

Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Fakultet for miljøvitenskap og teknologi
Institutt for matematiske realfag og teknologi
Masteroppgave 2016
30 stp.

Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av dampturbinløsning for Dolphin-konseptet

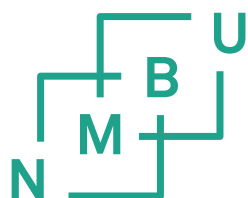
Development, Dimensioning and Construction of a
Steam Turbine Solution for the Dolphin Concept

Vidar Giske Henriksen
Maskin, prosess- og produktutvikling

Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av dampturbinløsning for Dolphin-konseptet

av

Vidar Giske Henriksen



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Mastergradsarbeide i Maskin, prosess- og produktutvikling v/NMBU

Institutt for matematiske realfag og teknologi

2016

Forord

Dette prosjektet er gjennomført som en del av det 5-årige masterprogrammet i Maskin, prosess- og produktutvikling ved Institutt for matematiske realfag og teknologi ved NMBU. Prosjektet er gjennomført i vårsemesteret 2016 med et omfang på 30 studiepoeng.

Hensikten med oppgaven er å bidra i utviklingen av alternative og mer miljøvennlige drivkilder til dagens og morgendagens kjøretøy. Motivasjonen har ligget i utfordringene ved tillegning av ny kunnskap og bruk av denne i en nyskapende og fremtidsrettet setting.

Jeg ønsker å takke min veileder, førsteamanuensis Jan Kåre Bøe, for utforming av oppgaven, samt inspirasjon og god veiledning underveis i prosessen.

Ønsker også å takke mine foreldre og min samboer som har vært gode støttespillere gjennom semesteret.

Ås, 15-05-2016

Vidar Giske Henriksen

Sammendrag

Denne masteroppgaven er en del av den pågående utviklingen av lettvektskjøretøyet *Dolphin* ved NMBU. Som forbrenningsenhet i den hybride drivkildeløsningen til *Dolphin* er det tenkt å bruke en mikrogassturbin. Mikrogassturbiner har mange fordeler i forhold til stempelmotorer, men har lav virkningsgrad. Omtrent 60 % av tilført energi forlater enheten som varmeenergi gjennom avgassene. For å øke den totale virkningsgraden kan varmeenergien brukes til å generere damp og drive en dampturbin i et lukket vannkretsløp.

Hovedmålsetningen er å utvikle, dimensjonere og konstruere en dampturbinløsning som yter 7,5 – 10 kW elektrisk effekt og er tilpasset driftsforholdene i varmegjenvinningssystemet. Oppgaven er basert på tidligere arbeid og første steg ble derfor å trekke ut essensen av disse. Dette ble gjort i form av forutsetninger, resultater, usikkerheter og mulige feilkilder.

For å nå hovedmålet ble det gjennomført et omfattende litteraturstudie, der kunnskap om dampturbiners virkemåte og metoder for dimensjonering av hovedkomponenter ble tilegnet. På bakgrunn av tilegnet kunnskap ble det gjort rede for flere løsningsalternativer, som ble evaluert mot overordnede produktmål som effektivitet, vekt, størrelse og enkelhet.

Siden ingen av de andre komponentene i varmegjenvinningssystemet er utviklet, er tilstandverdiene for dampen ukjent for både inn- og utløp. Tilgjengelig energistrøm ble først estimert på grunnlag av tilgjengelig varmeenergi fra mikrogassturbinen og en antatt virkningsgrad på varmeveksleren, som er bindeleddet mellom de to. Deretter ble 26 ulike trykk- og temperaturverdier analysert med tanke på hastighet og massestrøm ut fra dysen, og dermed tilgjengelig impuls kraft. Alle beregninger ble utført i regneark for lettere å kunne gjøre iterasjoner og visualiseringer med grafer. Resultatene fra dyseberegningen ble deretter brukt for å beregne det spesifikke arbeidet utført på rotoren ved 3 ulike rotorstørrelser.

