmotoren.....	9
2.6 Bruksområder	16
3. Metode.....	20
3.1 Teoretiske undersøkelser.....	20
3.1.1 Antakelser.....	20
3.1.2 Utbalansering.....	21
3.1.3 Schmidt-analyse	25
3.2 Eksperimentelle undersøkelser.....	28
3.2.1 Lekkasjetest	28
3.2.2 Måleoppsett	28
3.2.3 Referansetester	31
3.2.4 3D – modellering.....	33
3.2.5 LTD-tester	34
3.3 Ombyggingen.....	35
4. Resultat.....	38
4.1 Utbalansering.....	38
4.2 Ytelsestest høytemperaturdifferanse-drift	39
4.3 Termisk effekt – Høytemp	40
4.4 Elektrisk virkningsgrad ut fra brennstofftilførsel - Høytemp.....	42

4.5	Schmidt Analyse.....	43
5.	Diskusjon.....	46
5.1	Utbalansering.....	46
5.2	Forventninger til tester	46
5.3	Ytelsestest høytemperaturdifferanse-drift	48
5.4	Termisk effekt – Høytemp	48
5.5	Elektrisk virkningsgrad ut fra brennstofftilførsel – Høytemp	49
5.6	Schmidt Analyse.....	49
5.7	Usikkerheter	50
6.	Konklusjon	52
7.	Videre arbeid	53
	Liste over Figurer	54
	Liste over Tabeller.....	56
8.	Referanser.....	57
	Vedlegg 1 – Konstanter og formler.....	58
	Formler utbalansering.....	59
	Formler Schmidt analyse.....	61
	Konstanter tester.....	62
	Vedlegg 2 – Regneark utbalansering.....	63
	Vedlegg 3 – Tegningsunderlag.....	67
	Vedlegg 4 – CAD – tegninger (feil dimensjon grunnet A3 til A4ark, se vedlagte CAD-filer).....	70
	Vedlegg 5 – Prinsippkisser av masser til utregning av motvekter.....	76
	Vedlegg 6 – Ytelsestest og termisk test.....	78
	Vedlegg 7 – Schmidt Analyse	79

Nomenklatur

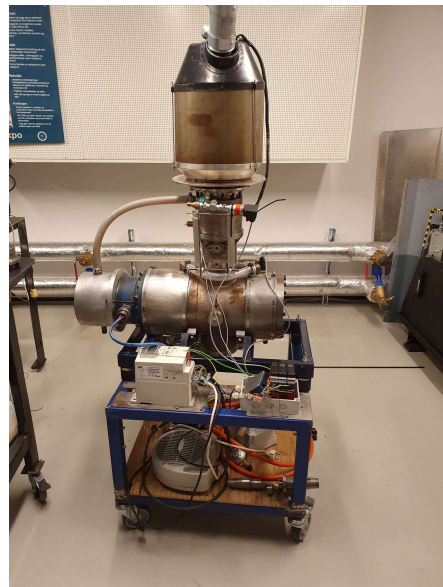
m	= Masse [kg] [g]
m_o	= Oscillerende masse [g]
m_r	= Roterende masse [g]
m_a	= Masse som skal utbalanseres, arbeidsstempel [g]
m_f	= Masse som skal utbalanseres, fortrengerstempel [g]
\dot{m}	= Massestrøm
ρ	= Tetthet [kg/m ³] [10 ⁻³ g/mm ³]
V	= Volum [mm ³]
a	= Stempelakselerasjon [m/s ²]
r	= Radius fra rotasjonssenter til senter av veivbukt [mm]
e	= eksentrisitet
R	= Gasskonstant [J/kg*K]
P	= Effekt [W]
P_{el}	= Elektrisk effekt ut av generatoren [W]
P_e	= Effekt fra motoren, inn på generatoren [W]
p	= Trykk [Pa]
p_m	= Midlere trykk [Pa]
τ	= Nominelt dreiemoment [Nm]
α	= Fasevinkel
β	= Faseforskyvningsvinkel
θ	= Kraftvinkel utbalansering
\emptyset	= Diameter (på utbalanseringshull)
B_n	= «Beale-faktor»
H_n	= Høyere brennverdi [kJ/kg]

1. Innledning

De siste årene har det blitt mer og mer fokus på grønn energi, gjenbruk og utnyttelse av de ressursene vi har. Bedrifter får krav fra styresmaktene og press fra kunder og samfunn om å bli mer miljøvennlig. Mange bedrifter som driver med forbrenning i en eller annen form sitter igjen med en overskuddsvarme som de ikke får utnyttet. Her kan en lavtemperaturdifferansedrift (heretter kalt: lavtemp) Stirlingmotor benyttes for å utnytte overskuddsvarmen fra eksosen og andre prosesser. Kort forklart bruker Stirlingmotoren temperaturforskjell for å skape en stempelbevegelse. Veivakselen roterer og kan bli koblet på en generator som da gir en elektrisk effekt som man kan bruke. Mer info om nøyaktig hvordan motoren fungerer kommer i teorikapittelet.

Høgskulen på Vestlandet har en β -Stirlingmotor som de har fått av Sigma Elektrotekniske. Denne har vært utgangspunkt for 3 bachelorprosjekter tidligere, senest i 2019. I 2019 var målet å bygge om motoren til fra høytemperatur- til lavtemperatur-differansedrift. Det er lite forskning på akkurat denne motoren, derfor er det interessant å se på hvordan den yter med ulike oppsett.

I 2019 skulle det monteres en ny veivaksel som var designet for lavtemp. Dessverre oppsto det problemer under monteringen. Det var noen «guide-ringer» som ikke passet den nye akselen, i tillegg til at måtte gjøres en ny utregning av ubalanse til for å kunne balansere motoren riktig [1]. Dette bachelorprosjektet skal fortsette der de avsluttet i 2019. Målet er å bli ferdig med de siste delene og justeringene som må til for å få motoren i gang med det nye oppsettet. Først skal det kjøres en referansetest av motoren som den er nå, og når motoren er fungerende igjen skal det gjøres ny ytelsestest for å sammenlikne med høytemperaturdifferanse-drift (heretter kalt høytemp)



Figur 1: Stirlingmotoren ved HVL

2. Teori

Først kommer litt historie og teori om Stirlingmotoren og prinsippet for å bygge en forståelse for hva dette prosjektet innebærer.

2.1 Historie

I 1816 søkte Robert Stirling om det første patentet for det som etter hvert utviklet seg til Stirlingmotoren. Da han søkte om patentet i 1816 var det på en «Economizer», altså regenerator. Men i patentet var det også en beskrivelse av en luftdrevet motor. Sammen med sin bror James utviklet han motoren, og på tredje forsøk fikk de til en fungerende motor som de patenterte i 1841. Ifølge en del historikere ønsket Robert å erstatte dampmotoren fordi den var forbundet med en del farer. I løpet av 1800-tallet var det flere som utviklet varmlufts-motorer, men cirka 100 år etter Robert Stirling leverte det første patentet i 1816 ble de aller fleste samlet under navnet «Stirling motorer» [2].

Det var stille en periode, men i 1938 begynte Philips å se på Stirling-syklusen igjen. De trengte en liten varmedrevet strømkilde, for å drifte radioer og liknende utstyr i områder hvor det var dårlig tilgang på batterier. Det måtte være en stillegående strømkilde som var fleksibel i forhold til «brennstoff», og den måtte ha lang levetid. De hadde flere systemer å velge mellom, men de endte opp med en motor drevet på Stirling-prinsippet [3]. I 1946



Figur 2: Philips' Stirlingmotor fra 1952

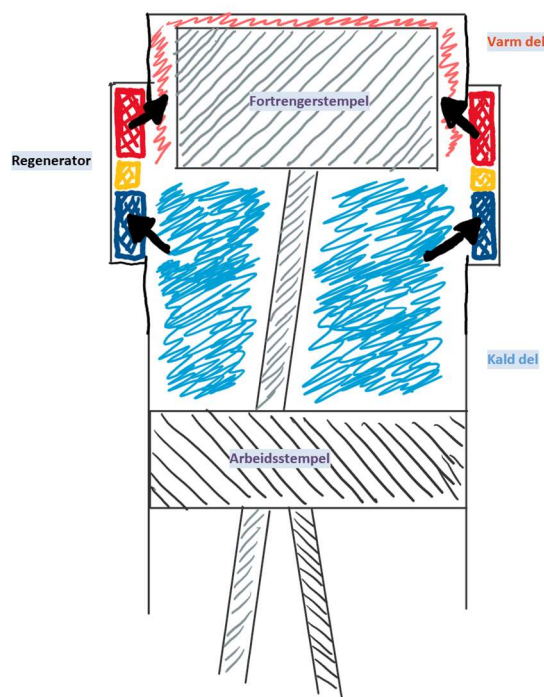
begynte de også å se på muligheten for å produsere kulde ved hjelp av Stirlingsyklusen. Varmluftsmotoren ble ingen kommersiell suksess, men kuldegeneratoren som ble laget er i bruk fra Antarktis til Nordpolen [4].

Det jobbes fremdeles med måter å utnytte Stirling-prosessen på, men det er få som har klart å kommersialisere Stirlingmotoren. Noen av forskningsprosjektene som er gjennomført nevnes senere i rapporten, under Kapittel 2.6 om bruksområder.

2.2 Stirlingprinsippet

En Stirlingmotor er en forbrenningsmotor som baserer seg på kompresjon og ekspansjon av et arbeidsmedium med temperaturdifferanse, for å kunne produsere mekanisk arbeid. For oppstart

tilføres veivakslingen et «push» fra en generator for å hjelpe med å få i gang bevegelsen. Prinsippet i en beta stirlingmotor baserer seg på en lukket sylinder som er trykksatt, med en varm og en kald side, en regenerator, samt et fortrenningsstempel og et arbeidsstempel. Stemplene er festet eksentrisk til motorens veivaksel med en faseforskyvningsvinkel, denne er i vårt tilfelle 60° . (Etter at motoren har blitt ombygd til lavtemperaturdrift er denne 80° .) Når man øker temperaturen til en avstengt gass, vil også trykket øke. Så snart sylinderen er varmet opp og trykket stiger, vil det føre til at arbeidsstempelet beveger seg oppover, mens når den blir kjølt ned vil trykket synke, og dermed vil stempelet bevege seg nedover. Fortrenningsstempelets oppgave er altså å flytte arbeidsgassen mellom den kalde og den varme delen av motoren. Arbeidsstempelet har som hovedoppgave å overføre ekspansjonsarbeidet. Det vil si at det overfører arbeidet som kommer av at arbeidsmediet utvider seg til veivakslingen. Arbeidsstempelet bruker også arbeidet som produseres av akslingen og motvekten til å komprimere arbeidsmediet i sylinderen igjen [5]. [6].



Figur 3: Prinsippskisse regenerator

Når arbeidsmediet går fra varm til kald del i sylinderen, vil regeneratoren ta opp varme fra dette. Det vil si at arbeidsmediet har en betydelig lavere temperatur når den går inn i den kalde delen enn den ville hatt uten regeneratoren. Dermed vil det kreve mindre kjøling av arbeidsmediet i den kalde delen, som betyr at det kreves mindre tilført energi for å få ønsket temperatur. Når

arbeidsmediet videre beveger seg mot varm del igjen, og passerer gjennom regeneratoren vil det ta opp igjen varmen som har blitt «lagret» der. Dette fører til at det vil kreve mindre tilført varme til arbeidsmediet når dette har entret varm del igjen, for å få ønsket temperatur. Regeneratoren er da et hjelpemiddel for å øke ytelsen til stirlingmotoren, siden det kreves mindre tilført energi for å heve og senke temperaturen.

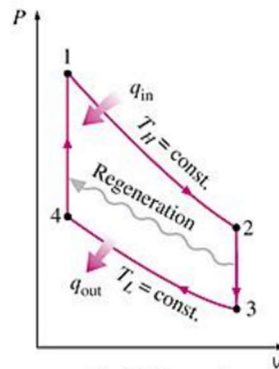
Den ideelle arbeidssyklusen til en stirlingmotor består av fire fullstendig reversible prosesser. Disse prosessene blir ofte beskrevet av et trykk-volum-diagram (P-v) og et temperatur-entropi diagram (T-s):

1-2 Isotermisk ekspansjon

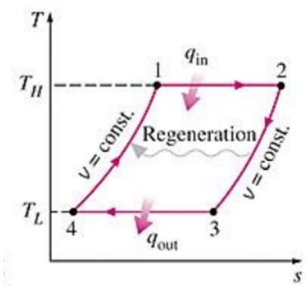
2-3 Isokor regenerering

3-4 Isotermisk kompresjon

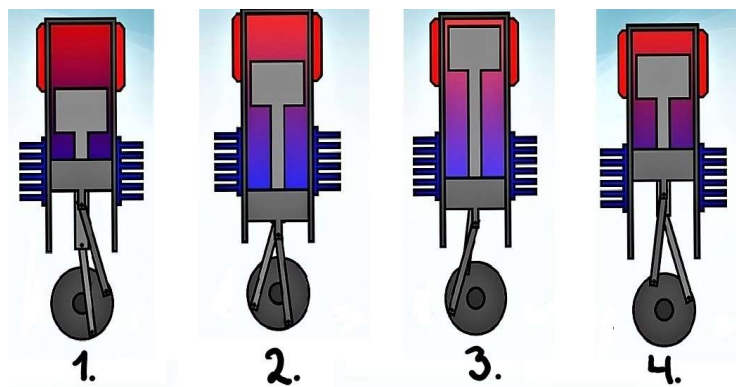
4-1 Isokor regenerering



Figur 5: Trykk-volum diagram (P-v)



Figur 4: Temperatur-entropi diagram (T-s)



Figur 6: Beta-Stirlingmotor – prinsippfigur

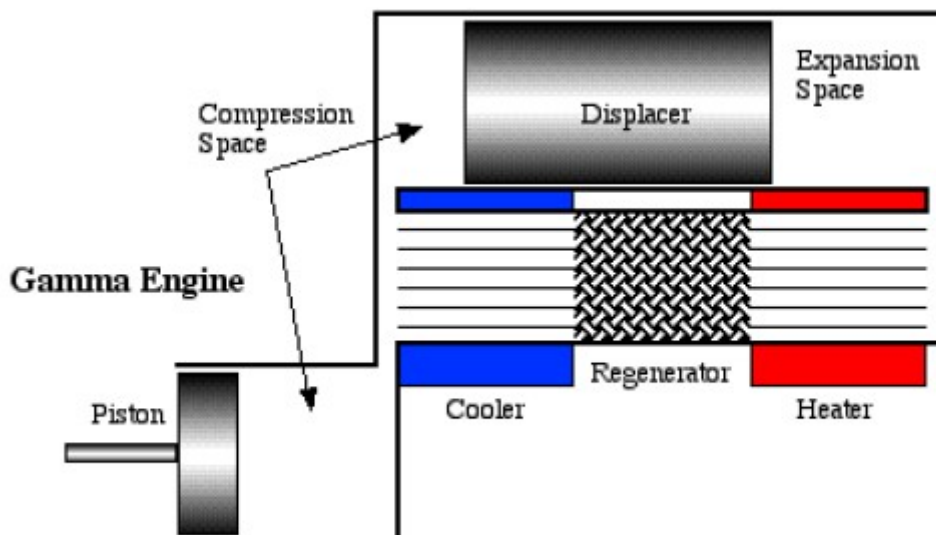
Prinsippet steg for steg [7]:

1. Arbeidsmediet befinner seg i varm del, som betyr at temperaturen øker, som fører til at trykket øker. Ekspansjonen av gassen presser da arbeidsstampelet nedover.
2. Arbeidsstampelet går mot sitt nedre dødpunkt, og fortrenningsstampelet skyves mot den varme delen. Varm gass siver da fra varm til kald del, som fører til at trykket avtar.
3. Fortrenningstampelet drives oppover i varm del, temperaturen og trykket synker da arbeidsmediet befinner seg i kald del av sylindere.
4. Her vil motvekten, som er festet på drivakslingen og utbalanserer bevegelsen til stemplene, ha nok moment til å drive arbeidsstampelet opp igjen mot sitt øvre dødpunkt. Når arbeidsstampelet når sitt øvre dødpunkt vil fortrennerstampelet synke raskt mot den kalde delen av sylindere igjen. Arbeidsmediet vil da bli eksponert for den varme delen av sylindere, og trykket vil igjen øke. Slik vil prosessen gjentas fra punkt 1-4.

Den ideelle arbeidssyklusen til stirlingmotoren har likheter med Carnotsyklusen. Både Stirlingsyklusen og Carnotsyklusen består av en isotermisk varmetilføringsprosess, og en isotermisk varmeavvisende prosess. Forskjellen mellom Carnot og Stirling er at de to isentropiske prosessene i Carnotsyklusen er erstattet med to regenereringsprosesser ved konstant volum i Stirlingsyklusen.

Hovedsakelig er disse motorene stillegående, og kan bruke forskjellige varmekilder som brennstoff i motsetning til andre forbrenningsmotorer. Teoretisk sett har stirlingmotoren også en høy termisk virkningsgrad sammenlignet med andre motorer. Virkningsgraden viser hvor effektiv energioverføringen til maskinen er [8].

Det finnes flere typer stirlingmotorer med ulik oppbygning. De deles for det meste inn i γ -type, α -type og β -type. β og γ -type Stirlingmotor har en noe liknende virkemåte, men det er en ting som skiller de: mens β -type har arbeidsstampelet og fortrennerstampelet i en og samme sylindere, har γ -typen to sylindere. I den ene sylindere er fortrennerstampelet som flytter arbeidsmediet mellom kald og varm side gjennom en regenerator, mens i den andre sylindere er selve arbeidsstampelet [9].



Figur 7: Gamma Stirlingmotor

2.3 Lavtemperatur-differansedrift

Det er ønskelig å drive motoren ved en lavere temperatur enn den er bygd for nå. For å få til dette må motoren bygges om. Ny drivaksling er produsert til en slik drift, hvor faseforskyvningen, som er vinkelen mellom posisjonene til veivstengene til stemplene, er laget til 80 grader fordi at stemplene ved en lavere temperaturdrift trenger lengre tid på å bevege seg rundt. Dessuten vil varmeoverføringen i arbeidsmediet gå saktere når temperaturforskjellen er lavere.

Det er ønskelig å drive motoren ved en lavere temperatur fordi at den da vil kunne bruke spillvarme som drivkilde. Dette kan være nyttig for å bedre virkningsgraden til for eksempel forbrenningsmotorer, ved å bruke deres spillvarme av eksos, som ligger rundt 300 grader celsius, til å drive en stirlingmotor som igjen gir ut effekt.

Det er gjennomført noen prosjekter med test av Stirlingmotor med lavere temperaturredifferanse enn 700°C. I 2010 ble det skrevet en artikkel hvor de hadde en temperatur på mellom 350°C og 500°C, hvor målet var å demonstrere potensialet til beta-Stirlingmotoren dersom den var drevet av solkraft. Maksimal ytelse de fikk ut var 95,4W og en termisk virkningsgrad på 9,35%. Forutsetningene var da 7bar midlere prosessstrykk, 500°C og 360rpm. Dette går teknisk sett under moderat temperaturredifferanse-drift, men det er et skritt på veien mot lavtemp-drift.

I vårt tilfelle har veivakselen som er tilpasset lavtemp mindre utslag på veivbukten som tilhører arbeidsstempelet. Det gjør at slaglengden på arbeidsstempelet blir kortere, og ettersom diameteren på sylindere er uforandret går også slagvolumet ned. Etter beregninger gjort i et

forprosjekt av Adigo, blir kompresjonen i motoren da 1,36, mot 1,81 da motoren var bygd for høytemp.

2.4 Termodynamikk

«Bealefaktor»

Det ble gjort flere forsøk på å finne en relasjon mellom faktisk effekt i en Stirlingmotor, og effekten man får via beregninger ut fra driftsforhold. Normalt var den reelle effekten rundt 30-40% av Schmidt-effekten [10], noe som ikke gir et godt estimat på effekten. Men, William Beale observerte at man kan få den omtrentlige ytelsen av en Stirlingmotor ved hjelp av denne enkle formelen[9]:

$$P_e = B_n p_m V_h f \quad (1)$$

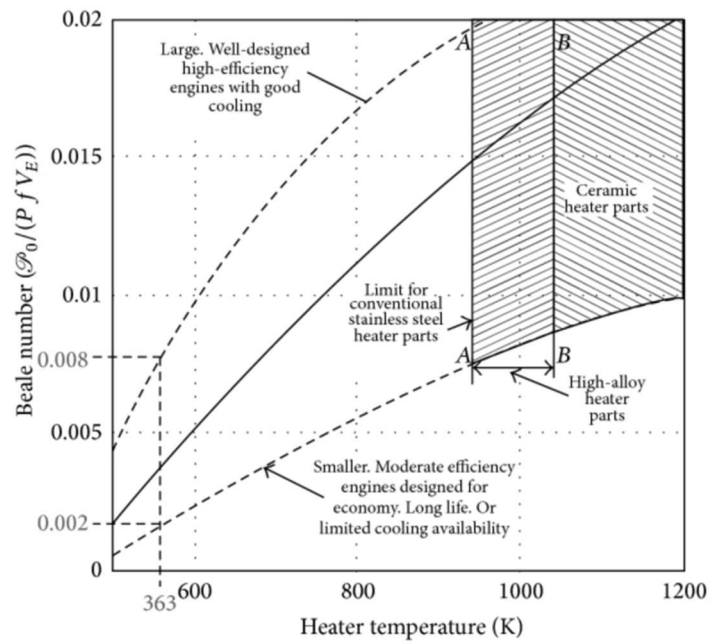
B_n står for «Bealefaktoren», og er en variabel som bestemmes ut fra «Walker-diagrammet». Som regel brukes faktoren 0,015 som gjelder for $T_H = 650^\circ\text{C}$ og $T_L = 65^\circ\text{C}$ [9]. Se Figur 8 for å se diagrammet og en forklaring av kurvene. I den første runden med ytelsestester som blir gjennomført vil «Bealefaktoren» være tilnærmet 0,015. Når motoren er bygget om til lav temperaturdifferanse-drift vil faktoren bli noe lavere ettersom ekspansjonstemperaturen er lavere, men det er fremdeles den midterste kurven som følges for å bestemme «Bealefaktoren».

Som resultat av lavere «Bealefaktor» vil ytelsen til motoren også bli lavere. For å motvirke dette er det ifølge formelen flere tiltak man kan gjøre:

- Øke midlere prosesstrykk, p_m
- Øke slagvolumet
- Øke frekvensen

I dette tilfellet er den nye veivakselen designet slik at det er mindre utslag på veivbukten til arbeidsstempelet. Dermed blir det mindre slagvolum med det nye oppsettet, enn med veivakselen som er laget for høy temperaturdifferanse-drift. Det gjør at for å få tilnærmet lik ytelse før og etter ombygging bør det gjøres noen tiltak. Ettersom slagvolumet og

«Bealefaktoren» er satt ut fra målet med prosjektet, og tidligere arbeid, er det frekvensen og trykket som kan justeres.

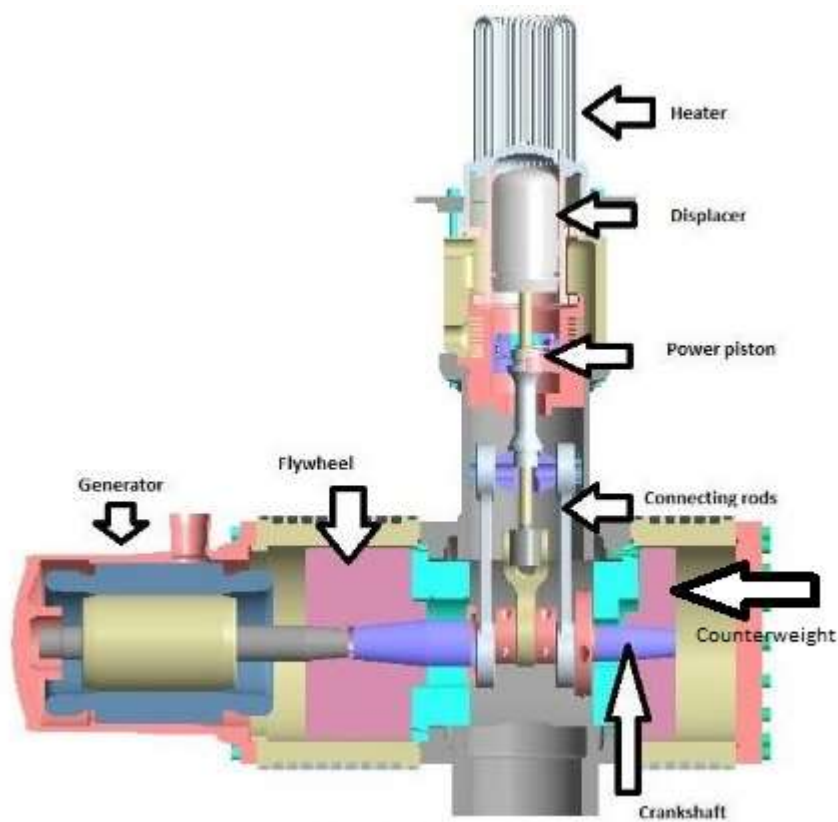


Figur 8: «Walker-diagram»

Ved bygging av motoren rundt år 2000, ble det sagt at maksimalt trykk var 80bar. I tidligere prosjekt er det kjørt på opptil 40bar, og av sikkerhetshensyn bør den ikke kjøres på høyere trykk i år heller. Det er på grunn av at den sto uten å bli kjørt mellom 2013 og 2019, og det er vanskelig å si hvordan det har påvirket motoren. For eksempel kan tetninger og andre deler som sørger for å holde på trykket ha blitt svekket. Konsekvensene dersom motoren ikke tåler trykket den blir utsatt for kan være skadelig for både utstyr og mennesker i nærheten.

2.5 Oppbygning av den aktuelle Stirlingmotoren

I dette kapitlet skal de ulike delene i motoren presenteres.



Figur 9: Oversikt motordeler

Brennkammer

Øverst på motoren befinner det seg et brennkammer. Her foregår den eksterne forbrenningen som varmer opp stempelhuset. På toppen av brennkammeret er det 5 rør for å feste ulike deler. Det er et luftinntak til luftvifta, et lite rør for å feste propantilførselen, et rør til tenneren og et til eksosen. Det siste er til O₂%-måler, men O₂% - uttaket er flyttet til et annet punkt på eksosrøret som er litt lengre unna for å ha litt lavere lufttemperatur på vei inn til måleren.

På figurene under kan man se hvordan rørene og hullene er plassert.



Figur 11: Brennkammer sett ovenfra.



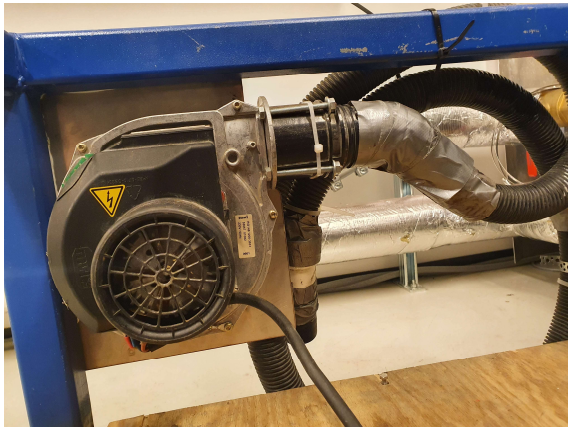
Figur 12: Brennkammer,
eksosutløp i front



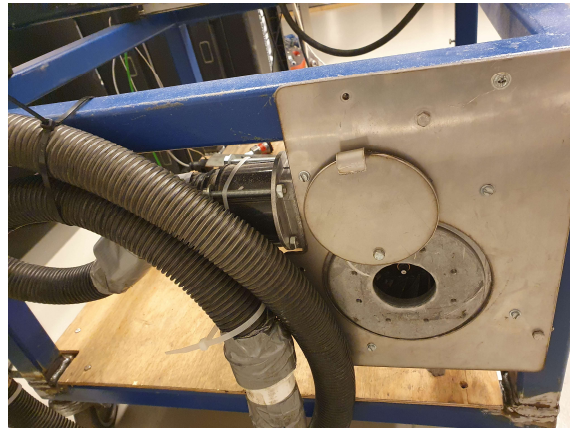
Figur 10: Brennkammer, hull
for tenning av propan nede på
kammeret

Luftvifte

For å sørge for nok luft til forbrenningen, og at forbrenningen har riktig retning (ut eksosrøret), brukes en vifte. Viften er festet i en plate som er montert på ramma motoren står på. Vifta har en ventil slik at luftmengden kan justeres. Fra vifta går det en slange som man setter i luftinntaket på toppen av brennkammeret. Type: RG148/1200-3633



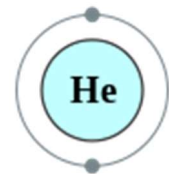
Figur 13: Luftviften



Figur 14: Baksiden av viften, spjeld for regulering av luftmengde

Arbeidsmedium

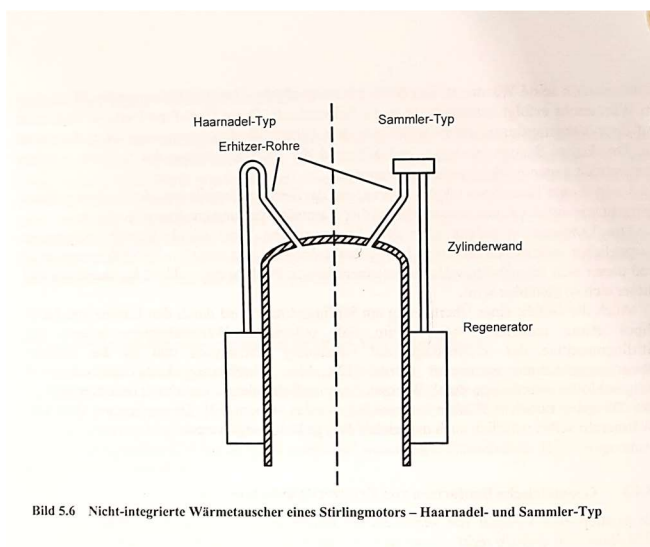
Arbeidsmediet brukt i stirlingmotoren er helium. Helium er grunnstoff nummer to i det periodiske system. Det er en edelgass, som vil si at det er et grunnstoff hvor alle elektronskallene er fylt opp, og det vil dermed være lite reaktivt. Helium er et svært godt egnet arbeidsmedium til Stirlingmotorer grunnet sin gode varmeledningsevne. Det har høyest varmeledningsevne av alle gasser utenom hydrogen. Varmeledning er transport av varme gjennom et stoff, dette forekommer når temperaturen ikke er lik i hele stoffet. Altså er det bevegelsesenergi som overføres mellom molekylene i stoffet. Helium har det laveste kokepunktet av alle grunnstoff, på $-268,935\text{ }^{\circ}\text{C}$ og består av de svakeste bindingene som finnes. Det er også den nest letteste gassen etter hydrogen, som gjør at det skal en svært liten lekkasje til før gassen siver ut. Dette må man da være oppmerksomhet i forbindelse med montering og kjøring av motoren [11], [12].



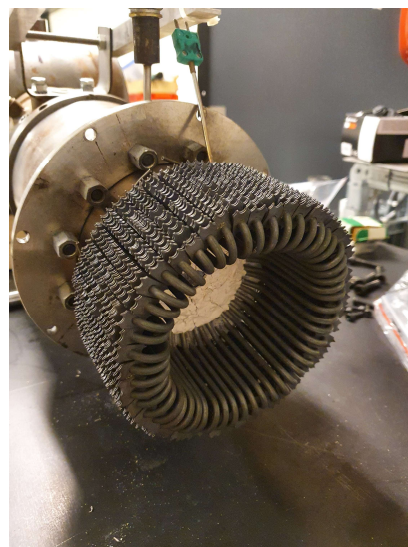
Figur 15: Heliumatomet

Varmerør

Det finnes to hovedformer på varmerørene, og i denne Stirlingmotoren er det brukt hårnåls-utforming på rørene som går fra toppen av den varme sylinderen, og til regeneratorene. Rørene fanger opp varmen fra forbrenningen og transporterer den mellom regeneratorene og den varme sylinderen.



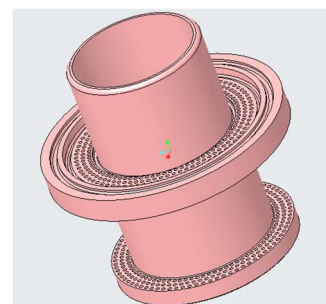
Figur 16: De to typene varmerør



Figur 17: Varmerørene på motoren

Varm sylinder

Varmen fra forbrenningen overføres til den varme sylinderen. Inne i sylinderen er fortrengerstempel. Utenfor selve sylinderen er det to regeneratorene, som er plassert i forbindelse med flensene med hull i. Hullene er der for å gjøre varmeoverføringen og flyten jevnere.



Figur 18: Varm sylinder

Fortrengerstempel

Fortrengerstempel er det som flytter arbeidsmediet mellom varm og kald side. Det er litt



Figur 19: Fortrengerstempel med krysshode (liggende)

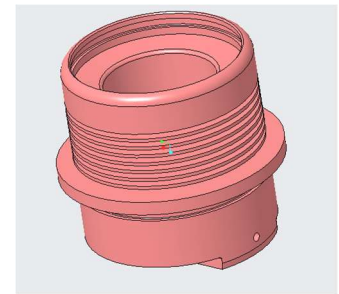
smalere enn innsiden av den varme sylinderen for at heliumet skal klare å bevege seg. Stempelstangen går gjennom kraftstempel og ned i et krysshode som omgjør den roterende bevegelsen veivstanga har, til en lineær bevegelse.

Regenerator

Som nevnt ligger det to regeneratorene rundt den varme sylinderen. Her lagres noe av varmen som overføres mellom den varme og kalde delen. Når mediet er på vei tilbake til den varme delen får den altså tilført noe av den gamle varmen, og dermed er det behov for mindre varmetilførsel fra forbrenningen, i forhold til hvis regeneratorene ikke hadde vært der.

Kald sylinder

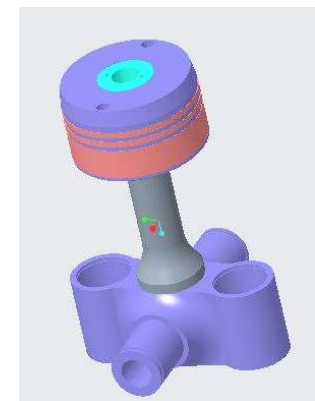
Den kalde sylinderen er festet under den varme sylinderen. Undersiden av sylinderen er festet til veivhuset. På utsiden av sylinderen ser man riller hvor det går kjølevann for å bidra til å kjøle ned arbeidsmediet. Kjølevannet bidrar til å forhindre at motoren blir overopphetet, samtidig som volumstrømmen av kjølevann påvirker virkningsgraden til motoren.



Figur 20: Kald sylinder

Arbeidsstempel

Arbeidsstempelet ligger inne i den kalde sylinderen. Det består hovedsakelig av stål, men rundt stempelstanga til fortrengerstempelet er den en del som er laget av kobber som er litt mykere. I den kobberdelen er det også noen o-ringer og teflonringer som ligger rundt stempelstanga til fortrengerstempelet for å tette, men samtidig sørge for tilnærmet friksjonsfri bevegelse. For å få til tett, men friksjonsfri bevegelse mot sylinderen, er det også teflonringer utenpå arbeidsstempelet. Stempelstanga til arbeidsstempelet er festet i et krysshode som fanger opp den roterende bevegelsen til veivstanga, og gjør den om til en lineær bevegelse.



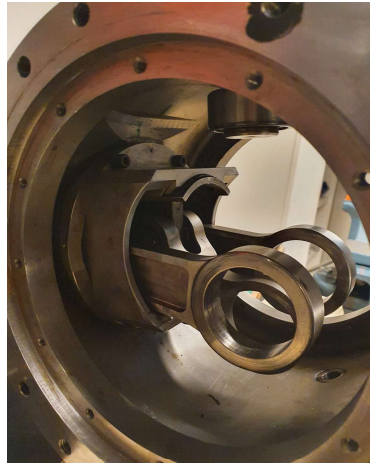
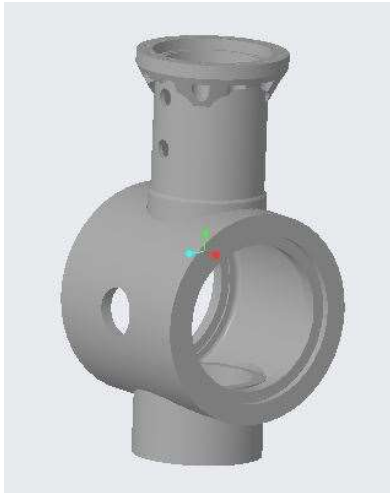
Figur 21: Arbeidsstempelet

Guidestang

Gjennom krysshodene går det en guidestang på hver side av stemplene. De to guidestengene skal forsikre at stemplene har en lineær bevegelse inne i stempelhusene. De er festet i underkant av den kalde sylinderen, og holdes på plass med to skruer som er skrudd inn fra siden. Stengene står altså i ro, mens krysshodene beveger seg opp og ned langs stengene. Inne i krysshodene er det kulebøsninger for å sikre friksjonsløs bevegelse.

Veivhus

Veivhuset omgir veivakselen, og opp til den kalde sylinderen. Den skiller de roterende delene fra omverdenen, og bidrar til at det ikke kommer inn smuss eller andre forurensende stoffer. I alle skjøter er det tetninger for å forhindre lekkasje av arbeidsmediet ut til omverden.



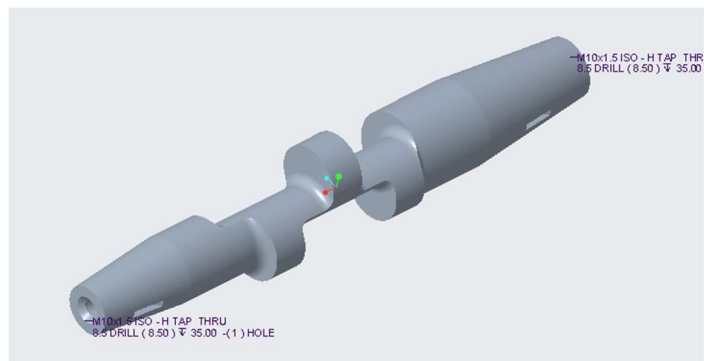
Figur 22: Innsiden av veivhuset

Veivaksel

Veivakselen i denne motoren har en noe annerledes utforming enn i en standard bilmotor. I denne Stirlingmotoren er veivbuktene solide sylindere som går ut fra senter av veivakselen, istedenfor standardutformingen som man kan se på bildet ned til venstre.



Figur 25: Klassisk veivaksel til en 4-syl. 4T forbrenningsmotor

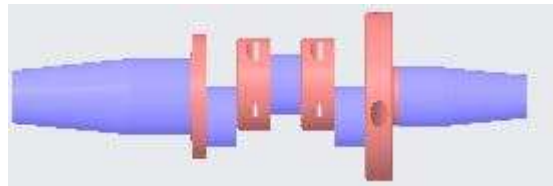


Figur 24: Veivaksel til stirlingmotoren ved HVL

«Guideringer»

For å forhindre at veivstengene beveger seg sideveis, er det laget «guideringer». De fungerer som avstandsstykker, og er laget slik at de har samme retning og radius fra massesenter til rotasjonscenter i veivakselen. På den måten kunne de enkelt legges til i utregningen av motvektene.

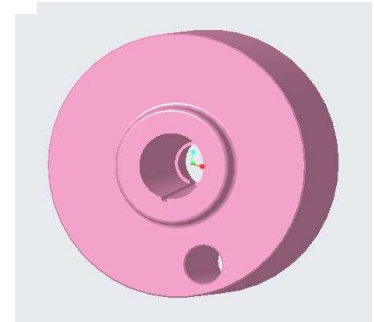
Det er også to ringer montert på veivakselen med senter i rotasjonscenter. Disse er rene avstandsstykker mellom veivstengene og det som er festet lengre ut på veivakselen. De er viktige for å forhindre at deler flytter seg sideveis om de skulle løsne.



Figur 26: Veivaksel med «guideringer» på

Svinghjul

Svinghjulet har en utbalanserende effekt i forhold til roterende og oscillerende krefter, men samtidig i forhold til bøyespenninger. Det er laget et hull i svinghjulet som går hele veien gjennom, og denne har en gitt diameter, og en gitt vinkel i forhold til fasevinkelen. Mer om hvordan det fungerer, forklares i kapittel 3.1. Svinghjulet ligger på enden av veivakselen mot generatoren, og er festet med en kile slik at den beholder posisjonen i forhold til veivakselen.



Figur 27: Svinghjulet

Motvekt

På motsatt ende av veivakselen i forhold til svinghjulet er det en motvekt. Den er smalere, og har som funksjon å utbalansere krefter. Størrelsen på hullet i motvekten er beregnet i sammenheng med svinghjulet, da de to sammen utbalanserer de roterende og oscillerende kreftene. Posisjonen til motvekten holdes ved hjelp av en kile mellom veivakselen og motvekten.



Figur 28: Motvekten

Generator



Figur 30: Generator og festebolt



Figur 29: Generator med festebolt på plass

Generatoren er som nevnt festet til veivakselen ved en lang bolt. Ved hjelp av frekvensomformerer blir den i dette tilfellet satt til et bestemt turtall, og så finner frekvensomformerer ut hvor mye motoren faktisk leverer. Generatoren tilfører strøm til motoren fram til den kommer i gang, så når motoren har fått opp temperaturen og går selv begynner generatoren å levere strøm til nettet. På Figur 30 ser vi generatoren. Den lange festebolten går fra generatoren og skrur fast i enden på veivakselen hvor det er et gjenget hull.

På Figur 31 ser man hvordan oppsettet blir når motvekt, svinghjul og generator er festet til veivakselen.



Figur 31: Sammensetning veivaksel med motvekt og generator

Varmevifte

Når motoren leverer strøm, leveres den til en varmevifte som er koblet til. Vifta går hele tiden, men generatoren leverer strøm til varmeelementet slik at det blir varmere jo mer motoren og generatoren leverer.

2.6 Bruksområder

Strømproduksjon

Microgen Engine Corporation er blant få som har klart å kommersialisere Stirlingmotoren. Prosjektet startet i 1995, og ble satt i gang av British Gas sammen med Microgen. I 2010 lanserte de en MCHP (Micro Combined Heat Power systems) enhet drevet av gass på det europeiske markedet. Senere har de også lansert motorer med fyringsrom for de som bor i

landlige områder og ikke ønsker å være påkoblet strømmettet[13]. Da kan de fyre med det de har tilgjengelig.

Kraftproduksjon

Ettersom Stirlingsyklusen har likhetstrekk med Carnotsyklusen i at den teoretisk sett er fullstendig reversibelt, kan Stirlingmotoren fungere både som varmekraftmaskin, og kuldekraftmaskin. Det er faktisk innenfor kuldeteknikk det først ble gjort størst suksess med stirlingprinsippet. Philips fant ut at ved hjelp av en elektromotor kan de kjøle ned toppen i en stirlingmotor til -196°C , og når de da skrur av elektromotoren går motoren av seg selv, bare «motsatt» vei, slik at den fungerer som en kaldgass-motor [3]. Dette blir i motsetning til den «vanlige» bruken av Stirlingprinsippet som varmgass-motor.

Soldrevne stirlingmotorer

Noe av det som forskes mye på når det gjelder lavtemp-drift, er bruk av Stirlingmotoren i ulike typer solfangeranlegg, blant annet som forklart i kapittel 2.3. Altså at varmen som fanges opp av parabolen varmer opp den varme delen av Stirlingmotoren, slik at man får strøm av varmen fra sola.

«Waste Heat Recovery»

Det har blitt forsket på, og forskes fremdeles noe på bruken av Stirlingsyklusen i spillvarmegjenvinning. Det blir viktigere og viktigere å utnytte den energien man har, og slik det er nå er det mye energi som går ut av prosesser uten å ha gjort nytte for seg. Blant annet har store, tunge lastebiler mye varme som går til spille, så her er det et potensiale for å få utnyttet overskuddsvarmen. Ved hjelp av en Stirlingprinsippet kan energien i overskuddsvarmen kanskje gå tilbake inn på motoren, eller den kan lade et batteri for å drive de andre energibehovene som lys, kupevarme osv. I 2018 ble det sluppet en artikkel hvor nettopp bruk av en stirlingmotor for varmegjenvinning ble undersøkt. De kom fram til at brennstofforbruket ble redusert med 1%, noe som hjelper en god del i det store bildet om flere tar det i bruk [14].

Det er anerkjent at omtrent 30% av den totale energien i en dieselmotor forsvinner som varme i eksosgassen. Ettersom båter også bruker dieselmotorer, er det muligheter for å forbedre effektiviteten også her. I store båter med lange seilaser finnes det teknologi for å bruke noe av energien som ellers går til varme, men i mindre skip og store skip med korte seilaser eksisterer

det foreløpig lite teknologi for å gjøre nytte av spillvarmen [15]. Med litt mer forskning på stirlingmotoren er det muligheter for å ta den i bruk i disse båtene.

Fremdrift av ubåter

Allerede i 1995 ble de første svenske ubåtene med Stirlingmotor sjøsatt. Ubåtene i Gotlandsklassen var de første i verden som inneholdt stirlingmotorer fra første sjøsetting. I tillegg til sine 2 stirlingmotorer, har de også 2 dieselmotorer for å bevege seg over lengre strekker. Stirlingmotorene bruker flytende oksygen i forbrenningen, derfor kan de gå lenge under vann før de må til overflaten for å hente luft til prosessen[16].

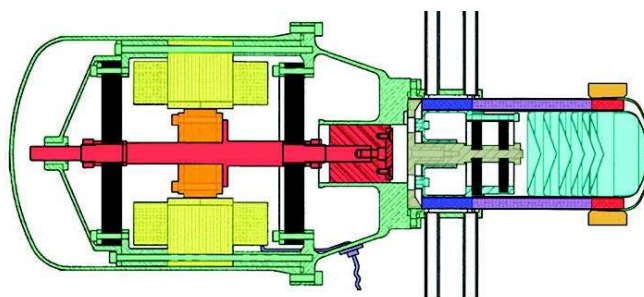


Figur 32: HMS Södermanland

Det svenske sjøforsvaret tok på tidlig 2000-tallet i bruk Stirling-motor i to av de eksisterende ubåtene sine. De to ubåtene var fra Västergötlands-klassen, og ble bygd på slutten av 1980-tallet. I 2000 begynte de oppgraderingen av ubåtene som i utgangspunktet gikk på diesel, men under oppgraderingen fikk de installert Stirlingmotorer. Med disse installert kan ubåten gå under vann i flere uker før den må opp til overflaten. På grunn av den omfattende ombyggingen ble det opprettet en ny ubåt-klasse som de ble en del av – Södermanland-klasse [17].

Romfart

NASA har siden 1980-tallet forsket på bruk av Stirling-motoren, og utvikling av en effektiv motor. I 1986 kom de med en rapport med et design som ifølge dem motbeviste påstander om at Stirlingmotorer var store, dyre, upålitelige og hadde dårlig ytelse[18].