Prosjektet har resultert i at en ettrinns dampturbinløsning basert på impulsprinsippet er utviklet, dimensjonert og konstruert i 3D. Den yter 10,9 kW mekanisk effekt, har et driftsturtall på 70 000 rpm og veier 1,7 kg. Dimensjonene er 184 mm x 209 mm x 92 mm. Med en virkningsgrad på 0,9 for generatoren gir dette 9,8 kW elektrisk effekt. Resultatene oppfyller prosjektmålene og de utarbeidede regnearkene gjør det enkelt å skalere opp eller ned med hensyn til ulike parametere.

Abstract

This thesis is part of an ongoing research and development of the lightweight vehicle *Dolphin* at NMBU. A micro gas turbine is to be used as the combustion unit in the hybrid drive solution for *Dolphin*. Micro gas turbines have many advantages compared to piston engines, but have low efficiency. Approximately 60 % of the input energy is lost as heat energy through the exhaust gases. To increase the overall efficiency, the heat energy can be used to generate steam and run a steam turbine in a closed water circuit.

The main objective of this thesis is to develop, dimension and construct a steam turbine solution that provides 7.5 – 10 kW electric power, and is adapted to the operation conditions of the waste heat recovery system. The thesis is based on previous work, and the first step was to extract the essence of these. This was done in terms of assumptions, results, uncertainties and possible sources of error.

To achieve the main objective an extensive literature review was conducted, where knowledge about steam turbines behavior and methods for design of main components were acquired. Based on the acquired knowledge multiple solutions were evaluated against the thesis objectives such as efficiency, weight, size and simplicity.

Since no other components of the waste heat recovery system is developed, the state values of the steam are unknown for both inlet and outlet. Available energy flow was first estimated on the basis of available heat energy from the micro gas turbine and an assumed efficiency of the heat exchanger, which is the link between the two. Subsequently, 26 different pressure and temperature values were analyzed in terms of speed and mass flow rate at the nozzle outlet, and thus provided impulse force. All calculations were performed in spreadsheets to simplify the iterations and graph visualizations. Results from calculation the nozzle was then used to calculate the specific work performed on the rotor at three different rotor sizes.

The project resulted in the development of a single stage steam turbine solution based on the impulse principle, dimensioned and constructed in 3D. It provides 10.9 kW mechanical power, has an operating speed of 70,000 rpm and weighs 1.7 kg. The dimensions are 184 mm x 209 mm x 92 mm. Given a generator with an efficiency of 0.9 it provides 9.8 kW electric power. The achieved results meets the project objectives, and the developed spreadsheets makes it easy to scale up or down with respect to various parameters.

Innholdsfortegnelse

	Side
Forord	i
Sammendrag	ii
Abstract	iii
1 Innledning	1
1.1 Miljøforhold	1
1.2 Små og lette kjøretøy	2
1.3 Fleksible motorløsninger	2
1.3.1 Hvorfor mikrogassturbin	3
1.3.2 Historisk perspektiv	4
1.4 Dolphin-konseptet	5
1.5 Tidligere arbeid	6
1.5.1 Konseptualisering av varmegjenvinningssystem	6
1.5.2 Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av multifuel gassturbinmotor	7
1.5.3 Teoretisk utbytte av varmegjenvinningssystem	9
1.5.4 Kommentarer og feilkilder	12
1.6 Utviklingsstatus	13
1.6.1 Mikrogassturbiner	13
1.6.2 Mikrodampsturbiner	16
1.7 Problemstilling og teknologiske flaskehals	17
1.7.1 Problemstilling	17
1.7.2 Teknologiske flaskehals	17
2 Prosjektplanlegging	18
2.1 Oppdragsbeskrivelse	18
2.2 Prosjekt mål	18
2.3 Delmål	18
2.4 Arbeids- og milepælplan	19
2.5 Begrensninger	20
3 Metodebeskrivelse	21