Figur 33: NASA TDC Tverrsnitt

Hva som ble gjort videre med denne forskningen er vanskelig å finne. Men i 2016 kom det en artikkel fra NASA som omhandlet bruk av en type Stirlingmotor i romfart. I 2016 hadde to av motorene som ble bygget på tidlig 2000-tallet gått kontinuerlig i 103 000 timer (11,7 år) hver. De lengste oppdragene, som går mot solsystemets ytterkanter kan ta opptil 17 år, dermed vil motorer som klarer 11,7 år kunne benyttes til mange av de kortere oppdragene. Motorene skulle bidra til å drifte prosessene inne i romskipene. I 2016 gjensto fremdeles en del datainnhenting

for å se hvordan motorens indre har håndtert belastningen, men det er et spennende prosjekt [19].

Litt for moro

Epiphany har laget en mobillader kalt «The Epiphany oneE puck» som inneholder en stirlingmotor for å levere strøm. Da kan man sette en kopp med kald eller varm drikke oppå et panel, og så plugges det som skal lades opp [20]. Det er uvisst om de kom i salg etter at de søkte etter støtte på kickstarter.com., men det er uansett en morsom ide, og viser at stirlingmotoren har et bredt spekter av bruksområder.



Stirling engine device charger © Epiphany Labs

Figur 34: The Epiphany oneE puck

3. Metode

Her vil metodene som er brukt i prosjektet beskrives. De er delt inn i den teoretiske delen med beregninger og analyse, og deretter den praktiske delen som inneholder hvordan testene ble gjennomført og tegning av de nye delene.

3.1 Teoretiske undersøkelser

3.1.1 Antakelser

Antakelsene blir delt inn ut ifra hvilket tema de gjelder.

Generelle antakelser

- Alle tap fra motoren kan neglisjeres i forbindelse med utregning av termisk virkningsgrad
- Motoren er i stasjonær drift

Utbalansering

Det antas at:

- De eventuelle avvikene som eksisterer mellom 3D-tegningene av motordelene og de produserte delene er neglisjerbar.
- Kilesprene som var i LT-veivakselen fra før utgjør en neglisjerbar masse.
- Motoren går konstant på 950rpm, uten variasjoner
- Kjølevannet har konstant trykk gjennom kjølekretsen

Schmidt-analyse

Det antas at:

- Arbeidsmediet/gassen er en ideell gass.
- Gassen i hvert individuelle rom er til enhver tid er en ideell homogen blanding
- Det vil bli tatt hensyn til tre dødvolument: kompresjons- og ekspansjonsrommet, og volumet i regeneratoren(e): Dette er et viktig tillegg til den ideelle prosessen; Det «faste» volumet V_2 har ikke samme effekt som dødvolument, ettersom den ideelle prosessen antar at gassen som helhet opptar den tilhørende temperaturen på hvert punkt i prosessen. I Schmidt-syklusen er derimot gasstemperaturen i hvert delvolum konstant

gjennom hele syklusen. Trykktapet som kommer av dødvolumet er dermed tatt hensyn til i denne beregningen.

- Ekspansjon og kompresjon er isotermiske prosesser.
- Stempelbevegelsen er sinusformet, og dermed kontinuerlig.
- Regeneratoren har en lineær temperaturprofil; det er ikke tap i regeneratoren, altså forlater gassen regeneratoren med samme temperatur som rommet den går inn i.
- Det ikke er trykktap grunnet strømning, med andre ord: Trykket er det samme gjennom hele motoren. [9]

3.1.2 Utbalansering

Bakgrunnen for utbalanseringen er at den nye veivakselen har en annen utforming enn den gamle som er beregnet for høy temperaturredifferanse. Det gjør at kreftene som virker på opplagringen i motoren blir annerledes. For mye ubalanse kan skade lagrene i motoren og gjør at den forttere må demonteres og vedlikeholdes igjen.

Generell teori

En stempelbevegelse vil skape ulike krefter i opplagringen til veivakselen. De kreftene som kan utjevnes med motvekter er de roterende og oscillerende kreftene.

«Oscillere, betyr å svinge, bevege seg frem og tilbake»[21]. Et stempel beveger seg frem og tilbake inne i sylindren, dermed er det selve stempelet som gir oscillerende krefter.

Hvis vi ser på Newtons 2.lov er

$$\sum F = ma \quad (2)$$

Det gir oss at de oscillerende kreftene er

$$\sum F_o = m_o a \quad (3)$$

For standard bilmotorer er det bare massen av selve stempelet, og den oscillerende delen av veivstaken som inngår i massen. I krysshodemotorer, typisk i skip, må massen av krysshodet også være med. Det vil si at all massen fra den oscillerende delen av veivstaken og opp til stempelet må være med i beregningen av den oscillerende massen.

Det er et par måter å finne ut hvor stor den oscillerende og roterende delen av veivstaken er. Det ene er ved veiing, og den andre er hvis man har en 3D-modell av veivstaken. Da kan man

gå inn i programmet, og finne massesenter i veivstaken og finne avstanden fra massesenter og ut til senter av hver opplagring.

Stempelakselerasjonen er gitt ved

$$\mathbf{a} = r\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4)$$

Da blir den totale formelen for den oscillerende kraften:

$$\mathbf{F}_o = m_o r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (5)$$

Hvor:

$$\lambda = L/r \quad (6)$$

Og L er lengden av veivstangen, og r er radiusen fra rotasjonssenter i veivakselen til senter av veivbukten.

Som man ser av formelen, varierer størrelsen på de oscillerende kreftene ut ifra fasevinkelen.

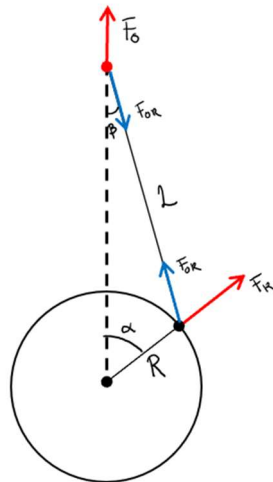
I tillegg til oscillerende krefter er det som nevnt også roterende krefter. De kommer av roterende masser som er ute av senter i forhold til rotasjonssenter på veivakselen. Størrelsen på den roterende kraften er like stor, uavhengig av hvilken fasevinkel stempelet befinner seg i. Retningen på den roterende kraften varierer ut fra fasevinkelen ettersom det er en roterende kraft. Ettersom størrelsen på kraften er uavhengig av fasevinkelen, blir formelen for den roterende kraften:

$$\mathbf{F}_r = m_r r \omega^2 \quad (7)$$

Når man da skal utbalansere disse kreftene, så kan man teoretisk sett bruke så stor andel av de roterende og oscillerende kreftene som man ønsker. Utgangspunktet for utbalanseringen er:

$$\mathbf{F}_v = \mathbf{F}_r + \mathbf{F}_o \quad (8)$$

Da vil alle kreftene være utbalansert i øvre dødpunkt om man tar utgangspunkt i $\alpha=0^\circ$. Problemet er at da vil det fremdeles være frie horisontale krefter i alle andre faser på grunn av de oscillerende kreftene. Det er ulemper med alle varianter, men det mest vanlige er å utbalansere alle de roterende kreftene, og halvparten av de oscillerende.



Figur 35: Fritt legeme-diagram stempel. Kun roterende og oscillerende krefter.

$$F_v = F_r + 0,5F_{o,maks} \quad (9)$$

Slik gjorde vi det:

Prosessen startet med å opprette et regneark i Excel. Der kunne vi føre inn massene vi fant, og vi kunne legge klar formlene slik at det bare var å føre inn tallene i de tilhørende cellene. Finner man ut at man har glemt et tall eller en verdi er feil så kan man bare endre den, og så endres det endelige svaret også.

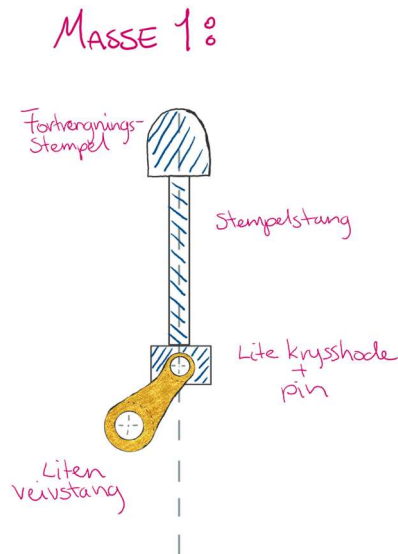
Vi fikk tilsendt et regneark fra Arne Høeg som inneholdt de utregningene de hadde brukt da de regnet på motvekten og svinghjulet i 1999. Oppsettet i vårt regneark er basert på det vi fikk tilsendt fra Arne Høeg [22].

Ettersom det er mye jobb å demontere motoren for å veie alle massene, benyttet vi 3D-modellen av motoren og gikk inn i Creo Parametric. Her fant vi volumet på alle delene, og ved hjelp av det vi visste om tettheten til materialene som er brukt kunne vi regne ut massene.

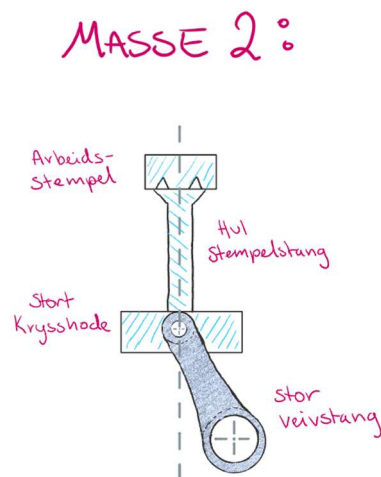
$$m = \rho V \quad (10)$$

Vi fikk oppgitt fra Arne Høeg at tettheten til de hoveddelene av motoren som skulle tas med i beregningen var $7,85\text{g/cm}^3$ for ståldelene, og at stempelringene av teflon hadde en tetthet på $2,2\text{g/cm}^3$. Inne i arbeidsstemplelet var det en tetning rundt stempelstanga til fortrengerstempelet, bestående av blant annet en kobbering. Denne kobberingen hadde tetthet på $8,96\text{g/cm}^3$ [23].

For å lettere visualisere hvilke masser som hører til hvor, delte vi systemet ut fra fortrengerstempelet og arbeidsstempelet:



Figur 36: Masse 1 - Fortrengningsstempelet



Figur 37: Masse 2 - Arbeidsstempelet

De delene som er direkte festet til veivakselen er roterende, det vil si veivbuktene, guideringene og nedre del av veivstakene. For å regne ut den roterende delen av veivstaken benyttet vi oss av 3D-modellerings-metoden beskrevet over. Resten av massene tilhørende stempelen er oscillerende.

Vi bestemte oss for å bruke den mest brukte formelen for utregning av motvektene. For å forenkle utregningen ble da 50% av de oscillerende massene lagt til i de roterende massene. Da får man en samlet masse å regne videre med, istedenfor å måtte regne med både oscillerende og roterende krefter. Derfra ble massene multiplisert med radiusen mellom massesenter på veivbukten og rotasjonssenter, og dermed dekomponert i x- og y-retning slik at vi fikk en vektorarm i hver retning. For å finne ut hvilken vinkel den samlede ubalansen som skulle utbalanseres hadde i forhold til fasevinkelen, ble det brukt trigonometri på vektorarmene i x- og y-retning. For å få den totale kraftarmen, måtte kombinert radius for ubalansen regnes ut ved hjelp av Pytagoras. Formlene kan sees i Vedlegg 1.

For å få den totale størrelsen til kraften måtte turtall inkluderes i utregningen, så da måtte turtallet vi ville ha bestemmes. Ut fra notat fra A.Høeg vil gunstig turtall være mellom 800 og 1000 RPM [24]. Ut fra det ble det tatt en avgjørelse på å utbalansere motoren med hensyn på et turtall på 950 RPM. Grunnen til dette er at man da kan variere litt hvilket turtall man kjører motoren på uten at det får store utslag i forhold til utbalanseringen som er gjort, i tillegg har man da en liten feilmargin i tilfelle det blir avvik på de ny-produserte delene som utgjør noe for utbalanseringen.. Ut fra «Bealeformelen» gir det høyere effekt med høyere turtall for å få høyest mulig effekt, og derfor ble det valgt 950 RPM istedenfor 900 RPM som ligger midt mellom 800 og 1000 RPM.

Etter å ha funnet ut hvor stor kraft som skal utbalanseres, startet jobben med å finne ut hvordan utbalanseringen skal fordeles på motvekten og svinghjulet. Det som tidlig ble oppdaget er at det var en mindre kraft som skulle utbalanseres enn med det opprinnelige oppsettet i motoren. Dermed kunne det tas utgangspunkt i motvekten og svinghjulet som allerede er på motoren. Motoren er utbalansert ved at det er boret et hull gjennom motvekten og svinghjulet, med en diameter som er gitt ved tidligere utregning. Den nye utregningen ga en diameter som var mindre enn utgangspunktet, noe som gjør det mulig å modifisere motvekten og svinghjulet som er montert på opprinnelig. Motvekten og svinghjulet blir dermed utbalansert ved hjelp av to hylser av stål, som limes fast inne i de eksisterende hullene.

Andre alternativ hadde vært å fylle hele det eksisterende utbalanseringshullet med et lettere materiale. Dette hadde vært noe mer krevende med tanke på å finne et materiale som har lik varmeutvidelses-koeffisient, men lavere tetthet. Skulle man løst det på denne måten måtte man funnet differansen mellom massen som skal utbalanseres i det gamle og nye oppsettet, og ut fra det funnet ut hvilken tetthet materialet man fyller i må ha.

Et alternativ hvis det ikke hadde vært mulig å modifisere de eksisterende delene, hadde vært å maskinere helt nye deler til utbalanseringen. Det hadde vært mer ressurskrevende, og krevd mer tid av de som maskinerer delene. Men ville i en ideell situasjon vært det beste alternativet med tanke på nøyaktighet.

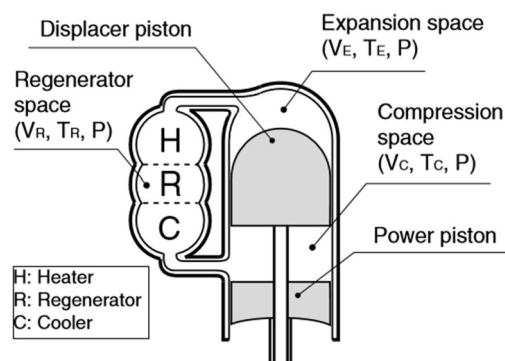
3.1.3 Schmidt-analyse

Schmidt analysen er en av den av de isotermske beregningsmetodene man bruker for stirlingmotorer. Den er en av de enklere analysene å utføre, og kan være svært hjelpelig under utvikling av stirlingmotorer. Teorien bak Schmidt analysen er basert på isotermsk kompresjon

og ekspansjon av en ideell gass. Analysen bruker volumet til motoren, massen av arbeidsgassen, som her er helium, og temperaturen til å beregne trykket ved hjelp av ideell gasslikning:

$$pV = mRT \quad (11)$$

Det må også tas en rekke antakelser for å kunne utføre en Schmidt-analyse, disse finnes i kapitlet 3.1.1 «Antakelser».



Figur 38: Viser tilhørighet til de forskjellige volumene som brukes i Schmidt analysen

I ligningene under blir ekspansjonen av ekspansjonsvolumet V_e og kompresjonen av kompresjonsvolumet V_k forklart med V_{se} (slagvolumets ekspansjon), V_{sk} (slagvolumets kompresjon) og faseforskyvningsvinkelen (β), som er vinkelen mellom fortrengerstempelet og arbeidsstempelet.

$$V_k = \frac{V_{se}}{2} * (1 + \cos(\alpha)) + \frac{V_{sk}}{2} (1 - \cos(\alpha - \beta)) \quad (12)$$

$$V_e = \frac{V_{se}}{2} * (1 - \cos(\alpha)) \quad (13)$$

$$p = \frac{p_m * \sqrt{1 - c^2}}{1 - c * \cos(\alpha - \Delta)} \quad (14)$$

I formelen over vil α være en variabel vinkel hvor man kan sette inn økende verdier for å kunne legge frem resultatene fra analysen i et pV-diagram (trykk-volum). For eksempel $\alpha=0^\circ$, $\alpha=10^\circ$...osv. Det samme vil man kunne gjøre for trykket p. α blir satt til 0 i mellomregningene da dette vil være veivinkelen. Verdiene for slagvolumet til motoren er hentet fra tidligere

oppgaver om motoren. Motortrykket p er basert på middeltrykket p_m , minimumstrykket p_{\min} og maksimumstrykket p_{\max} . Disse blir regnet ut på følgende måte:

$$p_{\min} = \frac{p_m * \sqrt{1 - c^2}}{1 + c} \quad (15)$$

$$p_{\max} = \frac{p_m * \sqrt{1 - c^2}}{1 - c} \quad (16)$$

I en beta-type-stirlingmotor befinner arbeidsstempelet og fortrengerstempelet seg i samme sylinder, derfor vil vi få et effektivt arbeidsrom når slagene til stemplene overlapper hverandre. Dette arbeidsrommet kan beregnes slik:

$$V_b = \frac{V_{se} + V_{sk}}{2} - \sqrt{\frac{V_{se}^2 + V_{sk}^2}{4} - \frac{V_{se} + V_{sk}}{2} * \cos(\beta)} \quad (17)$$

Totalvolumet blir videre summen av ekspansjonsvolumet, regeneratorvolumet og kompresjonsvolumet:

$$V = V_e + V_r + V_k \quad (18)$$

[25] Når man har funnet dette kan man beregne den (termiske) teoretiske effekten til motoren basert på disse faktorene. Resultater og utregninger finnes under kap. 4.7.

Mellomregninger finner man i vedlegg.

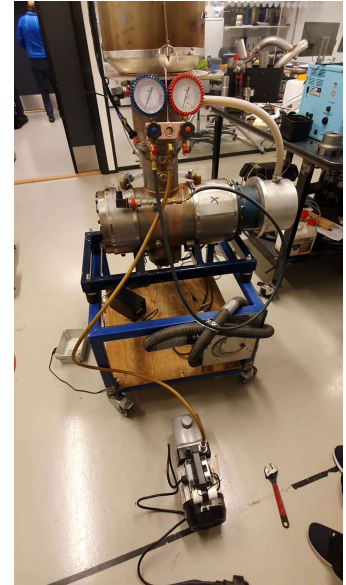
3.2 Eksperimentelle undersøkelser

Her vil fremgangsmåte for testene som er gjennomført forklares, og litt om valg som ble tatt rundt tegning av de nye delene.

3.2.1 Lekkasjetest

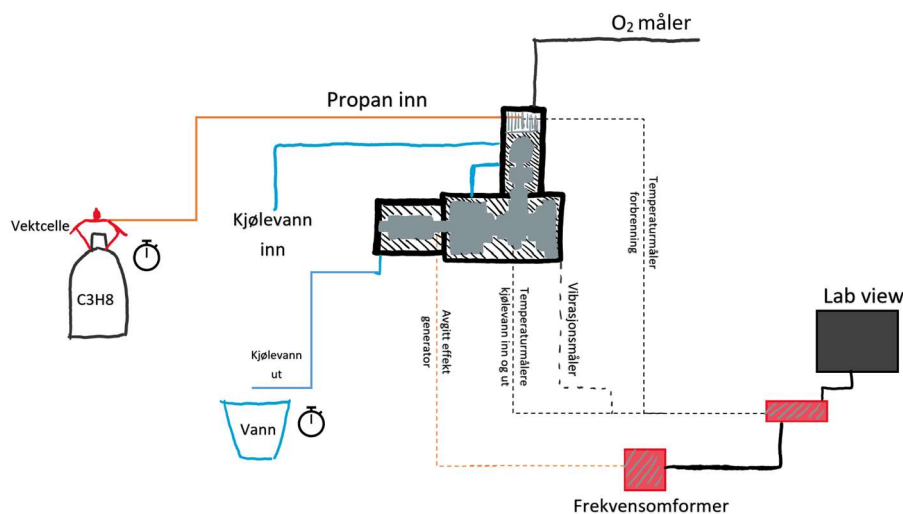
Før motoren startes og referansetesten kjøres, må den testes for lekkasje. Først blir motoren vakuumert for å få ut luften som var i motoren etter forrige åpning. Da motoren var vakuumert ble det markert hvilket trykk den hadde, og så var det å vente. Etter ganske kort tid hadde trykket allerede steget, noe som tyder på at det er lekkasje en plass.

Neste skritt var å trykksette den, ettersom det da er lettere å lokalisere lekkasjen. Motoren ble trykksatt med Nitrogen, og så fulgte man med på om trykket holdt seg stabilt. Trykket sank ikke i løpet av et døgn, men etter noen dager hadde trykket sunket litt. Ettersom referansetesten sannsynligvis ikke kom til å vare mer enn 1 time anses det som godt nok i denne omgang. Da motoren ble tømt for Nitrogen kom det antydninger på at det var en slange til manometeret som sto for trykktapet, og ikke nødvendigvis lekkasje på selve motoren. Klargjøring av motoren kunne dermed begynne.



Figur 39: Vakuumering av motoren

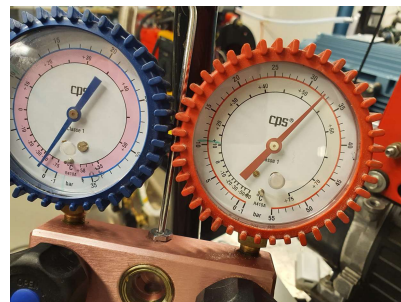
3.2.2 Måleoppsett



Figur 40: Prinsippskisse målestasjoner – stiplede linjer symboliserer sensorene som gir målinger i programmet LabVIEW.

Manometer

For å kontrollere trykket inn på motoren ble det koblet et manometer mellom gassflasken og motoren. Det består av en lavtrykkside, og en høytrykkside. Lavtrykksiden går fra -1bar til 35bar. Etersom motoren ble trykksatt til 40bar måtte høytrykksiden brukes. Den går fra -1bar til 55bar.



Figur 41: Manometer

Temperaturfølere

Det ble brukt 3 temperaturfølere for å måle ulike temperaturer. Et K-element er plassert innimellom varmerørene i sylindertoppen som overfører varme fra den ytre forbrenningen og til arbeidsmediet. Vi antar at plasseringen er den samme som da det ble gjennomført tester i 2013, ettersom det ikke er sagt noe om plassering av føleren i rapporten fra 2019. Vi vurderer det til at plasseringen i 2013 fremdeles er den beste for å få en mest mulig reell temperatur. Ved å vente noe fra ønsket temperatur nås, til målingen foretas så blir det tatt høyde for noe av materialtregheten.

Ved innløpet og utløpet til kjølevannskretsen rundt er det også plassert temperaturfølere. De er plassert så nærme motoren som mulig slik at temperaturen ikke blir påvirket av omgivelsene før målingen tas.

Trykksensor

Det er koblet 2 trykksensorer av typen: MBS 3100 060G1372 på motoren, en i øvre del av motoren og en i nedre del. Disse ble ikke tatt i bruk under testingen i denne rapporten, men er mulig å bruke senere.

Vektcelle

For å kunne måle massestrømmen på propanen, ble propanflasken hengt opp i en vektcelle av typen HBM U9C/5kN. Den ble koblet opp mot LabVIEW hvor vekten av flasken til enhver tid kunne leses av i Newton.