	Side
3.1 Terminologi	21
3.1.1 Begreper	21
3.1.2 Symboler og enheter	22
3.1.3 Beregningsformler	24
3.2 Metodebruk og løsningsverktøy	26
3.2.1 Utviklingsmetodikk	26
3.2.2 Arbeidsverktøy og programvare	26
3.2.3 FEM-analyse	27
3.2.4 Litteraturstudie	27
3.2.5 Kvalitetssikring	27
3.2.6 Prosessdiagram	28
4 Grunnlagsteori	29
4.1 Gassturbin	29
4.2 Dampturbin	31
4.3 Kombinert gass- og dampsyklus (Brayton-Rankine)	33
4.4 Kompressibel strømning	33
4.4.1 Stagnasjonstilstand	34
4.4.2 Lydhastighet og mach-tall	34
4.4.3 Adiabateksponent	35
4.4.4 Isentropisk strømning	35
4.4.5 Wilson-linjen	36
5 Produktspesifisering	37
5.1 Overordnede produktkrav	37
5.2 Metriske grensespesifikasjoner	38
5.3 Metriske grovspefiseringer	39
5.4 Tidlige kostandsvurderinger	39
5.5 Rammeforutsetninger	40
6 Funksjonsanalyse og konseptvalg	41
6.1 Turbinprinsipper	41

	Side
6.2 Dyseutforming	45
6.3 Bladutforming	45
6.4 Øvrige komponenter	47
6.4.1 Rotordisk	47
6.4.2 Aksel	47
6.4.3 Opplagring	47
6.4.4 Turbinhus	48
6.4.5 Generator	48
6.5 Konseptvalg	48
7 Dimensjonering og analyse	49
7.1 Fremgangsmåte	49
7.2 Grunnlag for beregninger	50
7.2.1 Energitilstrømning	50
7.2.2 Viktige parametere	51
7.2.3 Iterasjoner, regneark og valgt alternativ	51
7.3 Beregninger for konvergerende-divergerende dyse	55
7.4 Beregninger for rotor	59
7.5 Volumgjennomstrømning og antall blader	62
7.6 FEM-analyse	64
8 Konseptutvikling	66
8.1 Utforming av roterende deler	66
8.2 Materialvalg	67
8.2.1 Dyse	69
8.2.2 Rotor	69
8.2.3 Aksel	70
8.2.4 Turbinhus	70
8.3 Systemtilkobling og opplagring	70
8.3.1 Innløp	71
8.3.2 Utløp	71
8.3.3 Effektoverføring	71

	Side
8.3.4 Opplagring	71
9 Produktarkitektur og tekniske spesifikasjoner	72
9.1 Sammenstilling	72
9.2 Design av hovedkomponenter	75
9.3 Standardkomponenter	80
9.4 Totalsystem	80
9.5 Numeriske resultater	81
10 Produksjon og økonomi	82
10.1 Produksjonsmetoder	82
10.2 Grov kostnads kalkyle for én prototype	83
10.3 Grov kostnads kalkyle for serieproduksjon	84
11 Diskusjon og prosessevaluering	86
11.1 Prosessdiskusjon	86
11.2 Resultatdiskusjon	87
12 Konklusjon	88
12.1 Resultater	88
12.2 Anbefalinger	88
12.3 Videre arbeid	89
13 Referanser	90
Vedlegg	93

1. Innledning

1.1 Miljøforhold

I løpet av det siste århundret har verdensøkonomiens vekst akselerert dramatisk. Den industrielle utviklingen, det økende antallet kjøretøy på veiene og stadig nye energikrevende husholdningsutstyr har forårsaket en voldsom økning av energibehovet. Dette behovet har i stor grad blitt dekket av et massivt forbruk av fossilt brensel. Det er en verdensomspennende bekymring for det økende CO₂-nivået i atmosfæren, og det er en enighet blant forskere om at CO₂ er den primære årsaken til global oppvarming. De miljømessige konsekvensene er vanskelig å forutsi, og følgelig er det en pågående diskusjon rundt temaet. Noen få land, deriblant Norge, har innført skatt på karbonutslipp som et skritt for å redusere CO₂-utslipp fra forbrenning av fossilt brensel. Dette gir insentiver i retning av å bedre effektiviteten og/eller bruk av andre, renere energikilder.