Figur 42: Oppheng vektcelle og propan



Figur 43: Vektcellen

Vekt, bøtte og stoppeklokke

For å finne massestrømmen til kjølevannet ble slangen til kjølevannet plassert i en 10liters bøtte, samtidig som tiden ble tatt på stoppeklokke på telefon. Når bøtta var omtrent full ble slangen tatt ut, og tiden stoppet. For å kontrollere hvor stor masse som var i bøtta ble den veid på en badevekt av typen Coline EB9008. Ut fra massen og tiden ble volumstrømmen beregnet.

Vibrasjonsmåler

En vibrasjonsmåler av merket Bently Nevada ble festet på rammen til motoren med skrutvinge for å se hvor mye vibrasjoner det er i motoren. Målingen ble tatt i Z-retning, altså samme retning som stemplene beveger seg. Bakgrunnen for vibrasjonsmålingen var å se hvor mye vibrasjoner det var i motoren ved høytemperaturdifferanse-drift, og sammenlikne med hvor mye det ble etter ombygging til lavtemperaturdifferanse-drift. Det var enklest å feste vibrasjonsmåleren til å fange opp vibrasjoner i Z-retning, men det var også nyttig for å se vibrasjoner skapt av blant annet stemplene og slakke i innfestingen deres.

O₂-måler

For å kunne se hvor god forbrenningen var, ble det montert en O₂-måler på eksosrøret til motoren. Denne ble koblet opp til LabVIEW. Det er noe uvisst hvor nøyaktig disse målingene blir, men de gir en pekepinn.

Frekvensomformer

Frekvensomformerer brukes både til å starte motoren via generatoren, og som en del av måleoppsettet. På frekvensomformerer ser man hvor stor andel av det totale nominelle dreiemomentet motoren faktisk yter. Ut fra det kan man da beregne hvor stor effekt motoren gir.

LabVIEW

LabVIEW er et dataprogram hvor målingene fra alle følerne blir samlet og kan leses av. Her får man opp både graf med historikk og momentanverdier.

3.2.3 Referansetester

Motoren ble først vakuumert for å få ut Nitrogenet fra lekkasjetesten. Fordi pumpen bare kunne kobles på under stemplene måtte pumpen gå til det var vakuum, å så ble den stoppet slik at nitrogenet kunne sige fra over stemplene og til den delen hvor pumpa var koblet på. Deretter ble den startet igjen for å ta unna det som hadde flyttet seg. Det ble gjort et par ganger for å være sikker på at det var vakuum i hele motoren.

Heliumflasken ble så koblet på, og motoren fylt opp til 40bar som var det høyeste trykket motoren skulle referansekjøres på. Deretter sto motoren over natta for å kontrollere at det fremdeles ikke var lekkasje. Ettersom Helium-atomene er mindre enn Nitrogen-atomene kunne det være at det fantes små nok lekkasjer til at Helium kommer gjennom, men ikke Nitrogen. Trykket sank litt over tid, men ikke så fort at testene ikke kunne bli kjørt på stabilt trykk. Motoren ble deretter fylt opp til ønsket trykk.

Startprosedyre fra 2011 [26] ble fulgt, med justeringer etter erfaringer fra 2013 [27]. For å få riktig retning på luftstrømmen ble luftslangen ført litt inn på inntaket, og brenneren tente uten store problemer. Etter å ha latt brenneren gå et lite minutt ble frekvensomformerer startet slik at motoren begynte å gå rundt. Luftstrømmen ble holdt konstant, slik at det bare var propanstrømmen som ble justert. På den måten ble det ikke så mange variabler å holde styr på.

Frekvensomformereren er innstilt med nominelt dreiemoment på 20,17Nm, ettersom det er brukt i tidligere tester også [1], [27]. Det er ut fra andelen av nominelt dreiemoment motoren gir, man beregner effekten motoren yter (mer om dette kommer senere). Selv om våre tester ble kjørt med andre betingelser som gjør at dreiemomentet blir lavere, har ikke det noen praktisk betydning for utregningen av effekt. Man får bare en lavere prosent som resultat.

Ytelsestest

Den første testen som ble kjørt var en ytelsestest. Her ble det bestemt 3 trykk og 3 temperaturer som skulle testes for å se hvor mye effekt som kom ut på generatoren. Trykkene som ble valgt ut for måling, ble valgt på bakgrunn

For hver test ble temperatur og trykk justert inn, og da temperaturen var stabil ble det ventet i cirka 5 minutt før målingene ble tatt for å ta hensyn til materialtregheten. Det som ble målt er:

- Temperatur inne i brennkammeret, T_H
- Omdreiningstall, n
- Andel av nominelt dreiemoment motoren yter
- Vibrasjoner

Ved å måle vibrasjonene får man muligheten til å sammenlikne hvor mye reell ubalanse det var med høytemp-drift veivakselen med ubalansen etter å ha byttet veivaksel og utbalansert med hensyn til den.

Termisk effekt, elektrisk effekt og brennstofforbruk

Den andre testen som ble kjørt var en test for å måle termisk effekt, elektrisk effekt og se på det i forhold til brennstofforbruk, og hvor mye kjøling motoren fikk. Det var litt vanskeligheter med å få alt til å funke, så på grunn av dårlig tid ble testen gjort over to dager.

I tillegg til å ta målinger ved ulike trykk, var det også to andre fokusområder som ble målt opp hverandre. På hvert trykk ble det tatt en måling hvor massestrømmen på kjølevannet var så høy som mulig, og en måling hvor massestrømmen på kjølevannet var justert slik at forskjellen i temperaturen ved innløpet og utløpet til kjølevannet var nærmest mulig 10°C. Grunnen til at det var to fokusområder i forhold til kjølevannet var fordi vi hadde en teori om at mengden kjølevann som går rundt motoren påvirker effekten som kommer ut. At målet ble satt til $\Delta T_{\text{vann}}=10^\circ\text{C}$ er fordi det ifølge rapporten fra 2013 var et mål da motoren ble bygd at den skulle ha den temperaturforskjellen. ΔT er her temperaturdifferansen på kjølevannet inn og ut. I

utgangspunktet skulle T_{inn} være rundt 60°C , og dermed T_{ut} være 70°C . [27] Da kunne kjølevannet brukes som oppvarming i hus eller andre rom.

Slik gikk testingen for seg:

Dag 1: Motoren ble startet, og gikk i rundt 25-30 minutt før første måling ble gjort. Motoren ble justert til 750°C som var den temperaturen motoren skulle ha gjennom hele testen. Da temperaturen var stabil, ble vekten av propanflasken lest av. Etter 10 minutter ble vekten lest av på nytt igjen, og ut fra det ble massestrømmen til propanen beregnet. I løpet av de 10 minuttene ble det tatt målinger av effekt og temperaturer med 2 ulike massestrømmer på kjølevannet. Den første massestrømmen hadde som mål å ha $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, som var tanken bak motoren i utgangspunktet. På den andre målingen ble massestrømmen på kjølevannet skrudd opp så mye som mulig, med mål om å få høyere elektrisk effekt ut av motoren. I snitt gikk det 5 minutt mellom de to målingene vi tok per trykk. For hvert trykk måtte propantilførselen justeres noe, ettersom temperaturen endret seg når trykket ble justert. Derfor ble også massestrømmen til propanen målt for hvert trykk.

Dag 2: Motoren ble startet, og gikk i 38minutt før første måling ble gjort. I løpet av de 38 minuttene ble temperaturen justert opp til 750°C . Da vi justerte opp kjølevannsstrømmen etter første måling sank temperaturen litt, men propantilførselen ble holdt lik for å se på effekten kjølingen har. Da vi justerte trykket ned med 5 bar økte temperaturen, så for å få temperatur tilnærmet 750°C ble propantilførselen justert noe ned. Mellom hvert trykk måtte propantilførselen justeres noe for å få tilnærmet samme temperatur på alle målingene. Tidspunkt for målingene ligger i Vedlegg 7 – Ytelsestest og termisk test. Testingen ble ellers gjennomført likt som på dag 1.

3.2.4 3D – modellering

For å designe delene som trengs er det hensiktsmessig å bruke et 3D-modelleringsprogram. I semester 4 av studiene fikk vi opplæring i Creo Parametric, og det er det programmet som blir brukt i denne oppgaven også ettersom vi har en viss kompetanse på det programmet. Utrekninger og grovt design av hvordan delene skal se ut tegnes på forhånd. Deretter må det lages en god modell og en arbeidstegning av hver del, slik at det ikke er noe problem å maskinere.

Motvekten og svinghjulet skal modifiseres ved å lage to hylser som passer i det gamle utbalanseringshullet, og som har en indre diameter lik den nye utbalanseringsdiameteren som

ble regnet ut i regnearket. Ringene festes ved hjelp av LOCTITE 638, og lages av stål med lik eller tilnærmet lik tetthet og varmetvidelses-koeffisient som det resten av motvekten/svinghjulet har. Slik kan man relativt enkelt tilpasse motvekten og svinghjulet til den nye utbalanseringskraften som trengs. I tillegg til disse to ringene, skal det tegnes to guideringer for å holde veivstakene på plass sideveis ettersom de som ble brukt på høytemp-veivakselen ikke passer på lavtemp-veivakselen. En siste del som må tegnes er en slags distansering som bidrar til å holde veivstaken til arbeidsstempet som ligger mot svinghjulet, på plass.

De tre guideringene tegnes med utgangspunkt i de som ble brukt på høytemp-veivakselen, ettersom de aller fleste avstandene i horisontal retning er like på den gamle og nye veivakselen.

I tillegg til å tegne de nye delene måtte det også finnes en løsning for å få vinkelen på utbalanseringen riktig. Flere løsninger ble vurdert, men etter å ha foretatt en 3D-scan av lavtemp-veivakselen ble det besluttet å frese et nytt kilespor midt på konen på svinghjulsiden, mens det på motvektssiden måtte fresas 2mm under kanten på konen. Grunnen til at det på motvektssiden måtte fresas en annen plass enn midt på konen, er at det var frest inn et kilespor tidligere som ligger i nærheten av der det nye kilesporet kommer. Ettersom det gamle kilesporet lå midt på konen ble det nye flyttet litt opp slik at de ikke overlapper nevneverdig.

3.2.5 Lavtemperaturdifferansedrift tester

I dette kapitlet vil testene som var tenkt å gjennomføres etter bytte til lavtemp-aksling beskrives.

Før man kan begynne å se på ytelsen til motoren må man finne nytt nominelt dreiemoment for motoren. Dette må gjøres for å forhindre at det opptrer sterke vibrasjoner som kan føre til skader på motoren under drift. Det kan man finne ved å bruke følgende formel [28]:

$$T = \frac{P_e}{2\pi * \frac{n}{60}} \quad (19)$$

Finne driftsturtall

Som nevnt i Kapittel 3.1.2 ble den nye utbalanseringen beregnet ut fra et driftsturtall på 950rpm. Det kan likevel ha oppstått ujevnheter under maskinering av delene, eventuelt kan de gamle delene i motoren avvike fra tegningene. Derfor var det planlagt å gjennomføre en test for å finne ut hvilket turtall det er minst vibrasjoner langs Z-aksen i motoren.

Vi har foreslått å gjennomføre testen på følgende måte:

Motoren startes på 800rpm, og vibrasjonsmålingene leses av. Deretter økes rotasjonshastigheten oppover litt og litt, og følger med vibrasjonsmålingen og observerer motorens oppførsel. Når det observeres at bevegelsene til motoren blir mindre kan man begynne å lese av målingene hyppigere for å følge med på når vibrasjonene øker igjen. Deretter må man forsøke å lokalisere bunnpunktet for vibrasjonene. Dette turtallet vil være det mest gunstige turtallet med tanke på å skåne lagrene mot vibrasjoner langs z-aksen.

Ytelsestest

Ytelsestesten var tenkt å gjennomføre på lik måte som for høytemp, altså med 3 ulike trykk og temperaturer. Ettersom den nye veivakselen er tilpasset lavtemp var planen å gjennomføre på lavere temperaturer. For eksempel 300 °C, 450 °C og 600°C. Når motoren testkjøres etter ombygging kan man teste litt og se hvordan den oppfører seg ved ulike temperaturer. Det kan bli en utfordring å få forbrenningen til å holde en så lav temperatur som 300 °C, men det er vanskelig å vite på forhånd, så det får man se på når motoren er startet første gang etter ombygging.

Termisk effekt

For å kunne sammenlikne Schmidt-analysen som ble gjort i referansetesten med testen som ble gjort etter ombygging til lavtemp-drift, ble det besluttet å fokusere på å få til $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ på kjølevannet. Dersom man har god tid er det absolutt en fordel å gjennomføre testen lik som på høytemp, slik at man får nøyaktig de samme dataene å sammenlikne med. Det kan dessuten vise seg å være vanskelig å få til $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ på kjølevannet, og da må man i så fall revurdere om man bare skal ha så høy massestrøm på kjølevannet som mulig.

3.3 Ombyggingen

Motoren tømmes for gass, slik at man har kontroll på hvor gassen går hen. Deretter begynner demonteringen av motoren.

Under demontering av motoren ble det tydelig at en del hjullagre var modne for utskiftning. Hjullagre knyttet til veivbuktene ble derfor byttet. Det ble brukt samme type lagre som sto i fra før, altså NA4906-2RSR-XL. Rundt veivbuktene brukes ikke den



Figur 44: Rullelagrene som brukes i motoren, med den indre ringen på siden

indre ringen på lageret, ettersom veivbuktene vil «fungere» som den indre ringen.

Det ble oppdaget at o-ringene som sørger for tetning mellom veivhuset og lokket i bunn hadde utvidet seg og dermed blitt løs, som man kan se på Figur 46. Denne ble også byttet for å sørge for at motoren holder seg tett. Det ble kjøpt inn nye O-ringer til flere steder på motoren og byttet siden motoren først var åpnet og demontert.

Konen på begge sidene av lavtemp-veivakselen viste seg å ikke stemme overens med konen i motvekten og svinghjulet. Sannsynligvis manglet det bare en siste runde med sliping, derfor veivakselen ble dreid slik at konene ble riktig og veivakselen passet godt i konen på motvekten og svinghjulet.

De nye «guide-ringene» og hylsene ble frest ut av stålstykker. Før de ble frest i stål, ble de frest i Polyoxymethylene (POM) for å være sikker på at tegningene og delene var riktig og passer på lavtemp-veivakselen.

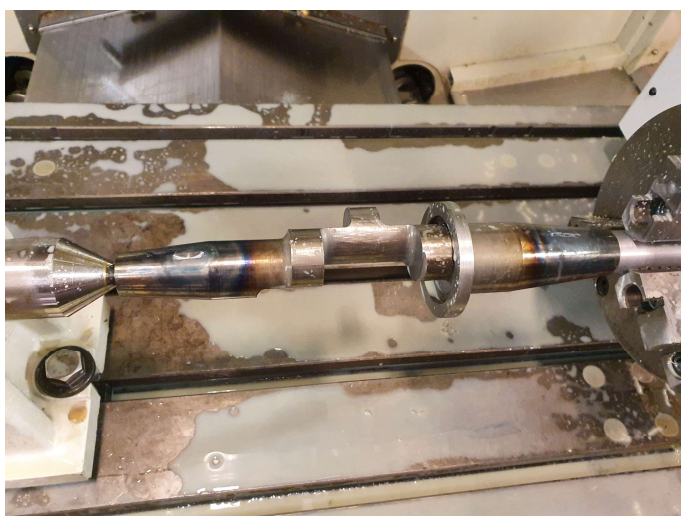
Det mest utfordrende å få til var de nye kilesprene i lavtemp-veivakselen. For det første eksisterer det bare en lavtemp-veivaksel, som gjør at når man starter å frese må man være sikker på at det blir riktig. Det ble først lagd flere kilespor i POM, for å finne ut hvilken fres man skulle bruke for å lage sporet, og hvordan man skulle gå fram. Da det var klart, og lavtemp-veivakselen var satt på plass i maskinen var det en utfordring å finne nullpunktet på veivakselen,



Figur 45: De nye o-ringene til motoren



Figur 46: Bunnlokk med gammel o-ring



Figur 47: Første kilespor nærmer seg ferdig

slik at kilesporet blir frest på riktig plass. Det løste seg etter hvert, og fresingen kunne bli gjennomført.

Da de slitte delene i motoren var byttet, og alle de nødvendige delene var produsert, ble lavtemp-veivakselen satt inn, og motoren ble montert sammen.

4. Resultat

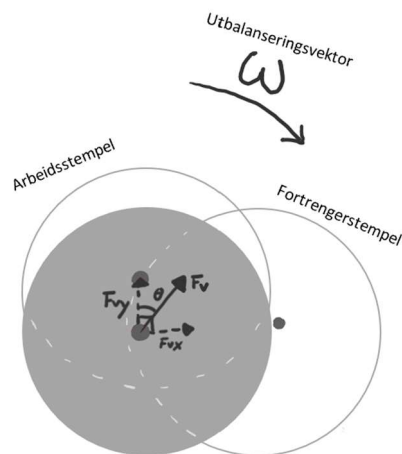
I dette kapitlet presenteres resultatene fra testene og beregningene som ble gjort.

4.1 Utbalansering

Etter utregning som forklart i Kapittel 3.1.2 ble det en resulterende ubalansevektor som skal utbalanseres. I Tabell 1 kan den resulterende vektoren sees, og i Figur 48 ser man hvordan utbalanseringsvektoren ser ut (ikke i riktig dimensjoner).

Ubalansevektor			
Størrelse	$(m \cdot r)_v$	46,18	kg*mm
Nødvendig utbalanseringskraft	F_v	457,0	N
Retning	θ	0,58	rad
Utbalanseringen skal derfor være i en vinkel av		3,72	rad
Det vil si, i positiv retning fra arbeidsveivbukten		213,11	grader
Tilsvare hull ved	θ	33,11	grader

Tabell 1: Ubalansevektor



utbalanseringsvektor. Skissering av aksling sett fra motveksiden

Ut fra ubalansevektoren ble de nye diameterne på hullene som er i svinghjulet og motvekten regnet ut. Resultatet av dette kan sees under i Tabell 2.

Nytt vs. Gammelt			
Svinghjul			
Gammel diameter		26,06	mm
Ny diameter	\varnothing_s	21,79	mm
Differanse	$\Delta\varnothing_s$	4,27	mm
Motvekker			
Gammel diameter		54,06	mm
Ny diameter	\varnothing_m	45,19	mm
Differanse	$\Delta\varnothing_m$	8,87	mm
Vinkel mellom utbalanseringshull og topp arbeidsstempel		28,08	°
Ny vinkel	θ	33,11	°
Differanse		-5,03	°

Tabell 2: Resulterende diametere og vinkler, utbalansering

Resultatene fra vibrasjonsmålingene i ytelsestesten som ble tatt som referansetest før det ble byttet til lavtemp - veivaksel kan sees i Tabell 3. Som man ser i tabellen, er det små variasjoner fra test til test. Det ser ikke ut til å være sammenheng mellom vibrasjonsmålingene og det faktiske omdreiningstallet på tidspunktet vibrasjonene ble avlest.

Før selve testen ble gjennomført, ble motoren startet opp bare for å observere hvordan den oppførte seg, og at den gikk som den skulle. Man kunne se når motoren startet opp at det var størst bevegelser i motoren like etter oppstart, før turtallet nådde 1500rpm. Når turtallet nærmet seg 1500rpm ble bevegelsene mindre, men på grunn av turtallet var det naturligvis raskere bevegelser.

Vibrasjoner Ytelsestest		Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6	Test 7	Test 8	Test 9
Målt T_H	°C	751,5	607,4	502,6	751,2	604	506,6	749	597	502,8
Målt trykk	bar	40,5	40,5	40,5	35	35	35	30	30	30
Faktiske omdreininger	rpm	1503	1503	1493	1498	1498	1496	1500	1498	1503
Vibrasjoner (Z-akse)	m/s	N.A.	N.A.	0,123	0,123	0,122	0,123	0,125	0,121	0,122

Tabell 3: Vibrasjonsmålinger under ytelsestest høytemp

4.2 Ytelsestest høytemperaturdifferanse-drift

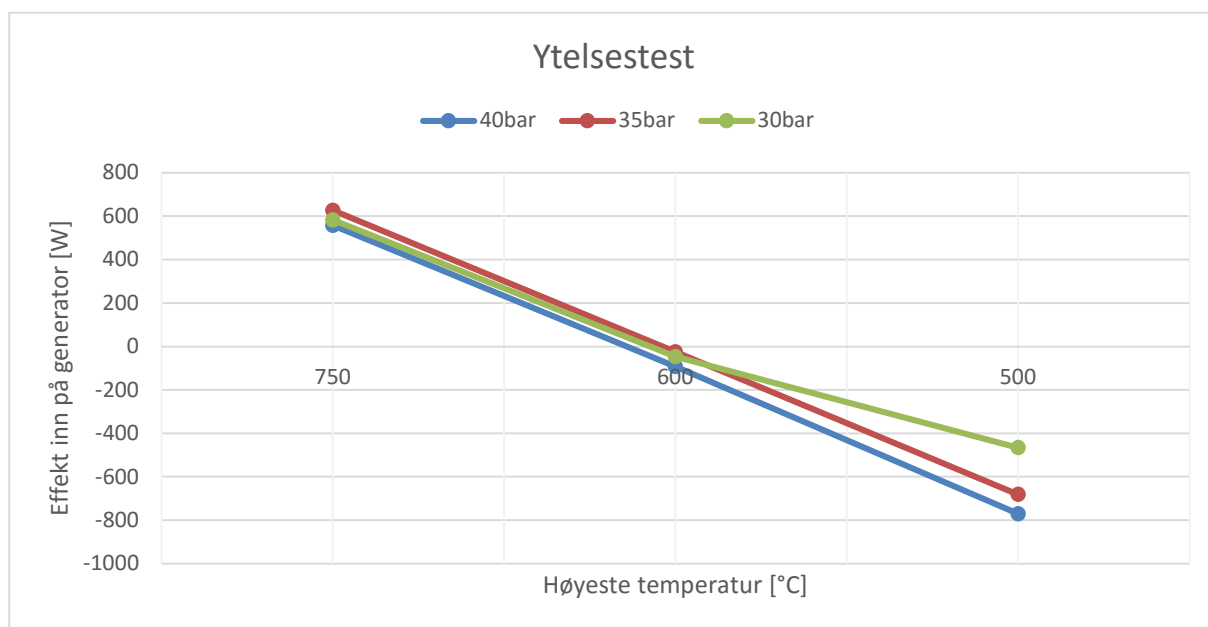
Resultatene fra ytelsestesten (Tabell 4) viser en tydelig trend på når motoren leverer strøm og ikke. Testene som ble gjort er foretatt på tre ulike temperaturer, men allerede mellom den

høyeste og nest høyeste temperaturen går motoren over fra å levere litt over 0,5kW til å trekke strøm fra generatoren.

Ytelse høytemperatur		Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6	Test 7	Test 8	Test 9
Målt TH	°C	751,5	607,4	502,6	751,2	604	506,6	749	597	502,8
Målt trykk	bar	40,5	40,5	40,5	35	35	35	30	30	30
Faktiske omdreininger	rpm	1503	1503	1493	1498	1498	1496	1500	1498	1503
Effekt inn på generator	W	558,7	-92,1	-766,3	626,5	-25,3	-679,4	583,0	-47,5	-466,7

Tabell 4: Ytelsestest høytemp

I Figur 49 kan man se en grafisk fremstilling av hvordan effekten fra motoren utvikler seg ut fra trykk og temperatur.



Figur 49: Ytelsestest høytemp

4.3 Termisk effekt – Høytemp

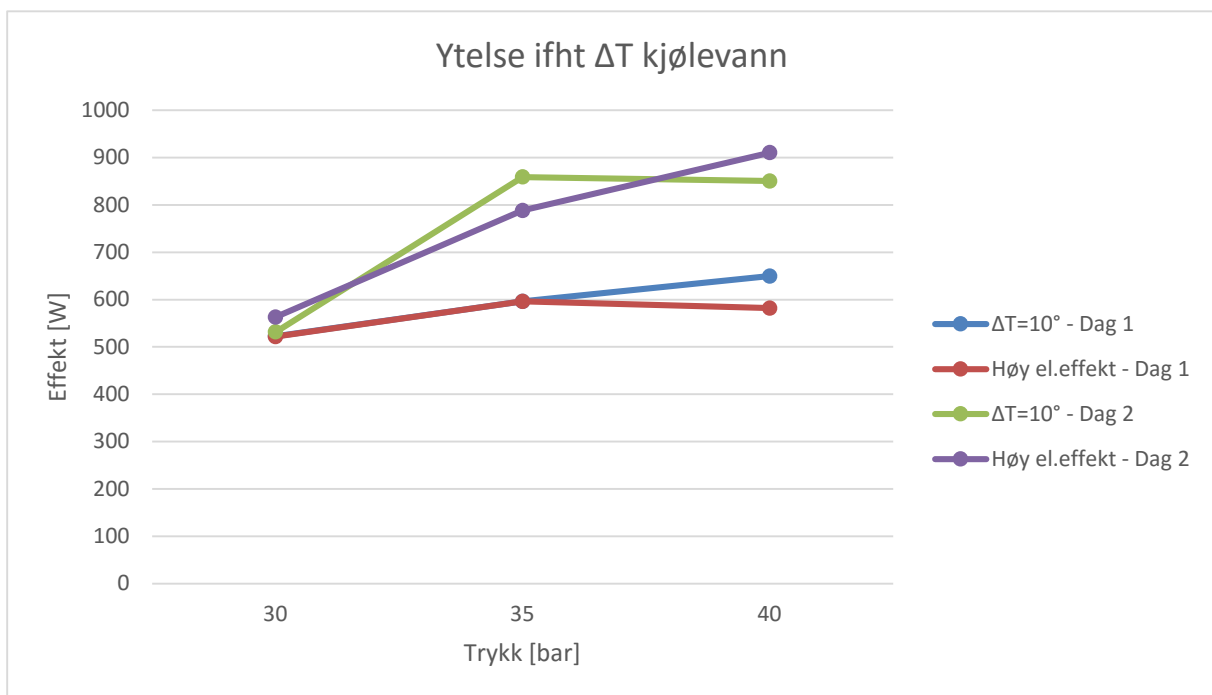
Det ser ut til å være noe tilfeldig om man får høyest effekt ut av generatoren ved $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ eller ved å ha mest mulig kjøling. ΔT er temperaturforskjellen på kjølevannet inn og kjølevannet ut. Som man kan se i tabellen under, så er det på noen tester høyest effekt ved $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, og noen ganger høyest med høy massestrøm på kjølevannet.

Elektrisk effekt ut	Test 1 (30bar)		Test 2 (35bar)		Test 3 (40bar)		Test 4 (40bar)		Test 5 (35bar)		Test 6 (30bar)	
	Trykk (faktisk)	30	35	40	40,5	35,5	30,5					
Fokusområde	$\Delta T=10^\circ$	$\dot{m}_{\text{vann}}=\text{høy}$	$\Delta T=10^\circ$	$\dot{m}_{\text{vann}}=\text{høy}$	$\Delta T=10^\circ$	$\dot{m}_{\text{vann}}=\text{høy}$	$\Delta T=10^\circ$	$\dot{m}_{\text{vann}}=\text{høy}$	$\Delta T=10^\circ$	$\dot{m}_{\text{vann}}=\text{høy}$	$\Delta T=10^\circ$	$\dot{m}_{\text{vann}}=\text{høy}$
TH (750°C)	745	742	728	731	729	700	757	747	762	750	749	738
ΔT_{vann}	10,7	2,0	10,1	2,0	11,0	2,1	11,3	2,6	10,7	2,1	9,5	1,9
Avgitt effekt inn på generator [W]	524	523	597	597	651	582	851	912	860	789	532	564

Tabell 5: Effekt inn på generator

Ellers ble ΔT relativt lik i alle testene som ble gjort innenfor samme fokusområde, som gjør at resultatene er sammenliknbare.

I Figur 50 kan man se hvordan effekten utvikler seg ut fra trykk og massestrømmen på kjølevannet.



Figur 50: Effekt ifht massestrøm på kjølevannet

Tabell 6 viser hvor mye effekt som kommer ut av motoren, både i form av varme og elektrisk effekt. Hvis man ser på resultatene i Kapittel 4.4 ser man hvor mye termisk energi som kommer inn per sekund via brennstoffet. Da ser man at litt over halvparten av den termiske energien fra propanen går over i kjølevannet.

For å regne ut hvor mye termisk effekt som går ut gjennom vannet ble følgende formel brukt[29]:

$$\dot{Q}_{ut} = \dot{m} * c_p * \Delta T_{vann} \quad (20)$$

	Enhet	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6
\dot{m}_{vann}	[g/s]	89,72	100,01	100,01	110,07	96,43	96,43
ΔT	[K]	10,66	10,08	10,95	11,30	10,70	9,50
\dot{Q}_{ut}	[W]	4036,16	4254,24	4621,43	5248,94	4354,29	3865,96

Tabell 6: Utdrag fra Schmidt-analyse. Varmeoverføring til kjølevannet

4.4 Elektrisk virkningsgrad ut fra brennstofftilførsel - Høytemp

Målet med disse resultatene er å se på hvor høy virkningsgrad motoren som helhet har ut fra hvor mye brennstoff som tilføres. Brennstofforbruket ble som nevnt i Kapittel 3.2.3 målt over 10 minutter hver gang. Test 4-6 som ble gjort på dag 2 av referansetestingen har de mest stabile målingene, derfor vil resultatene fra de testene trekkes frem i resultatene.

Formlene som er brukt for å regne ut virkningsgrad er hentet fra bachelorrappporten fra 2013 [27] og pensum i emnet MAS306 ved HVL.

$$\eta_{el} = \frac{\text{Avgitt effekt}}{\text{Tilført effekt}} * 100\% = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{inn}} * 100\% \quad (21)$$

$$P_{el} = \tau * \omega * \eta_{gen} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{inn} = \dot{m}_{br} * H_n \quad (23)$$

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (24)$$

Elektrisk effekt ut fra brennstofftilførsel		Test 4	Test 5	Test 6
$\dot{m}_{br,propan}$	[g/s]	0,21	0,20	0,19
$H_{n,propan}$	[J/g]	46534,65	46534,65	46534,65
P_{motor}	[W]	850,24	859,18	531,92
η_{gen}		0,8		
\dot{Q}_{inn}	[W]	9645,31	9170,95	8775,65
η_{el}	%	7,05	7,49	4,85

Tabell 7: Elektrisk effekt ut fra brennstofftilførsel

Gjennomsnittlig virkningsgrad ut fra brennstofforbruk blir dermed:

$$\tilde{\eta}_{el} = \frac{(7,05 + 7,49 + 4,85)\%}{3} = 6,46\%$$

4.5 Schmidt Analyse

Det ble gjennomført en Schmidt analyse under høytemperaturdrift for å kunne sammenligne resultat av teoretisk oppnåelig og avgitt effekt med en tilsvarende analyse etter ombygning, samt analyser fra tidligere rapporter.

Schmidt analysens resultater ble som vist i tabell under, gitt følgende forutsetninger: motoren ble kjørt med et turtall på 1500rpm, det ble tatt målinger ved forskjellige trykk, ved temperaturer tilnærmet 750°C og med $\Delta T=10^\circ$.

Her er de mest sentrale formlene brukt i Schmidt analysen. Mellomregninger o.l. finnes i vedlegg. Formlene som blir brukt for å finne disse er hentet fra lærebok i termodynamikk ved HVL [29] og en tidligere bacheloroppgave om motoren [27].

Carnot virkningsgrad:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (25)$$

Termisk virkningsgrad:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_{ut}}{\dot{Q}_{inn}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{ut}}{\dot{Q}_{ut} + W_{netto,ut}} = \frac{W_{netto,ut}}{\dot{Q}_{ut} + W_{netto,ut}} \quad (25)$$

2. lovs virkningsgrad:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{carnot}} \quad (26)$$

Netto arbeid per syklus
($W_{schmidt}$):

$$W_{schmidt} = \frac{p_m * V_{se} * \pi * c * (t - 1) * \sin(\Delta)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (27)$$

$$\text{Indikert effekt } (P_{i,ut}): \quad P_{i,ut} = W_{schmidt} * \frac{n}{60} \quad (28)$$

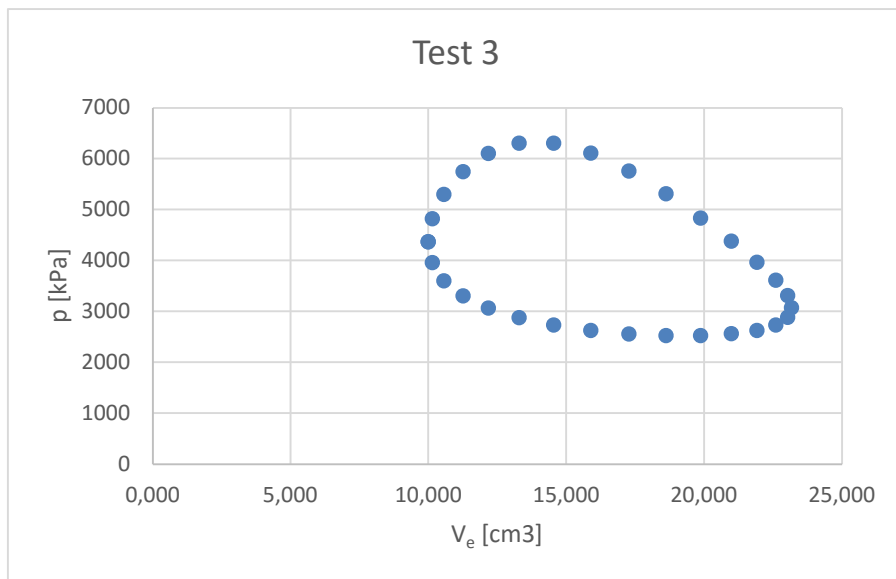
$$\text{Avgitt effekt på aksling } (P_b): \quad P_b = P_{i,ut} * \eta_{II} \quad (29)$$

I tabellen under blir resultatene for de forskjellige trykkene presentert. Resultatene viser:

Schmidt Analyse							
		Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6
p_m (Middeltrykk)	[Pa]	3000000	3500000	4000000	4050000	3550000	3050000
	[Bar]	30	35	40	40,5	35,5	30,5
Målt T_H	[K]	1017,7	1000,5	1001,8	1030	1034,7	1021,6
Målt T_L (kjølevann ut)	[K]	291,93	291,14	292,74	291,4	291,1	290,3
η_{carnot} Carnot virkningsgrad		0,713	0,709	0,708	0,717	0,719	0,716
η_{th} Termisk virkningsgrad		0,115	0,123	0,123	0,139	0,165	0,121
η_{II} 2. lovs virkningsgrad		0,161	0,173	0,174	0,194	0,229	0,169
$W_{schmidt}$ (netto arbeid per syklus)	[J/rev]	132,4	300,0	341,5	356,4	185,0	156,7
$P_{i, ut}$	[kW]	3,3	7,5	8,5	8,9	4,6	3,9
P_b	[kW]	0,5	1,3	1,5	1,7	1,1	0,7

Tabell 8: Schmidt Analyse

Figuren under viser et pV-diagram basert på resultatene fra «test 3».



Figur 51: pV-diagram fra test 3

5. Diskusjon

I dette kapittelet diskuteres resultatene som ble presentert i forrige kapittel. Forventningene vi hadde før de ulike testene ble gjennomført presenteres også her.

5.1 Utbalansering

Ut fra formen på den nye veivakselen var det forventet at utbalanseringsvektoren ble mindre nå enn med den gamle veivakselen. At det er mindre utslag på veivbukta til arbeidsstampelet gjør at dreiemomentet blir lavere. At vinkelen mellom toppen av arbeidsstampelet og utbalanseringen også ble større ansees som et sannsynlig utfall, ettersom faseforskyvningen er større på den nye veivakselen.

5.2 Forventninger til tester

Høytemp

Ut fra testene som ble gjort i 2013 ser det ut til å være lite forskjell i effekt ut av generatoren ut fra massestrømmen på kjølevannet. Det var ikke helt forventet å lese, derfor ble det også gjort tester på dette nå. Det forventes å se en liten forskjell i effekten ut fra hvor stor massestrøm det er på kjølevannet, ettersom massestrømmen på kjølevannet påvirker hva som er den laveste temperaturen i syklusen. Når det gjelder brennstofforbruket og effektiviteten i forhold til det, har vi ikke så mye å gå etter med unntak av rapporten fra 2013. Da fikk de en virkningsgrad på rundt 6%, vi forventer derfor at våre resultater også vil ligge rundt der.

Ut fra «Bealeformelen» kan vi forvente omtrent dette som effekt ut av motoren:

$$P_{motor} = 0,015 * 35bar * 125cm^3 * \frac{1500rpm * 2\pi}{60s} = 1030,8W$$

Det gjør at det nominelle dreiemomentet, τ blir:

$$\tau = \frac{1030,8W}{2\pi * \frac{1500RPM}{60s}} = 6,56Nm$$

Dette er lavere enn frekvensomformerens er innstilt på, men som nevnt i Kapittel 3.2.3 har ikke det noen betydning for beregning av effekten som kommer ut av motoren.

Lavtemp

Ut fra «Bealefaktor»-formelen kan man forvente at motoreffekten går kraftig ned ved lavtempdrift. Det man kan se er at slagvolumet går ned grunnet den nye utformingen på veivakselen. I tillegg går «Bealefaktoren» ned i forhold til høytemperaturdifferanse-drift grunnet temperaturforskjellen, og vi har tatt en avgjørelse om at turtallet skal senkes ut fra anbefalinger i ombyggingsnotatet fra A.Høeg [24]. Normalt kunne man økt midlere trykk inne i motoren for å motvirke at effekten går ned, men fordi motoren begynner å bli en del år gammel og ikke har blitt kjørt så mye i det siste, kan man av sikkerhetsgrunner ikke øke trykket.

Ved å bruke «Bealeformelen» kan man få en pekepinn på hva effekten kommer til å bli etter ombygging til lavtemp. «Bealefaktoren» estimeres til å ligge rundt 0,005 ettersom målet er at temperaturen i forbrenningen blir omtrent 600K. I tillegg må nytt nominelt dreiemoment beregnes.

$$P_{motor} = 0,005 * 35bar * 66cm^3 * \frac{950rpm * 2\pi}{60s} = 114,9W$$

$$T = \frac{114,9W}{2\pi * \frac{950rpm}{60s}} = 1,16Nm$$

Dette viser oss at den elektriske effekten ut av motoren sannsynligvis kommer til å bli vesentlig redusert.

Som nevnt i kapittel 3.2.5 er det tenkt å kjøre test av termisk effekt med en $\Delta T=10^{\circ}C$ på kjølevannet. Ettersom temperaturdifferansen mellom forbrenningen og kjølevannet allerede er halvert i forhold til referansetesten, kan dette bli noe vanskelig å oppnå.

Når det gjelder vibrasjoner i motoren er det ikke lett å forutse hvordan motoren oppfører seg. Ettersom utbalanseringen er beregnet med utgangspunkt i 3D-tegninger av delene er utbalanseringen beregnet med antakelsen om at delene er uten avvik. Det er lite sannsynlig at det ikke eksisterer avvik i delene, noe som kan påvirke sluttresultatet. Som en del av ombyggingen ble de gamle lagrene byttet ut. Det kan gjøre at vibrasjonene blir lavere, ettersom gamle lagre kan bli «slappe» og dermed fange opp bevegelser dårligere.

5.3 Ytelsestest høytemperaturdifferanse-drift

Som nevnt i resultatene i kapittel 4.2 er det tydelig trend på når motoren leverer og ikke. Selv om det er variasjoner i effekten som kommer ut, er det tydelig at når temperaturen er litt over 600°C bytter motoren om fra å levere strøm til å trekke strøm fra motoren. At det er en topp rundt 35 bar var forventet ut fra resultatene i rapporten fra 2013, og støtter opp under deres resultater.

Sammenliknet med effekten $P_{i,ut}$, funnet i Schmidt-analysen ser man at reell effekt ut av motoren er vesentlig lavere. Det tyder på at motoren ikke er så ideell som den kan være, og det kan være noen tap på ulike steder i motoren.

Ut fra Figur 50 ser man også at ved 40bar ligger ytelsen noe lavere enn ved 35 og 30bar. Det er vanskelig å si hvorfor det er slik, ettersom det strider mot teorien i «Bealeformelen» og andre teorier. I 2013 mistenkte de at det kunne ha med trykkfall over regeneratoren og Bernoulli's likning å gjøre [27], og vi klarer ikke å finne noen annen fornuftig forklaring på disse resultatene. Forklaringen ligger sannsynligvis i hvordan delene påvirkes av det høyere trykket.

5.4 Termisk effekt – Høytemp

Fra rapporten i 2013 så vi som sagt at det var lite forskjell ut fra massestrømmene på kjølevannet. Testene som ble gjort i år viser tilsvarende resultat, altså at det ikke kan trekkes en konklusjon på at det er avgjørende for den elektriske effekten man får ut av generatoren. Det kan komme av at differansen i laveste temperatur i syklusen ved de ulike massestrømmene på kjølevannet er for liten til at den er særlig utslagsgivende for effekten man får ut. Fordelen med at man setter massestrømmen slik at $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, er at man også får en termisk effekt som man kan utnytte. Man kan derfor anse det som mer effektivt å sette massestrømmen slik at $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, ettersom det er vanskelig å se at det påvirker den elektriske effekten å ha mer kjøling på motoren. Det må vurderes hvor lav massestrøm man kan ha på kjølevannet, ettersom motoren må ha tilstrekkelig med kjøling for å ikke bli ødelagt.

På dag 2 av testene gikk det mye lettere å stille inn riktig temperatur og holde jevn flyt i arbeidet. Det har resultert i mer stabile målinger av temperaturer og brennstofforbruk. Motoren virket å oppføre seg mer stabil. Hvorfor det ble sånn er vanskelig å si, men det kan handle om at den ikke hadde blitt kjørt så mye på en stund, slik at motoren trengte å bli innkjørt litt først.

5.5 Elektrisk virkningsgrad ut fra brennstofftilførsel – Høytemp

Den elektriske virkningsgraden som funksjon av brennstofftilførselen er ikke spesielt høy. På 30 og 35 bare var virkningsgraden på rundt 7%. I 2013 fikk de en virkningsgrad på omtrent 6% på 30bar og 732°C [27]. Ut fra de to resultatene kan man tenke at det er mye varmetap i motoren, ettersom en så liten andel av brennstoffet ender som elektrisk effekt. Men det som er positivt med denne motoren er at mye av den termiske energien går over i kjølevannet, og dette kan potensielt brukes videre. Dermed er det ikke like mye av energien i brennstoffet som går til spille selv om det ved første øyekast kan virke slik. Kombinert vil derfor motoren har en høyere virkningsgrad enn det ser ut som hvis man ser på virkningsgradene forbundet med den elektriske effekten man får ut av motoren.

5.6 Schmidt Analyse

Etter utførelse av Schmidt analyse av motoren under høytemperaturdrift ser man at resultatene er annerledes enn fra tidligere bacheloroppgave [27]. Hovedforskjellen er i utrekningen av termisk virkningsgrad, da formlene i denne viste seg å være feil. I fra ytelsestesten utført ved høytemp og fra Schmidt analysen har vi følgende resultater:

Ytelse høytemperatur	Test 1	Test 4	Test 7		Schmidt Analyse		Test 1	Test 2	Test 3
Målt TH	°C	751,5	751,2	749	p_m	[bar]	30	35	40
Målt trykk	bar	40,5	35	30	T_H	[°C]	744,7	727,5	728,8
Effekt inn på generator	[kW]	0,559	0,627	0,583	$P_{i, ut}$	[kW]	3,3	7,5	8,5

Tabell 9: Utdrag fra Ytelse-test og Schmidt Analyse

Basert på disse resultatene kunne det konkluderes med at den teoretiske avgitte effekten fra motoren er betydelig høyere enn effekten som er målt. Det kan komme av at motoren ikke er optimalt oppbygd i forhold til sitt formål, som også har kommet frem i andre deler av rapporten. I de teoretiske resultatene blir heller ikke det faktiske tapet som motoren har frem, noe som vil være med å påvirke forskjellen mellom resultatene. Resultatene kan også variere så mye grunnet usikkerheter i målingene og beregningene. I tidligere rapporter har effekt inn på generator vært målt til å være høyere, mens den teoretiske effekten har vært beregnet til å være lavere enn resultatene i denne oppgaven. Her er det også mange faktorer som kan spille inn og føre til at resultatene blir forskjellige. Motoren er gammel og har i flere perioder vært stillestående grunnet at det ikke har vært aktive oppgaver på den. Det kan spille inn som en faktor ved

varierende resultater. Menneskelige feil som feile utregninger eller feile avlesninger kan også være med på å påvirke resultatene.

Schmidt analysen av høytemp ble i hovedsak utført for å kunne sammenlignes med en tilsvarende av lavtemp, dette for å se hvor varierende resultatene ville være og for å få en pekepinn på hvordan man kan utvikle en stirlingmotor til å være effektivt fungerende på lavtemperaturdrift. Analysen vil måtte utføres når de nødvendige testene på lavtemperatur har blitt utført. Vedlagt i rapporten ligger en Excel-fil hvor det er mulig å føre inn nye verdier fra lavtemp-tester i allerede eksisterende formler, og få ut resultater.

5.7 Usikkerheter

Det er knyttet usikkerheter til de aller fleste eksperimenter og forsøk, inkludert dette. Ved gjennomføring av dette, eller liknende prosjekt senere gir disse usikkerhetene en pekepinn på hvor det er rom for forbedring i nøyaktigheten.

Usikkerhetene deles i to, ettersom noen er knyttet til testingen og noen er knyttet til beregning og konstruksjon av de nye delene.

Beregning av motvekt og svinghjul, konstruksjon av deler

- Vekten til delene i motoren er hentet fra CAD – tegninger, og tar ikke hensyn til eventuelle avvik som har oppstått under konstruksjon
- Avrundinger underveis i utregningen kan gjøre at det blir noe avvik på det endelige resultatet i forhold til diameter på utbalanseringshullene i motvekten og svinghjulet.
- Det var vanskelig å finne nullpunkt på veivakselen når den skulle freses, det kan derfor ha oppstått et lite avvik i forhold til hvilken vinkel kilesporet skulle freses i.

Testing av motoren

- K-elementet måler ikke den faktiske temperaturen på arbeidsmediet sin høyeste temperatur, bare en tilnærmet temperatur på utsiden av sylindere
- Avlesing på manometeret kan ha vært noe unøyaktig, som har ført til at det reelle trykket har vært noe annerledes i forhold til det vi har notert oss.
- Det er ikke sikkert motoren hadde oppnådd 100% stabil drift før målingene ble foretatt, og at propanforbruket derfor ikke hadde stabilisert seg helt.
- Vekten som ble brukt for å måle vannet hadde nøyaktighet på 0,1kg, noe som ikke er særlig nøyaktig. Tidtakingen er gjort på telefon, og det kan være noe avvik fra reell tid

ettersom det kan være forsinkelse eller at tiden er startet/stoppet for tidlig. Dette gjør totalt at massestrømmen til vannet ikke nødvendigvis er helt nøyaktig, men det gir en god pekepinn.