Figur 1.1: Transport er den største kilden til klimagassutslipp i Norge.[1]

Transport er den største kilden til klimagassutslipp i Norge, og står for 32 % av det totale utslippet. Transportsektoren omfatter bevegelse av mennesker og gods i personbiler, lastebiler, tog, skip, fly og andre kjøretøy. Flertallet av klimagassutslipp fra transport er CO₂-utslipp som følge av forbrenning av petroleumsbaserte produkter i forbrenningsmotorer. Av figur 1.2 kan man se utslipp av CO₂ fordelt på kilde. Veitrafikk er her representert med en egen sektor og står for 23 %, kun slått av olje og gass på 32 % og industri og bergverk på 25 %.[1]

Det er et økende transportbehov i samfunnet og i dag eier omtrent annenhver nordmann en personbil.[1] Samtidig stilles det stadig strengere krav til energibruk ved transport på offentlige veier. Utviklingen av kjøretøy er mer enn noen gang drevet av hensyn til å minimere energiforbruk og utslipp av forurensende stoffer.

Figur 1.2: Utslipp av CO₂ i Norge fordelt på kilde.[1]

1.2 Små og lette kjøretøy

Motoreffekten til et kjøretøy går hovedsakelig til å flytte vekt og overvinne luftmotstand. Et tiltak for å redusere forbruk og utslipp av klimagasser er derfor å gjøre kjøretøyene mindre og lettere. I tillegg til å ha et minst mulig tverrsnittsareal, er også formen til karosseriet av stor betydning. Når det gjelder kjøretøyets vekt, påvirker denne både rulle-, stignings- og akselerasjonsmotstanden.

Ifølge Transportøkonomisk institutt, viser tall fra 2014[2] at det i gjennomsnitt er 1,55 personer per bil per reise. I tillegg er 65 % av alle bilreiser i Norge under 10 km. Dette gir grunnlag for å anta at det er et stort og delvis uforløst potensial i mindre og lettere kjøretøy, som gjerne ikke er tilpasset de lengste kjøreturene.

1.3 Fleksible motorløsninger

Et annet tiltak for å redusere forbruk og utslipp, er å utvikle og ta i bruk andre og mer effektive motor- og drivverkløsninger enn det som brukes i dag. Per i dag er diesel- og bensindrevne stempelmotorer de mest utbredte drivkildene i personbiler. Etterhvert som myndighetenes krav har blitt strengere, har dagens konvensjonelle stempelmotorer blitt stadig mer energieffektive. Mye tyder likevel på at de er i ferd med å nå sitt potensiale.

Et spennende alternativ til stempelmotoren er små forbrenningsturbiner, og da spesielt mikrogassturbinen. Det er opp gjennom historien gjort flere forsøk i å implementere mikrogas-

turbinen som drivkilde i kjøretøy. På grunn av sin svært lave virkningsgrad ved delvis belastning, er den ikke konkurransedyktig når den er koblet direkte til drivverket. Med dagens hybridteknologi har det åpnet seg en helt ny mulighet for mikrogassturbinen. Ved at turbinens mekaniske energi blir omgjort til elektrisk effekt gjennom en generator, kan turbinen operere i sitt optimale turtall all den tid den er i gang. Dette kan utnyttes ved at turbinen via generatoren lader opp batteriet, som i sin tur forsyner én eller flere elektriske motorer.

1.3.1 Hvorfor mikrogassturbin

Mikrogassturbiner byr på en rekke fordeler sammenlignet med de konvensjonelle stempelmotorløsningene.

Fordeler:

- ⊕ Små - tar langt mindre plass enn konvensjonelle stempelmotorer.
- ⊕ Lett - veier ca. 1/5 av en konvensjonell stempelmotor.
- ⊕ Kraftig - ekstremt høy effekt-til-vekt ratio.
- ⊕ Pålitelig - få og kun roterende deler, driftssikker og minimalt vedlikehold.
- ⊕ Multifuel - kan brenne alt fra diesel, bensin, alkohol og biooljer til finpartikulært støv (kull-, tre-, kornstøv etc.).