6. Konklusjon

Motoren er nå montert sammen og skal være klar til testkjøring med den nye veivakselen. Det er byttet lager og o-ringer, som skal gjøre at motoren er i noe bedre stand i forhold til lekkasjer og vibrasjoner. Uten å ha testet kan vi ikke være sikre på at motoren fremdeles er tett, men ettersom det er byttet o-ringer, og ellers ikke gjort endringer på motoren antar vi at det ikke er noen lekkasjer.

Referansetestene ved høytemperaturdifferanse-drift viser at det teoretiske beregningene av effekt og virkningsgrad ut fra testbetingelsene er høyere enn de resultatene som kom ut via målinger. Det tyder på at man i virkeligheten har et tap i motoren som de teoretiske beregningene ikke tar hensyn til. Man kan derfor ikke stole 100% på de teoretiske beregningene når man skal forutsi hvor stor effekt en motor har, det er bare veiledende.

Ut fra «Bealeformelen» antar vi at motoren ikke er optimal til lavtemperaturdifferanse-drift slik som den står nå. En Stirlingmotor drevet på lav temperaturdifferanse vil med all sannsynlighet uansett ha lavere effekt enn en som drives av en høy temperaturdifferanse, men det går an å gjøre noen tiltak for å begrense reduksjonen i effekt. Økt slagvolum er en mulig modifisering. Å øke trykket hjelper også i teorien, men er noe vi stiller oss negativt til på akkurat denne motoren grunnet risikoen det innebærer.

7. Videre arbeid

Arbeid videre med motoren bør innebære å få gjennomført omfattende ytelsestester på lavtemp. Til nå er motoren bare satt sammen igjen etter å ha bygd om til lavtemp. I Kapittel 3.2.5 er det beskrevet hvilke tester vi hadde sett for oss å gjøre, og hvordan de kan gjennomføres. Deretter er det interessant å se på å få gjennomført energi- og eksergianalyser for å studere flere aspekter ved motoren.

Vedlagt ligger en Excel-fil som studenter i kommende oppgaver om motoren kan benytte til å utføre disse testene og en Schmidt analyse for lavtemperaturdifferanse-drift, ved å fylle inn tall fra sine egne målinger.

Liste over Figurer

Figur 1: Stirlingmotoren ved HVL.....	1
Figur 2: Philips' Stirlingmotor fra 1952 [30].....	2
Figur 3: Prinsippskisse regenerator	3
Figur 4: Temperatur-entropi diagram (T-s) [5]	4
Figur 5: Trykk-volum diagram (P-v) [5].....	4
Figur 7: Beta-Stirlingmotor – prinsippfigur [31].....	4
Figur 8: Gamma Stirlingmotor [32]	6
Figur 9: «Walker-diagram» [33]	8
Figur 10: Oversikt motordeler [1]	9
Figur 13: Brennkammer, hull for tenning av propan nede på kammeret	10
Figur 11: Brennkammer sett ovenfra.....	10
Figur 12: Brennkammer, eksosutløp i front	10
Figur 14: Baksiden av viften, spjeld for regulering av luftmengde.....	11
Figur 15: Luftviften.....	11
Figur 16: Heliumatomet [34].....	11
Figur 17: De to typene varmerør[9]	12
Figur 18: Varmerørene på motoren.....	12
Figur 19: Varm sylinder	12
Figur 20: Fortrengerstempel med krysshode (liggende)	12
Figur 21: Kald sylinder.....	13
Figur 22: Arbeidsstempelet	13
Figur 24: Veivhus.....	14
Figur 23: Innsiden av veivhuset	14
Figur 26: Veivaksel til stirlingmotoren ved HVL	14
Figur 25: Klassisk veivaksel til en 4-syl. 4T forbrenningsmotor [35].....	14
Figur 27: Veivaksel med «guideringer» på	15
Figur 28: Svinghjulet.....	15
Figur 29: Motvekten.....	15
Figur 30: Generator og festebolt	15
Figur 31: Generator med festebolt på plass.....	15

Figur 32: Sammensetning veivaksel med motvekter og generator.....	16
Figur 33: HMS Södermanland[17].....	18
Figur 34: NASA TDC Tverrsnitt [19].....	18
Figur 35: The Epiphany onE puck [20].....	19
Figur 36: Fritt legeme-diagram stempel. Kun roterende og oscillerende krefter.	23
Figur 37: Masse 1 - Fortrengningsstempelet.....	24
Figur 38: Masse 2 - Arbeidsstempelet.....	24
Figur 39: Viser tilhørighet til de forskjellige volumene som brukes i Schmidt analysen [25].....	26
Figur 40: Vakuumering av motoren	28
Figur 41: Prinsippskisse målestasjoner	28
Figur 42: Manometer.....	29
Figur 43: Oppheng vektcelle og propan.....	30
Figur 44: Vektcellen.....	30
Figur 45: Rullelagrene som brukes i motoren, med den indre ringen på siden.....	35
Figur 46: De nye o-ringene til motoren.....	36
Figur 48: Bunnlokk med gammel o-ring.....	36
Figur 47: Første kilespor nærmer seg ferdig	36
Figur 49: Vektordiagram, utbalanseringsvektor. Skissering av aksling sett fra motvektsiden.....	38
Figur 50: Ytelsestest høytemp.....	40
Figur 51: Effekt ifht massestrøm på kjølevannet	41
Figur 52: pV-diagram fra test 3	45

Liste over Tabeller

Tabell 1: Ubalansevektor.....	38
Tabell 2: Resulterende diametere og vinkler, utbalansering	39
Tabell 3: Vibrasjonsmålinger under ytelsestest høytemp.....	39
Tabell 4: Ytelsestest høytemp	40
Tabell 5: Effekt inn på generator.....	41
Tabell 6: Utdrag fra Schmidt-analyse. Varmeoverføring til kjølevannet.....	42
Tabell 7: Elektrisk effekt ut fra brennstofftilførsel.....	43
Tabell 8: Schmidt Analyse	44
Tabell 9: Utdrag fra Ytelse-test og Schmidt Analyse.....	49

8. Referanser

- [1] E. Knight, «A Hot Air Engine History | Hot Air Engines», jun. 13, 2019. <http://hotairengines.org/a-history-of-stirling-engines> (åpnet jan. 31, 2020).
- [2] F. Schleder, *Stirlingmotoren*, 3. opplag. Vogel Buchverlag, 2008.
- [3] «Microgen Engine Corporation», *Microgen*. <https://www.microgen-engine.com/> (åpnet mai 15, 2020).
- [4] Forsvarsmakten, «Ubåt typ Gotland», *Forsvarsmakten*. <https://www.forsvarsmakten.se/sv/information-och-fakta/materiel-och-teknik/sjo/ubat-typ-gotland/> (åpnet apr. 04, 2020).
- [5] Forsvarsmakten, «Ubåt typ Södermanland», *Forsvarsmakten*. <https://www.forsvarsmakten.se/sv/information-och-fakta/materiel-och-teknik/sjo/ubat-typ-sodermanland/> (åpnet apr. 04, 2020).
- [6] N. P. Nightingale, «Automotive Stirling engine: Mod 2 design report», okt. 1986. Åpnet: mai 13, 2020. [Online]. Tilgjengelig på: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19880002196>.
- [7] «High-Efficiency Stirling Converter Demonstrates Long-Term Performance», *NASA Science*, apr. 16, 2018. <https://science.nasa.gov/technology/technology-highlights/high-efficiency-stirling-converter-demonstrates-long-term-performance>.
- [8] «Coaster that charges cell phones with a coffee». <https://www.ecohome.net/guides/1493/a-stirling-idea-for-charging-your-cell-phone/> (åpnet apr. 04, 2020).
- [9] «oscillere», *Store norske leksikon*. nov. 12, 2017, Åpnet: feb. 25, 2020. [Online]. Tilgjengelig på: <http://snl.no/oscillere>.
- [10] I. D. Sivertsen og S. S. Andersen, «Oppgradering og måletekniske undersøkelser på en Stirlingmotor», HiB, Bergen, 2013.
- [11] *Tekniske tabeller*. Cappelen, 1997.

Vedlegg 1 - Oppgaven

Bacheloroppgave

Analyse av instituttets β -Stirlingmotor etter ombygging til lavtemperaturdifferanse-drift

Utvikling av nye motveker og test av motoren i lavtemperaturdrift

Bakgrunn: Institutt for maskin- og marinfag disponerer en beta-Stirlingmotor, som er under modifikasjon til lavtemperaturdifferanse-drift. For dette ble en ny veivaksel satt inn i motoren. Veivakselen trenger fortsatt nye motveker for balansering. Utviklingen av disse er en sentral del av denne bacheloroppgaven. Fra før er motoren instrumentert. Motorens ytelse og effektivitet i lavtemperaturdifferanse-drift har aldri blitt målt eller beregnet med en egnet modell. Målet er å sammenligne data fra testkjøring med en motormodell, som skal implementeres i Matlab i et parallelt bachelorprosjekt. Det er ønskelig å publisere arbeidet i en internasjonal vitenskapelig-teknisk journal. På sikt ønsker instituttet å bruke motoren i studier om både spillvarmegjenvinning og i kjølemaskin-drift.

Oppgave: Det skal utvikles motveker for veivakselen for lavtemperaturdrift av Stirlingmotoren. Dessuten skal selve motoren testes i forskjellige driftstilstander med en lavtemperatur-varmekilde

- Utvikling, produksjon, montering og test av nye motveker for veivakselen.
- Testkjøring av motoren ved ulik last, temperatur av varmekilde, arbeidsfluidtrykk osv.
- Enkel energi- og eksergianalyse av motoren. Dersom det foreligger fungerende Matlab-modeller fra det parallelle prosjektet skal disse brukes til denne analysen.
- Sammenligning av måledata i lavtemperaturdifferanse-drift med publiserte data fra tilsvarende motorer.
- Analyse av sammenligningen og forslag for eventuelt nødvendige forbedringstiltak for motor, modellen, etc.



Oppgaven er best egnet for en gruppe på to studenter. Det er mulig at gruppemedlemmene er fra ulike studieprogrammer.

Forutsetninger/forkunnskap:

- Interesse og god kunnskap i termodynamikk og termiske maskiner.
- Interesse i praktisk arbeid med motorer, design, utvikling og montering av komponenter.
- Kunnskap i 3D-modellering og dynamikk er en fordel dersom motvektene skal utvikles i løpet av prosjektet.

Litteratur

- *Optimization and application of Stirling engine for waste heat recovery from a heavy-duty truck engine.* Güven et al., [Energy Conversion and Management 180, 411-424 \(2019\)](#)
- *Energy and exergy analyses of beta-type Stirling engine at different working conditions.* Chahartaghi & Sheykhi, [Energy Conversion and Management 169, 279-290 \(2018\)](#)
- Tre bacheloroppgaver utført på motoren i 2011, 2013 og 2019. Kan tilsendes per email ved interesse.

Kontakt og veiledning: Førsteamanuensis Dr. Norbert Lümmen (nlu@hvl.no, kontor: D-506)

Vedlegg 2 – Konstanter og formler

Formler utbalansering

Masse som skal utbalanseres: $m_k = 0,5m_o + m_r$

Vektorsum i x-retning: $(m * r)_x = m * r * \sin \alpha$

Vektorsum i y-retning: $(m * r)_y = m * r * \cos \alpha$

Vektorsum arbeidsstempel: $m_a * r_a$

Vektorsum fortrengerstempel: $m_f * r_f$

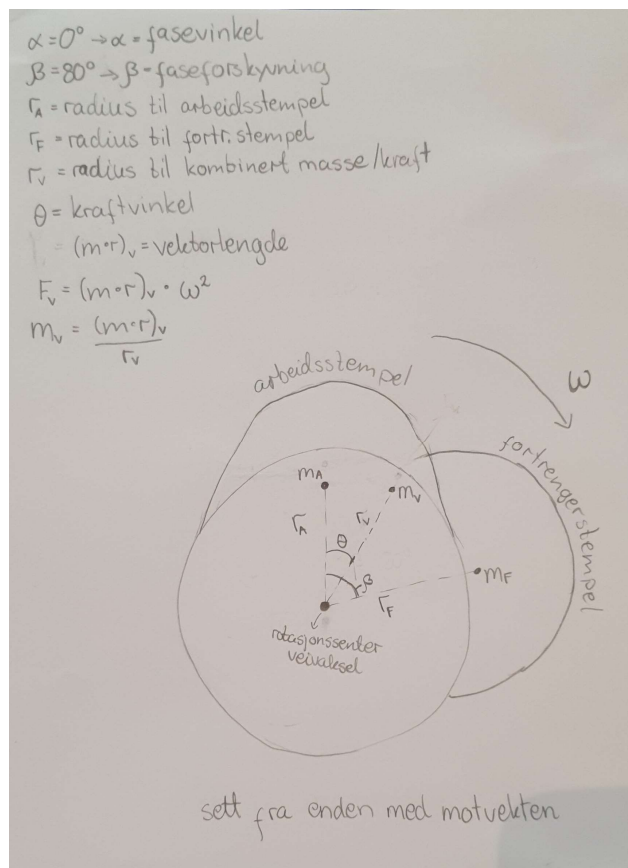
Vektorlengde: $(m * r)_v = \sqrt{(m * r)_x^2 + (m * r)_y^2}$

Avstand fra rotasjonssenter til massesenter for utbalansering: $r_v = \frac{(m * r)_v}{(m_f + m_a)}$

Utbalanseringskraft: $F_v = (m * r)_v * \omega^2$

$$\omega = \frac{n * 2\pi}{60}$$

Utbalanseringsmasse ved r_v : $m_v = \frac{(m * r)_v}{r_v}$



Balansevektor i svinghjul: $\frac{l_m}{l_m+l_s} * (m * r)_v$

Balansevektor i motvekt: $\frac{l_s}{l_m+l_s} * (m * r)_v$

Hullmasse: $m = \frac{\text{balansevektor}}{e}$

Diameter på utbalanseringshull: $\emptyset = \sqrt{\frac{4*m}{\pi*d*\rho}}$ fra $\rho = \frac{m}{V}$

Formler Schmidt analyse

Ideell gassligning:	$pV = mRT$	
Effektiv temperatur regenerator:	$T_r = \frac{T_H - T_L}{\ln\left(\frac{T_H}{T_L}\right)}$	
Temperatur dødsvolum:	$T_d = \frac{V_{de} + V_r + V_{dk}}{\frac{V_{de}}{T_H} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{dk}}{T_L}}$	
Temperaturforhold:	$t = \frac{T_L}{T_H}$	
Hubvolumforhold:	$v = \arctan\left(\frac{V_{sk} * \sin(\beta)}{V_{se} - V_{sk} * \cos(\beta)}\right)$	
Volum effektivt arbeidsrom:	$V_b = \frac{V_{se} + V_{sk}}{2} - \sqrt{\frac{V_{se}^2 + V_{sk}^2}{4} - \frac{V_{se} + V_{sk}}{2} * \cos(\beta)}$	
Kompresjonsvolum:	$V_k = \frac{V_{se}}{2} * (1 + \cos(\alpha)) + \frac{V_{sk}}{2} * (1 - \cos(\alpha - \beta))$	
Ekspansjonsvolum:	$V_e = \frac{V_{se}}{2} * (1 - \cos(\alpha))$	
Totalvolum:	$V = V_e + V_r + V_k$	
Dødsvolum ratio:	$X_b = \frac{V_b}{V_{se}}$	
Dødsvolum:	$V_d = V_{de} + V_{dk} + V_r$	
Redusert dødsvolum:	$s = \frac{V_d * T_L}{V_{se} * T_d}$	
	$A = \sqrt{t^2 - 2t + 1 + 2(t - 1) * v * \cos(\beta) * v^2}$	
	$B = t + 1 + v + 2s - 2X_b$	
	$\Delta = \arctan\left(\frac{v * \sin(\beta)}{(t - 1) + (v * \cos(\beta))}\right)$	
	$c = \frac{A}{B}$	
Totalmasse:	$m_{tot} = \frac{p_m * V_{se} * (B - A * \cos(\alpha - \Delta))}{2 * R * T_L}$	
Arbeidstrykk:	$p = \frac{p_m * \sqrt{1 - c^2}}{1 - c * \cos(\alpha - \Delta)}$	
Minstetrykk:	$p_{min} = \frac{p_m * \sqrt{1 - c^2}}{1 + c}$	
Makstrykk:	$p_{maks} = \frac{p_m * \sqrt{1 - c^2}}{1 - c}$	
	$\Delta m =$	
	$\Delta t =$	
Massestrøm:	$\dot{m}_v = \frac{\Delta m}{\Delta t}$	
Varmeoverføringsrate:	$\dot{Q}_{ut} = \dot{m}_v * c_p(T_L - T_H)$	
Carnot virkningsgrad:	$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$	
Termisk virkningsgrad:	$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_{ut}}{\dot{Q}_{inn}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{ut}}{\dot{Q}_{ut} + W_{netto,ut}} = \frac{W_{netto,ut}}{\dot{Q}_{ut} + W_{netto,ut}}$	

2. lovs virkningsgrad:	$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{carnot}}$	
Netto arbeid per syklus ($W_{schmidt}$):	$W_{schmidt} = \frac{p_m * V_{se} * \pi * c * (t - 1) * \sin(\Delta)}{1 + \sqrt{1 - c^2}}$	
Indikert effekt ($P_{i,ut}$):	$P_{i,ut} = W_{schmidt} * \frac{n}{60}$	
Avgitt effekt på aksling (P_b):	$P_b = P_{i,ut} * \eta_{II}$	

Konstanter tester

Propan [36]

Øvre brennverdi, $H_o = 94\,000$ kJ/kg

Tetthet, $\rho = 2,02$ kg/m³

Helium

Spesifikke varmekapasiteter:

$$c_v = 3115,6 \frac{J}{kg * K}$$

$$c_p = 5192,6 \frac{J}{kg * K}$$

Gasskonstant: $R_{He} = 2076,9$ J/(kg*K)

Spesifikt varmeforhold $k = 1,6666$

Faseforskyvningsvinkel

For høytemperaturdifferansedrift: $\beta = 60^\circ$

For lavtemperaturdifferansedrift: $\beta = 80^\circ$

Volum motor

Slagvolum ekspansjon: $V_{se} = 0,000118578$ m³

Slagvolum kompresjon: $V_{sk} = 0,000122458$ m³

Dødvolum ekspansjon: $V_{de} = 0,000013175$ m³

Dødvolum kompresjon: $V_{dk} = 0,000004771$ m³

Regeneratorvolum: $V_r = 0,00001$ m³

Vedlegg 3 – Regneark utbalansering

Utregning av balansekrefter Sigma LT-versjon

Basert på Lundby sin metode, og regneark av A.Høeg (10 des 1999)

Utregningene i dette regnearket ble ferdigstilt i mai 2020.

Ubalanse			
Vektorstørrelse		46,177616	kg*m
Vektorvinkel		0,5779068	rad
			33,11161776

Masser

Oscillerende deler arbeidsstempel		Volym	masse	antall
Arbeidsstempel		52866,8	mm ³	415,0
Sealunit (kobberring)		5851,31	mm ³	52,4
O-ring i sealunit		177,65	mm ³	2,0
Teflonringer i sealunit		205,3	mm ³	0,9
Stempelring teflon (stor)		3902,33	mm ³	8,6
O-ringer arbeidsstempel		4242,5	mm ³	6,0
Stempelringer teflon (x2)		1774,46	mm ³	7,8
Krysshode A		84787,6	mm ³	665,6
Kulebøsninger (x2)		0	mm ³	120,0
Kulelager AKH 2x(NA4905.2RS)		0	mm ³	360,0
Stempelstang_A		36530,7	mm ³	286,8
Arbeidsstempel med fastsittende deler		187487,66	mm ³	1925,1
Arbeidsstempel veivstang (x2)				
Veivstang		65489,9	mm ³	514,1
Tyngdepunktets avstand til veivbuktager	l_v	76,9	mm	
Lengde veivbuktager til krysshode		175	mm	
Roterende mosse 1 stang	$m_{p,rs}$	225,91	g	
Oscillerende mosse 1 stang	$m_{p,os}$	288,19	g	

Oscillerende deler fortrengerstempellet		volum	masse	antall
Fortrengerstempel		116242 mm ³	912,5 g	
Fortrengerstempelstang		28070 mm ³	220,3 g	
Fortrenger krysshode		24498,9 mm ³	192,3 g	
Krysspinne		7775 mm ³	61,0 g	
Kulebøslinger (x2)			36,0 g	2 antatt vekt
Kulelager F.KH (NA4902)			74,0 g	2 antatt vekt
Styreskiver?			16 g	
Låseringer			10,0 g	2 antatt vekt
<i>Forskyverstempel med fastsittende deler</i>		176585,9 mm ³	1680,2 g	
F.stempel veivstang				
Masse av veivstang		43042,5 mm ³	337,9 g	
Tyngdepunktets avstand til veivbuktlager	$l_{p,r}$	38,7 mm		
Lengde veivbuktlager til krysshode		85 mm		
<i>Roterende masse</i>	$m_{1,r/s}$	153,8 g		
<i>Oscillerende masse</i>	$m_{1,os}$	184,0 g		
Resulterende massedata				
Oscillerende masse arbeidsstempel	$m_{p,o}$	2501,4516 g		
Oscillerende masse fortrengerstempel	$m_{1,o}$	1864,2 g		

Roterende deler koblet til arbeidsstempellet		radius [mm]	symbol	vinkel	m^*r_x [kg*mm]	m^*r_y [kg*mm]	m^*r_x	m^*r_y	$m^*r_{x,y}$
50% av oscillerende masse	$0.5 \cdot m_{p,0}$	1250,7258							
Roterende masse av 2 arbeidsstempel veivstenger		451,82							
Lager veivaksel (x2) RNA 4906.2RS		138							
Veivbukt $\varnothing 35\text{mm} \cdot 18\text{mm}$?		135,94653							
Eksentrisk masse ved $r = 10\text{mm}$, 0°	m_A	1840,5425	$10 r_A$	0	0	0	18,4054248	0	15,41653047
									kg*mm

Roterende deler koblet til fortrengerstempellet		radius [mm]	vinkel	m^*r_x	m^*r_y	$m^*r_{x,y}$
50% av oscillerende masse	$0.5 \cdot m_{f,0}$	932,12326				
Roterende masse av fortrengerstempel veivstenger		184,0				
Lager veivaksel (x2) RNA 4906.2RS		69				
Veivbukt $\varnothing 35\text{mm} \cdot 18\text{mm}$		135,94653				
2 guideringer $\varnothing 55\text{mm} \cdot 20\text{mm}$, $r = 19\text{mm}$		746,01045				
Eksentrisk masse ved $r = 19\text{mm}$, 80°	m_f	2067,1274	$19 r_f$	1,3963	38,6787	6,8201
						8,1424
						kg*mm

Komplett utbalansering		(m^*r_x) [kg*mm]	(m^*r_y)	radius til m_0 [mm]
Vektorsum	θ	38,6787393	25,2255301	11,81717425
Kraftvinkel (radlaner)	θ			
Kraftvinkel (grader)	θ	33,11618		
Vektorlengde	(m^*r_x)	46,177616		kg*mm
Tilsvarende følgende masse ved $r = ?$, se K70	m_p	3,9076699		kg
Nødvendig utbalanseringskraft	F_p	457,02079		N
Omega	ω	99,483767		1/s

Ubalansevektor		
Størrelse	48,18	kg*mm
Retning	0,58	rad
Utbalanseringen skal derfor være i en vinkel av	3,72	rad
Det vil si, i positiv retning fra arbeiderveibukten	213,11	grader
Tilsvarende hull ved	33,11	grader

Dimensjoner		
Avstand til senter av svinghjul (fra motorsenter)	l_s	158,0000 mm
Avstand til senter av balansevekt på motsatt side	l_m	126,0000 mm