Ulemper:

- ⊖ Lav virkningsgrad - uten noen form for varmegjenvinning har mikrogassturbinen en virkningsgrad på omtrent 20-30 %.[3]

Som vi ser av listen over er det utrolig mange fordeler som blir felt av den manglende og essensielle virkningsgraden. Det finnes derimot mange måter å forbedre virkningsgraden på. I en gassturbin går omtrent 60 % av tilført energi tapt til atmosfæren som varmeenergi i eksosen. Én måte å øke virkningsgraden på er å fange opp og benytte spillvarmen til drift av en liten dampturbin i en kombinert syklus. Denne formen for varmegjenvinning er svært utbredt i små og store gasskraftverk verden over.

1.3.2 Historisk perspektiv

En turbin er definert som en spinneenhet som bruker virkningen av et fluid for å produsere arbeid. Typiske fluider er luft, vind, vann, damp og helium. Vindmøller og vannkraftverk har brukt turbin til å rotere kjernen av en elektrisk generator for å produsere strøm i flere tiår. Enklere turbiner basert på reaksjonsprinsippet er mye eldre og kan dateres helt tilbake til antikkens Hellas.[4]

Opp gjennom århundrene har ideen om reaksjonsprinsippet opptatt mange, og flere forslag er satt fram. Det var den britiske oppfinneren John Barber som i 1791 fikk verdens første patent på en gassturbin. I prinsippet inneholdt patentbeskrivelsen hans alle de komponentene som inngår i en moderne gassturbin. Det ble bare med idéen og det ble ikke laget noen prototype av turbinen.[5]

Det måtte imidlertid en nordmann til for at den første gassturbinen skulle bli bygd. Jens William Ægidius Elling (1861-1949), en norsk ingeniør og oppfinner, er av mange kalt gassturbinenes far på grunn av sitt banebrytende arbeid med å utvikle gassturbinmotoren. Allerede i 1884 patenterte han sin første gassturbin, men grunnet manglende turbokompressor var patentet fysisk umulig å gjennomføre. I 1903 derimot, konstruerte og prøvekjørte Elling det som trolig var verdens første gassturbin som produserte overskuddskraft. Elling hadde knekt de aerodynamiske utfordringene, men datidens materialer kunne ikke motstå driftstemperaturen til turbinen. Etter kun én times drift forlenget rotorbladene seg så mye at de begynte å berøre turbinhuset. Ved lengre drift brant turbinbladene rett og slett opp. I årene frem til 1932 lanserte Elling flere forbedrede utgaver av gassturbinen.[5]

I 1939 ble den en gassturbin for første gang brukt til å generere elektrisitet i Neuchâtel, Sveits. Det samme året ble den første flyturen i et gassturbindrevet fly gjennomført i Tyskland, etterfulgt av en tilsvarende flytur med en lignende turbin i England i 1941.[4] Grunnet sin høye effekt-til-vekt ratio ble gassturbinen raskt den foretrukne motortypen for flyindustrien. Gass-turbinmotorene har siden den gang stadig blitt forbedret, mye på grunn av nyskapende materialteknologi og moderniserte produksjonsmetoder.

1.4 Dolphin-konseptet

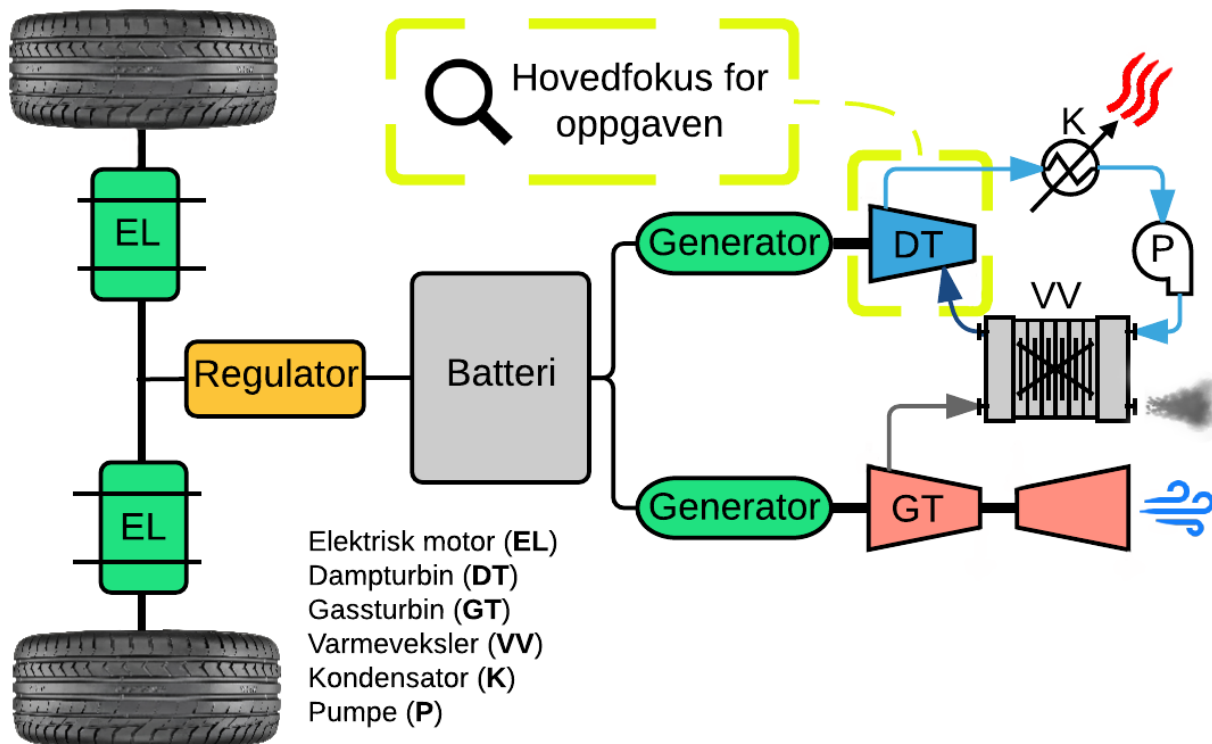
Gjennom flere år har det ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet blitt utviklet et kjøretøykonsept under prosjektnavnet *Dolphin*. Konseptet sikter seg inn på segmentet mellom bil og motorsykkel og består av to ulike modeller. Én versjon med to hjul bak og ett foran, og én med to hjul foran og ett bak. Fellesnevneren er lav vekt og aerodynamisk utforming, som begge bidrar til reduksjon av forbruk og utslipp.



Figur 1.3: Konseptbilen *Dolphin Duo* sett fra ulike vinkler.[6]

Dolphin-konseptet er et resultat av flere mastergradsarbeider og er stadig i utvikling. Miljøaspektet av konseptet har gjennom hele utviklingsperioden vært selve hjørnesteinen, og derfor er vekt og størrelse viktige parametere. Tema for de tidligere oppgavene har eksempelvis vært ramme, hjuloppheng, interiør og eksteriør. I tillegg er det skrevet en oppgave om mikrogassturbin som drivkilde, samt den teoretiske effekten et tilhørende spillvarmegjenvinnings-system kan utvinne. De to sistnevnte oppgavene, i tillegg forprosjektet til mikrogassturbin-oppgaven, er oppsummert i kapittel 1.5.

Konseptualisert drivkildeløsning for *Dolphin*



Figur 1.4: Konseptskisse av tenkt drivkildeløsning for *Dolphin Duo*, samt utringet fokusområde for oppgaven. Størrelser, plassering og bakre hjul er ikke tatt hensyn til i illustrasjonen.

Av figur 1.4 kan man se hvordan mikrogassturbinen lader batteriet via en generator. Det samme gjør damp turbinen, som drives av at spillvarmen fra gassturbinen overoppheter vann i et kretsløp med påfølgende kondensator og pumpe etter turbinen. Varmeveksleren virker her som en «vannkoker». Batteriet driver deretter én eller flere (i dette tilfellet to) elektriske motorer som befinner seg ved hvert sitt hjul. Mikroturbinene settes i gang kun ved behov, og slås automatisk av når batteriet har tilstrekkelig kapasitet.