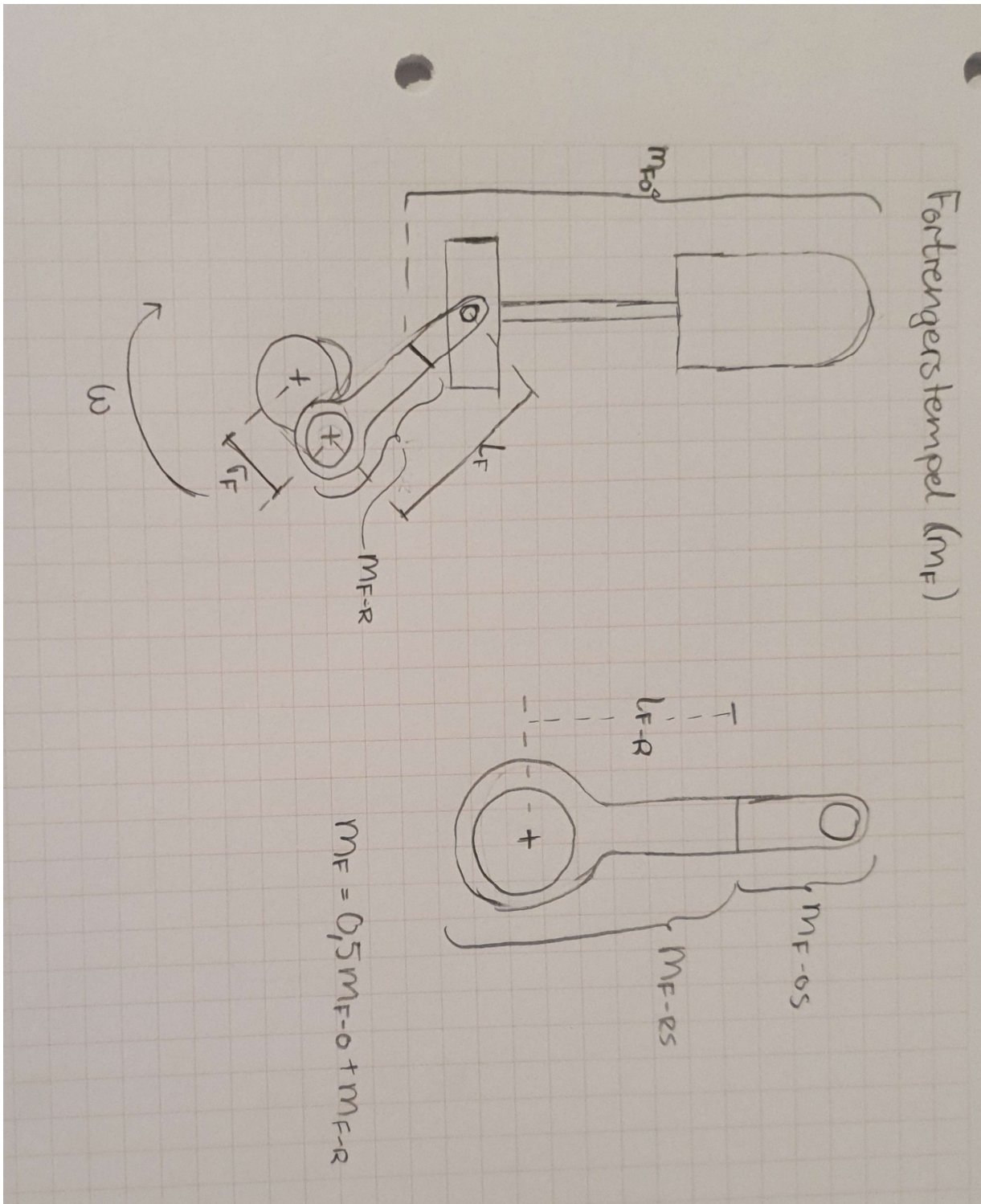
Beregning av balansevektorer		
Balansevektor sentrert i svinghulets lengde		20,4873 kg*mm
Balansevektor på motsatt side		25,6904 kg*mm
Sjokksum		46,1776 kg*mm

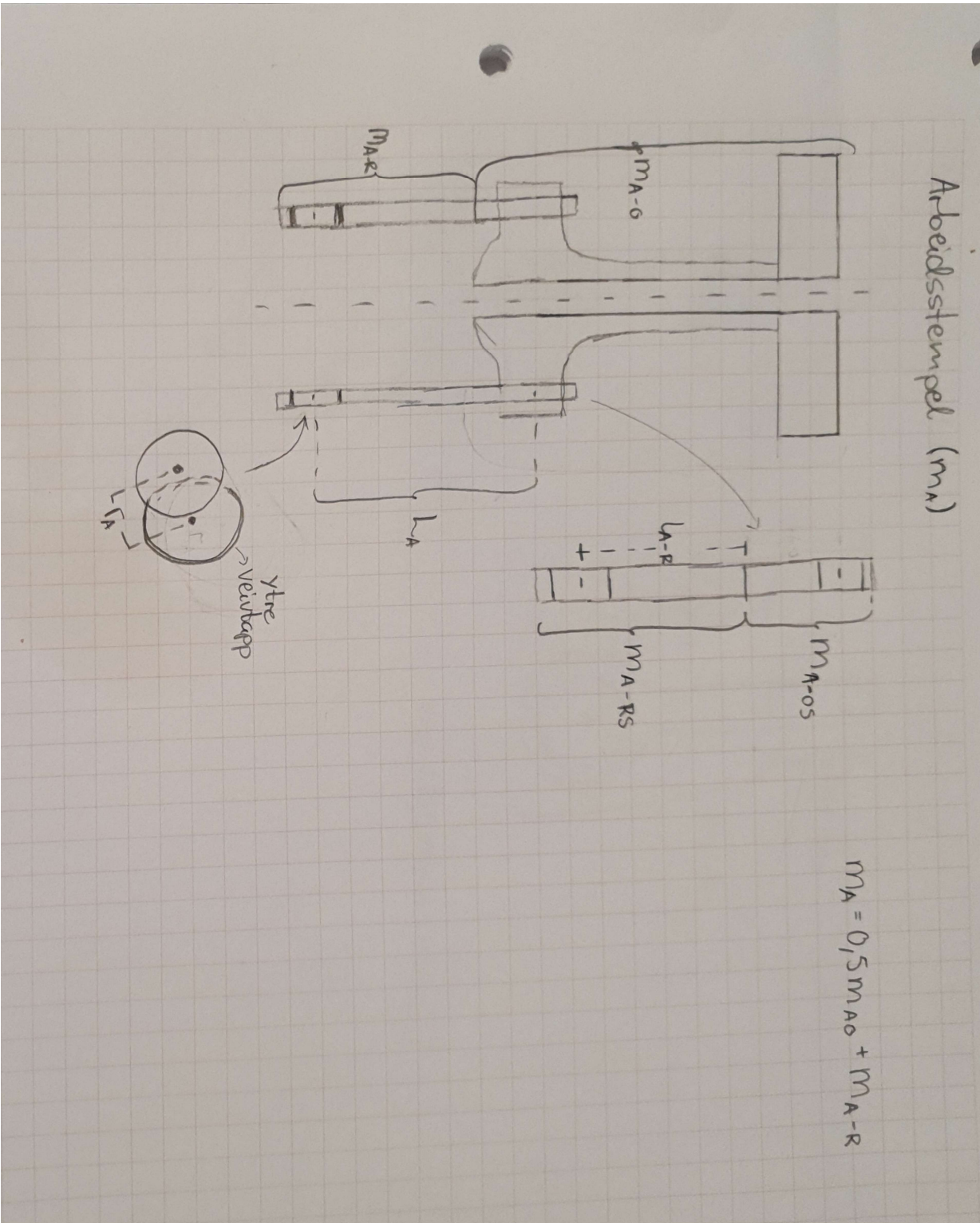
Beregning av balansevekt i svinghjul		
Eksentrisitet	e_s	70,0000 mm
Hullmasse	m_s	0,2927 kg
dybde	d_s	100,0000 mm
Kan realiseres som hull med diameter	d_{s_0}	21,7878 mm
Balansekraft	F_s	202,7627 N
Ytterste punkt på hullet tangeres av en sirkel med a		161,7878 m
Innerste punkt på hullet tangeres av sirkel med diameter		118,2122 m

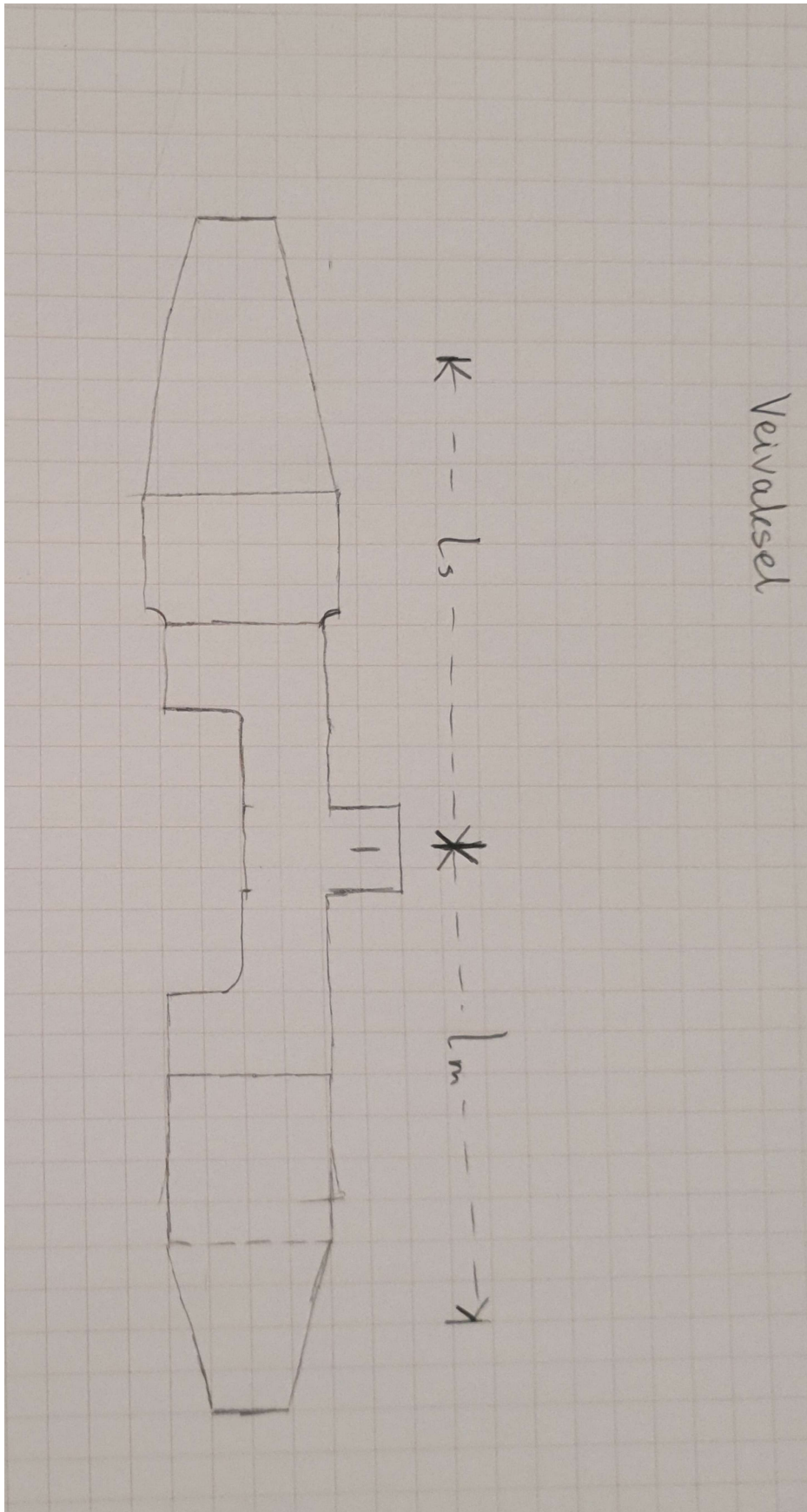
Beregning av balansevekt på motsatt side		
Som hull med eksentrisitet	e_m	60,0000 mm
Hullmasse	m_m	0,4282 kg
dybde	d_m	34,0000 mm
og diameter	d_{m_0}	45,1950 mm
Balansekraft	F_m	254,2580 N
Ytterste punkt på hullet tangeres av en sirkel med a		165,1950 mm
Innerste punkt på hullet tangeres av sirkel med diameter		74,8050 mm
Summen av balansekrefter		457,0208 N

Nytt vs. Gammelt		
Svinghjul		
Gammel diameter		26,062 mm
Ny diameter	d_{s_0}	21,78778 mm
Differanse	Δd_{s_0}	4,274215617 mm
Motvekt		
Gammel diameter		54,06 mm
Ny diameter	d_{m_0}	45,19499 mm
Differanse	Δd_{m_0}	8,8650 mm
Vinkel mellom utbalanseringshull og topp arbeidsstempel		28,08235 °
Ny vinkel	θ	33,1161776 °
Differanse		-5,02926776 °