1.5 Tidligere arbeid

1.5.1 Konseptualisering av varmegjenvinningsystem

Høsten 2011 utviklet Thue & Sundquist et konseptualisert varmegjenvinningsystem som utnytter spillvarme fra en mikrogas turbin for å øke den totale virkningsgraden.[7] Prosjektet ble utført i forbindelse med en semesteroppgave i faget TIP300 - Konsept og produktrealisering ved NMBU. Dette prosjektet fungerte som et forprosjekt på deres mastergradsarbeide,

og det ble her satt en del forutsetninger som har ført til viktige nøkkeltall for de videre arbeidene. Vekten til *Dolphin* ble satt til 600 kg, bilen skulle kunne kjøre i 90 km/t i 10 % stigning, samt at virkningsgraden til både drivverket, elektromotorene og batteriet ble satt til 0,86. Basert på disse tallene, i tillegg til andre forutsetninger, ble følgende effektbehov fastsatt:

Tabell 1.1: Nøkkeltall for effektbehov.

Nødvendig akslingseffekt, \dot{W}_{aksel}	20,5 kW
Nødvendig elektrisk effekt, \dot{W}_{el}	32,2 kW

Den kommersielt tilgjengelige mikogassturbinen Capstone C30 (30 kW) fungerte som drivkilde i systemet. Varmegjenvinningsystemet besto av to varmevekslere. Én for å fange opp den radierende varmen fra selve turbinen, og én for å fange opp varmen fra eksosen. Begge varmevekslerene var knyttet til den samme dampturbinen og det samme vannkretsløpet. Dampturbinen som ble brukt i oppgaven er en Green Turbine™ 2,5 kW¹. Varmevekslere, kondensator, elektromotor, eksosanlegg og tilkoblinger ble enten konseptualisert eller betraktet som «sorte bokser».

Resultatet ble en økning i virkningsgrad fra Capstone C30s 25 % til en virkningsgrad på 27 % for hele systemet.

1.5.2 Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av multifuel gassturbinmotor

På bakgrunn av forutsetningene utredet i forprosjektet, bestemte Thue & Sundquist seg for å vie sitt mastergradsarbeide til å utvikle en multifuel mikrogassturbin. Overordnede produktkrav for mikrogassturbinen kommer frem av tabell 1.2.

Følgende funksjonsanalyser ble utarbeidet (valgt løsning er **uthevet**):

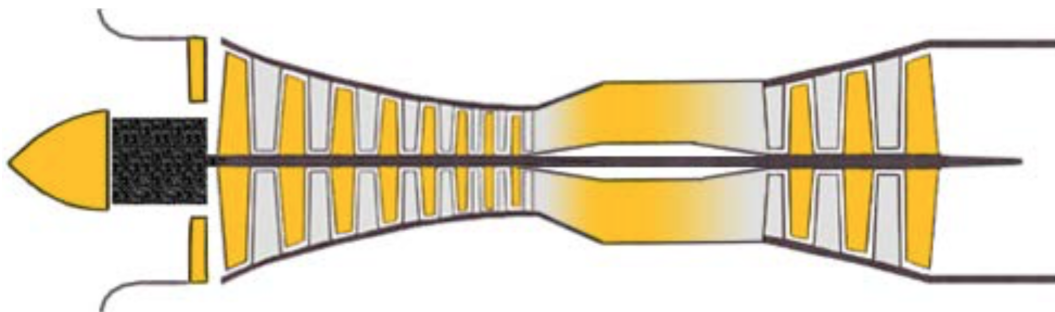
- Utforming av luftinntak (skarp vs. **avrundet forkant**)
- Kompressortype (radial vs. **aksial**)
- Utforming av brennkammer (kanne vs. **ringformet** vs. kanne-ringformet)
- Drivstoffdyse (forvarming vs. **duplex**)

¹Utgått modell.