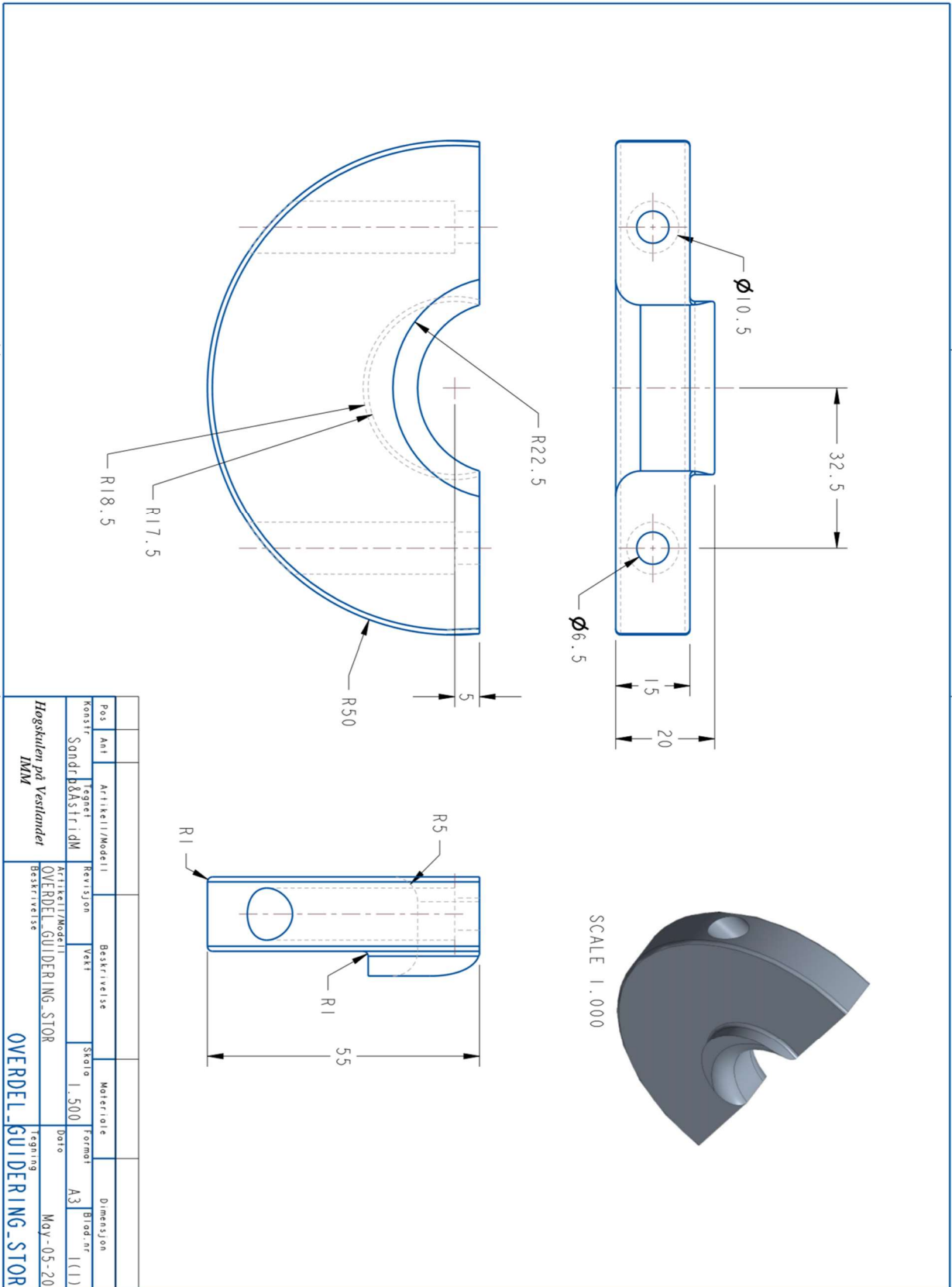
Vedlegg 4 – Tegningsunderlag

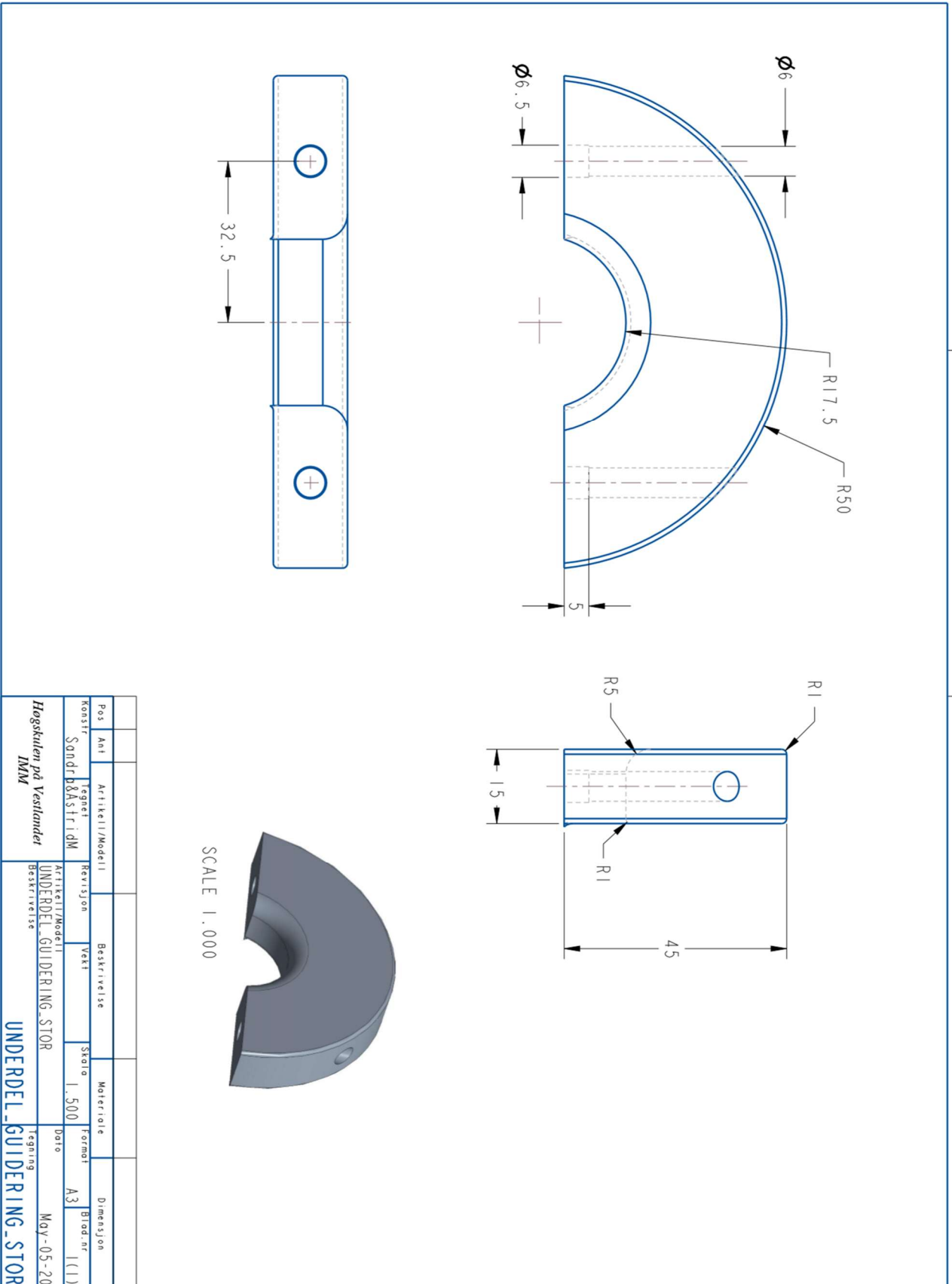


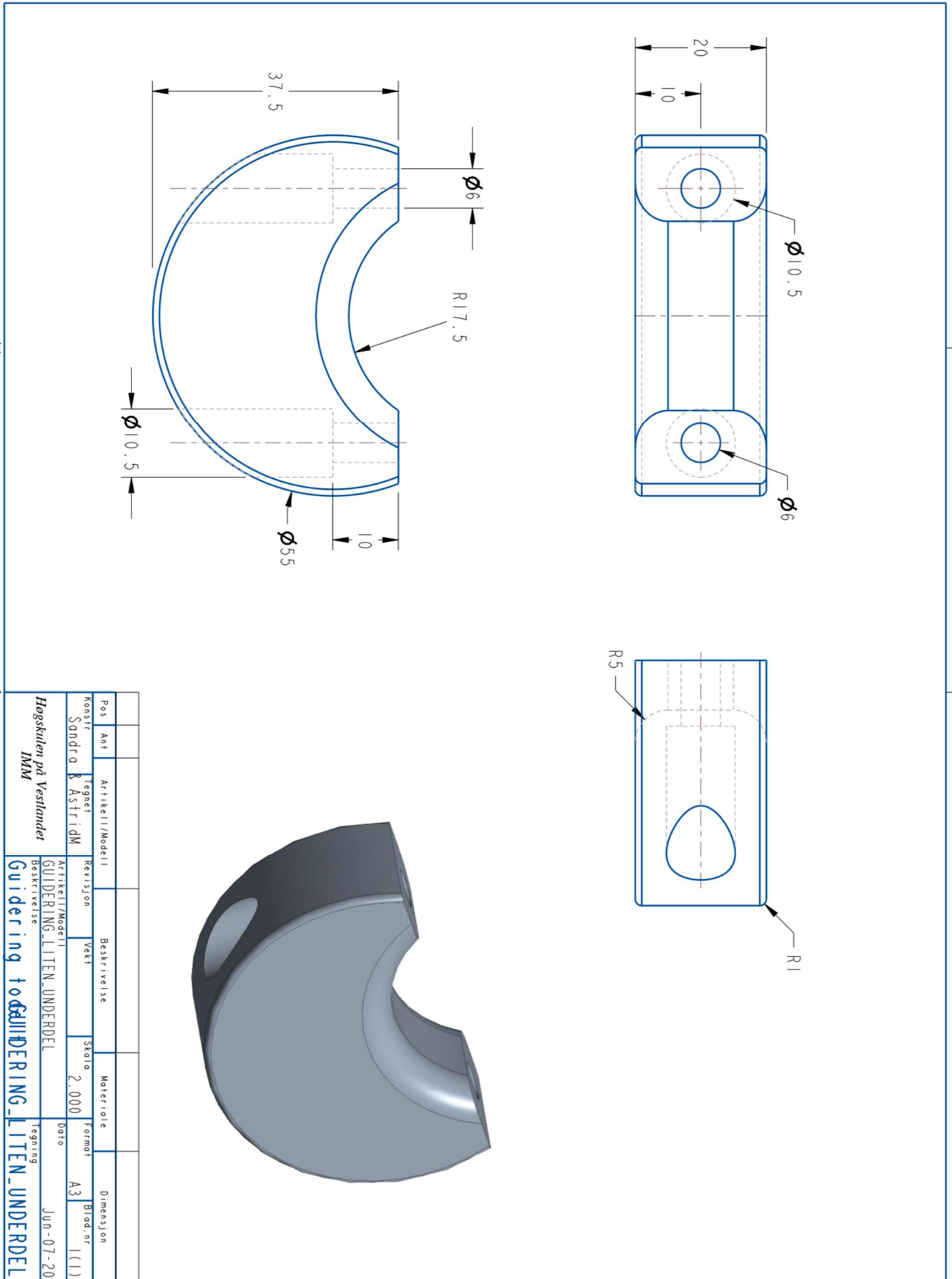


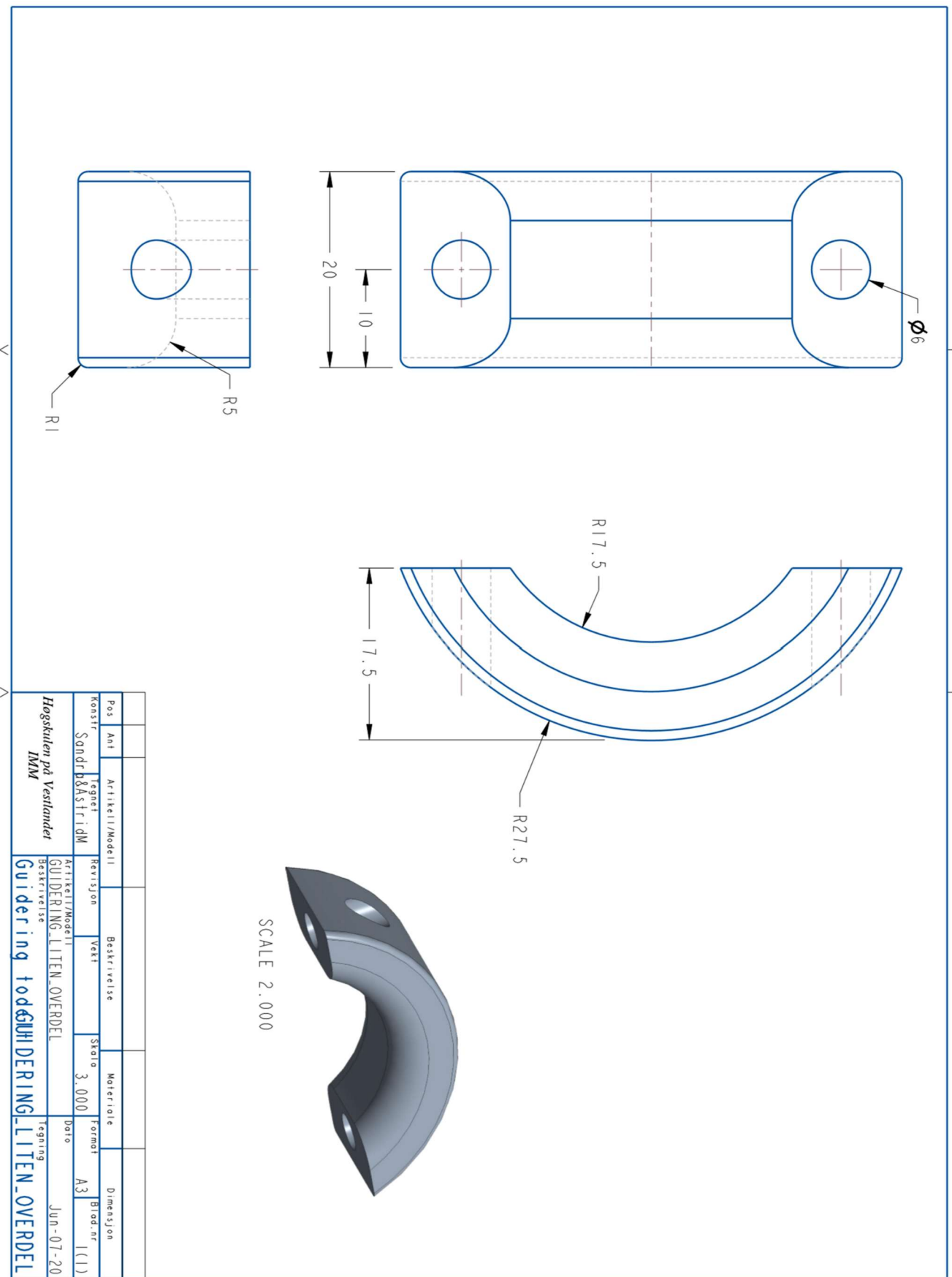


Vedlegg 5 – CAD – tegninger (feil dimensjon grunnet A3 til A4ark, se vedlagte CAD-filer)





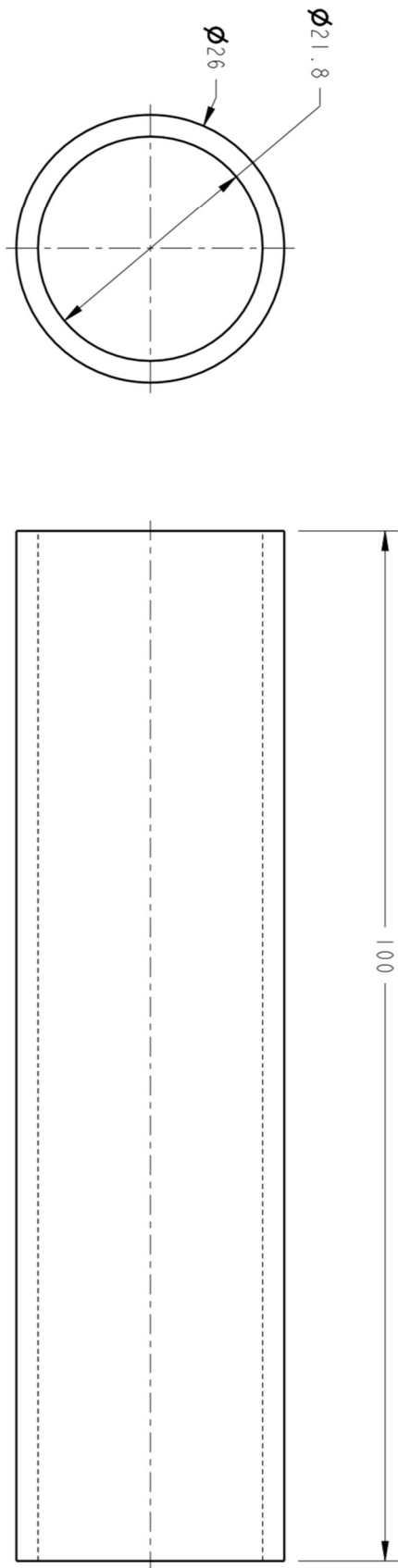




SCALE 2.000



Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Formål	Dimensjon
Konstr	Tegnet	Revisjon	Vekt	Skala	Format	Blad.nr
	Sandr			3.000	A3	1(1)
Høgskulen på Vestlandet		Artikkel/Modell		Guldering_LITEN-OVERDEL		Dato
IMM		Beskrivelse		Guldering_todGuldering_LITEN-OVERDEL		Tegning
						Jun-07-20



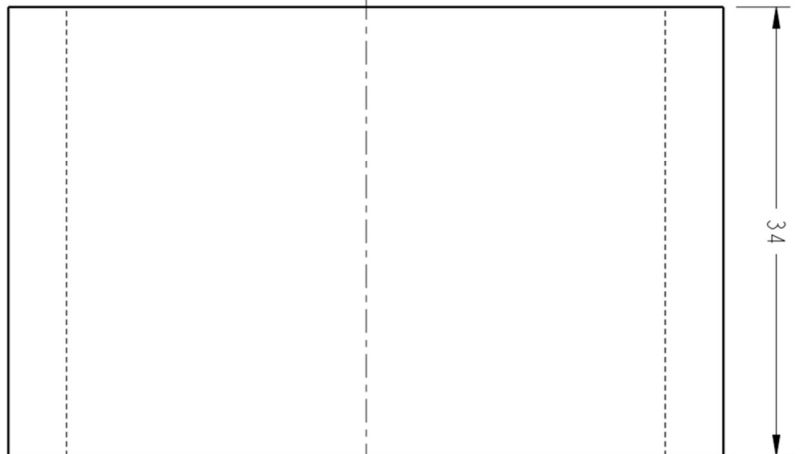
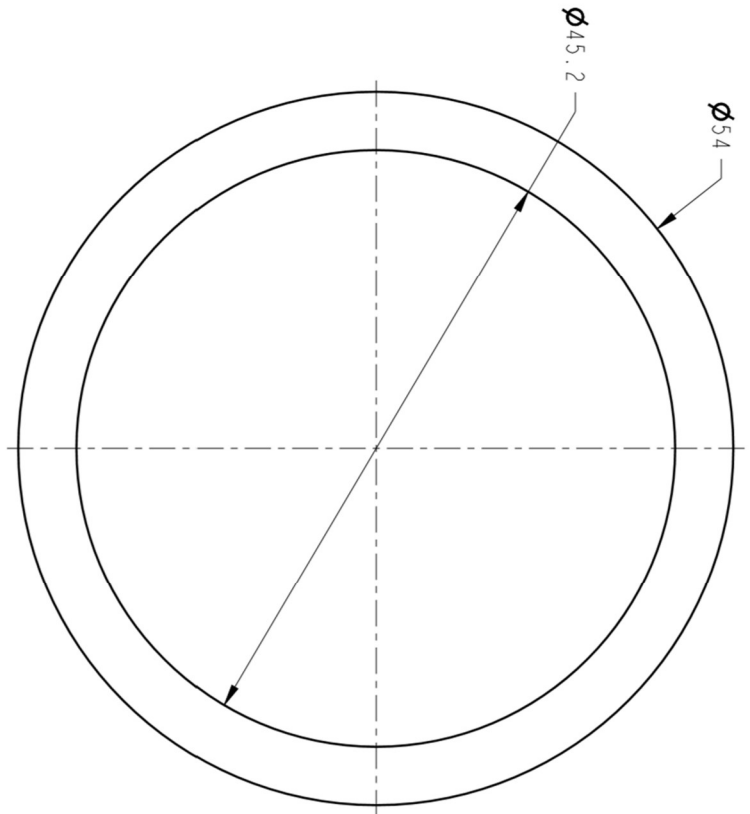
ytre diameter: $\approx \text{Ø}26p6$
 Indre diameter: $\text{Ø}21.8 \pm 0.2$ (middels)

presspøsing relativ til faktisk diameter i svinghullet.

materiale: S35J2-3

Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr		Tegnet	Revisjon	Vekt	Format
		Astrid M		2.500	A3
		Artikkel/Modell		Dato	
		RINGSH		MOT-29-20	
		Beskrivelse		Tegning	
		IMM		RINGSH	

Høgskulen på Vestlandet
 IMM



Ytre diameter: $\approx \phi 54p6$
 Indre diameter: $\phi 45.2 \pm 0.3$ (middels)

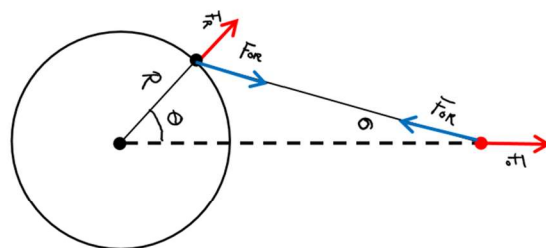
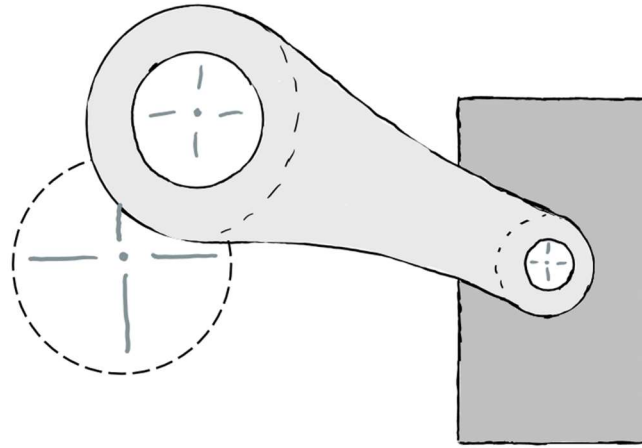
Presspasning relativ til faktisk diameter i motvekten. Diameter oppgitt over er bare cirka.

Materiale: S355J2-3

Pos	Ant	Artikkel/Modell	Beskrivelse	Materiale	Dimensjon
Konstr	Legnet	Revisjon	Vekt	Stato	Format
	AstridM			3.000	A3
Høgskulen på Vestlandet		Artikkel/Modell		Date	
IMM		RINGMV		Maj-29-20	
Beskrivelse				Tegning	
				RINGMV	

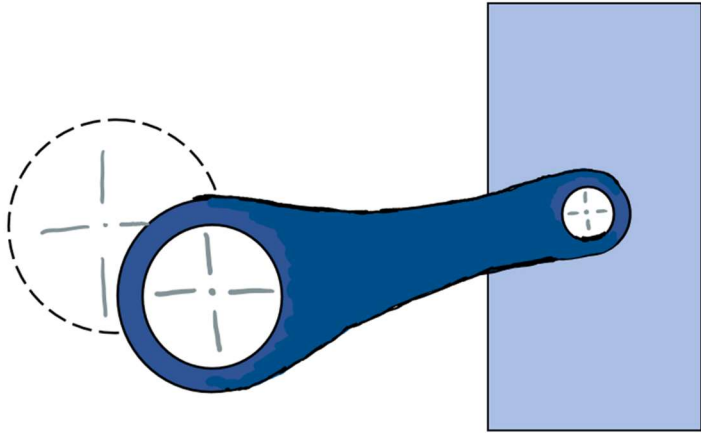
Vedlegg 6 – Prinsippkisser av masser til utregning av motvekter

Masse 1:

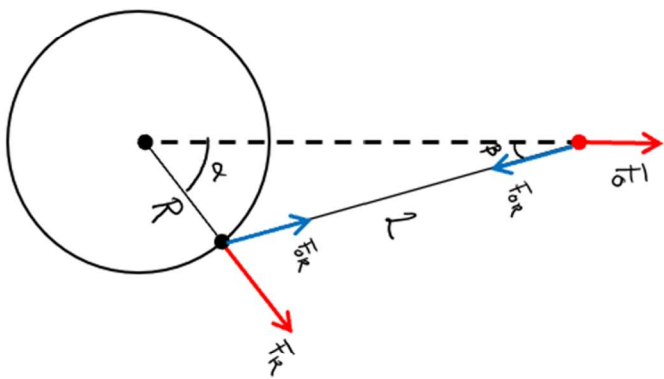


Fortrengningsstempel med fastsittende deler, stempelstang, lite krysshode + pin, liten veivstang, kulebøsinger og kulelager. Samlet masse: 1944,1g.

Masse 2:



Arbeidsstempel med fastsittende deler, hul stempelstang, stort krysshode, kulebøsinger, kulelager og veivstenger(x2). Samlet masse: 2944,4g.



Vedlegg 7 – Ytelsestest og termisk test

		11:50		12:09		12:36		14:00		14:17		14:37		15:27		15:13		14:47		
Ytelsestest		Test 1 (140bar/750°C)	Test 2 (140bar/600°C)	Test 3 (140bar/500°C)	Test 4 (35bar/750°C)	Test 5 (35bar/600°C)	Test 6 (35bar/500°C)	Test 7 (35bar/750°C)	Test 8 (35bar/600°C)	Test 9 (35bar/500°C)	Test 10 (30bar/750°C)	Test 11 (30bar/600°C)	Test 12 (30bar/500°C)	Test 13 (30bar/750°C)	Test 14 (30bar/600°C)	Test 15 (30bar/500°C)	Test 16 (30bar/750°C)	Test 17 (30bar/600°C)	Test 18 (30bar/500°C)	
Målt TH (°C)		751,5	607,4	502,6	751,2	604	506,6	749	597	502,8										
Målt trykk [bar]		40,5	40,5	40,5	35	35	35	30	30	30										
Faktiske omdreiningar		1503	1503	1493	1498	1498	1496	1500	1498	1503										
Andel nom.dreiemoment [%]		17,6	-2,3	-24,3	19,8	-0,8	-21,5	18,4	-1,5	-14,7										
Amperer [A]		5,5	5	5,5	5,6	5	5,4	5,5	5	5,2										
Vibrasjoner [Z-akse]		N.A.	N.A.	0,123	0,123	0,122	0,123	0,125	0,121	0,122										
D2%		12,02	14,12	15,27	12,48	14,31	15,18	12,07	13,91	14,86										
P=tau/omega		557,6201296	-91,88068964	-769,8959744	627,3226498	-26,34636963	-681,1836811	582,9664992	-47,52444287	-465,7395401										
Termisk/Elektrisk effekt																				
Trykk [kPa(kts)]		Test 1 (30bar)		Test 2 (35bar)		Test 3 (40bar)		Test 4 (40bar)		Test 5 (35bar)		Test 6 (30bar)								
Fokusområde		30		35		40		40,5		35,5		30,5								
TH (750°C)		744,70	741,90	727,60	731,10	728,80	700,10	757,00	747,00	761,70	750,20	748,60	737,80							
Temp.kjølervann inn		8,27	7,10	8,06	7,17	8,52	7,78	7,10	6,70	7,40	6,60	7,80	7,40							
Temp.kjølervann ut		18,93	9,10	18,14	9,44	19,47	9,92	18,40	9,30	18,10	8,70	17,20	9,30							
ΔT [bar]		10,66	2,00	10,08	1,97	10,95	2,14	11,30	2,60	10,70	2,10	9,50	1,90							
Omdreiningar [rpm]		1501,00	1498,00	1502,00	1502,00	1501,00	1497,00	1502,00	1497,00	1501,00	1498,00	1499,00	1498,00							
Avgit effekt inn på generator [bar]		523,12	522,07	596,43	596,43	648,93	581,80	890,24	910,64	893,18	788,38	531,92	563,20							
Andel av nominell dreiemoment [%]		16,50	16,50	18,80	18,80	20,50	18,40	26,80	28,80	27,10	24,90	16,80	17,80							
Massesjøm.kjølervann [g/s]		89,72	449,98	100,01	449,98	100,01	476,30	110,07	452,74	96,43	452,74	96,43	425,93							
Massesjøm.Propan [g/s]		0,12	0,12	0,34	0,34	0,12	0,12	0,21	0,21	0,20	0,20	0,19	0,19							
Tid propan [s]		600,00	600,00	600,00	600,00	600,00	600,00	600,00	600,00	600,00	600,00	600,00	600,00							
Tid kjølevann [s]		100,31	20,99	87,99	20,89	87,99	21,46	78,13	20,1	33,33	20,1	33,33	21,6							
Vekt kjølevann [kg]		9	9,4	8,8	9,4	8,8	10,2	8,6	9,1	9	9,1	9	9,2							
Vekt drivstoff propan [N]		0,72	0,72	2,03	2,03	0,73	0,73	1,22	1,22	1,16	1,16	1,11	1,11							
D2%		15,39	15,36	15,35	15,14	14,18	15,31	14,21	14,11	14,95	14,88	15,76	15,59							
Maksimal dreiemoment [rpm]		2017																		

Vedlegg 8 – Schmidt Analyse

		Schmidt Analyse					
		Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6
P_1 (Midlertrykk)	[Pa]	3000000	3500000	4000000	4050000	3550000	3050000
P_2	[Bar]	30	35	40	40,5	35,5	30,5
Målt T_1	[K]	1017,7	1000,5	1001,8	1080	1034,7	1021,6
Målt T_2 (kjølevann ut)	[K]	291,99	291,14	292,74	291,4	291,1	290,3
Carot virkingegrad							
Termtk virkingegrad		0,713	0,709	0,708	0,717	0,719	0,716
2. losv virkingegrad		0,115	0,123	0,123	0,139	0,165	0,121
W_{total} (teoretisk maksimal)	[J/rev]	0,161	0,173	0,174	0,194	0,229	0,169
P_{tot}	[kW]	132,4	300,0	341,5	356,4	185,0	156,7
P_3	[kW]	3,3	7,5	8,5	8,9	4,6	3,9
P_4 (isegreivolum ekspansjon)	[m ³]	0,5	1,3	1,5	1,7	1,1	0,7
V_4 (isegreivolum ekspansjon)	[m ³]			0,00018578			
V_4 (isegreivolum kompresjon)	[m ³]			0,000122458			
V_4 (dødvolum ekspansjon)	[m ³]			0,000013175			
V_4 (dødvolum kompresjon)	[m ³]			0,000004771			
V_1 (isegreivolum)	[m ³]			0,00001			
β (isærforsvinnig, 60°)	[rad]			1,04720			
α (vinkling 0°)	[rad]			0			
R_1 (spesifikk gasskonstant)	[J/(kg·K)]			2076,9			
R_2 (spesifikk varmeekspansjon)	[J/(kg·K)]			3115,6			
C_{volum} (spesifikk varmekapasitet)	[J/(kg·K)]			5192,6			
k (spesifikk varmekapasitet)				1,6666			
γ_5				0,2976			
V_5 (hubvolumforhold)	[m ³]			0,8015			
V_6	[m ³]			0			
V_7	[m ³]			0,00009			
V_8	[m ³]			0,00004			
V_{tot}	[m ³]			0,0001			
C_{ytrom}	[J/(kg·K)]			4220			
θ_{ytrom}				0,8			
n (turtall)	[rpm]			1500			
T_1 (temperaturforhold)	[K]	581,1802513	576,3463675	576,3463675	584,9754045	586,3428676	581,222301
T_2	[K]	0,286862707	0,290994603	0,292214015	0,28292621	0,281337586	0,284462099
T_3 (reduert dødvolum)	[K]	601,0545406	595,1270551	597,13972	604,1244381	605,1854095	600,5207449
A		0,073061356	0,073589896	0,073744019	0,07257755	0,072355984	0,072717684
B		0,376038523	0,709005497	0,707785985	0,717097979	0,382683784	0,379274853
D		1,63927542	1,644472495	1,64602033	1,634328132	1,42600953	1,42997966
C		-1,14789019	-1,152863166	-1,15453162	-1,14377997	-1,141302705	-1,144671495
m_{gas}	[kg]	0,229380932	0,431144637	0,4300381	0,438765854	0,268852375	0,265301869
D_{gas}	[Pa]	0,000682399	0,000729467	0,000830938	0,000830063	0,000690895	0,000598022
D_{ytrom}	[Pa]	32234700,9	3827818,745	43717161,75	4448834619	385006,928	3302805,28
P_{ytrom}	[Pa]	3789174,584	551461,28	633665,41	648453,094	4674092,82	4002602,356
D_{ytrom}	[Pa]	2375187,472	2206518,267	2525385,885	2529484,399	2696245,129	2324112,958
W_{ytrom}	[J/rev]	1323597,601	300,004072	341,48036	356,4476411	185,0395644	156,725994
P_{ytrom}	[W]	3308,969403	7500,10288	837,259	4625,989109	4625,989109	3938,149890
P_3	[W]	532374,888	1300,70114	1487,178105	1732,334927	1060,808885	662,0161208
Q_2	[J]	1855980,85	423,1338638	482,4786804	487,0789975	237,4777263	218,94062
m_{ytrom}	[g/s]	89,72	100,01	100,01	110,07	96,43	96,43
ΔT	[K]	10,66	10,08	10,95	11,30	10,70	9,50
Q_{ytrom}	[W]	4036,16	4254,24	4621,43	5248,94	4354,29	3865,96
W_{ytrom}	[W]	523,12	596,43	649,93	850,24	839,18	531,92