Tabell 1.2: Overordnede produktkrav.[8]

Elektrisk effekt, \dot{W}_{el}	$\geq 32,2$ kW
Termisk virkningsgrad, $\eta_{termisk}$	≥ 25 %
Lengde	≤ 500 mm
Diameter	≤ 450 mm
Vekt	≤ 20 kg
Multifuel	✓
Demonterbar for vedlikehold	✓

- Turbintype (radial vs. **aksial**)
- Generatorplassering (**foran** vs. på siden vs. bak)



Figur 1.5: Skisse av valgt mikrogassturbin-konsept.[8]

Av figur 1.5 vises en sammensetting av de valgte funksjonsalternativene. Ved beregninger ble det bestemt at det skulle være seks kompresjonstrinn, noe som ga et totalt kompresjonsforhold på 3:1. Det kom også frem av beregningene at det holdte med ett turbintrinn. Bensen² er brukt som drivstoff i utregningene på grunn av tilgjengelighet og høy energitetthet.

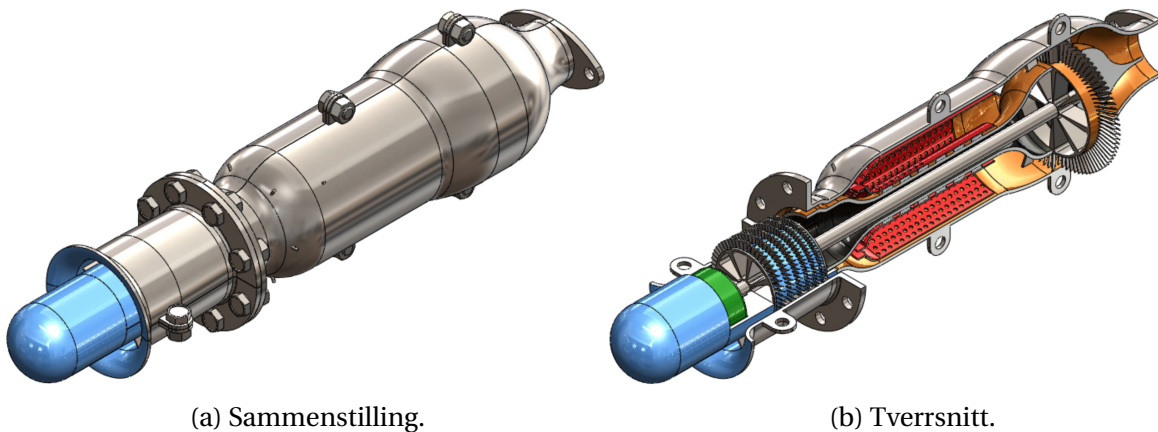
Som vi ser av tabell 1.3 ble det utviklet en mikrogassturbin som dekker alle de overordnede produktkravene som ble satt innledningsvis i oppgaven (tabell 5.1). En grov kostnadskalkyle ble også utført. Produksjon av prototype ble anslått til ca. 1 000 000 NOK, hvor ene halvparten representerer utviklingskostnad, mens den andre halvparten er arbeids- og materialkostnader. Ved serieproduksjon av 100 og 1 000 enheter, ble enhetskostnaden anslått til henholdsvis 272 000 NOK og 267 000 NOK.

²Dersom andre drivstoff brukes, vil motoreffekten eller drivstofforbruk endres.

Tabell 1.3: Nøkkeltall for utviklet mikrogassturbin.[8]

Forbrenningseffekt, $\dot{W}_{\text{forbrenning}}$	120 kW
Elektrisk effekt, \dot{W}_{el}	32,2 kW
Termisk virkningsgrad, $\eta_{\text{gassturbin}}$	27 %
Driftsturtall	78 000 rpm
Lengde	463 mm
Diameter	154 mm
Vekt	5,4 kg
Multifuel	✓ ^a
Demonterbar for vedlikehold	✓
Eksosgasstemperatur, T_{eksos}	1 018 °C
Massestrøm av eksos, \dot{m}_{eksos}	0,256 kg/s
Eksosstrykk, P_{eksos}	102,7 kPa

^aVed utvikling av tilpassede innstøytningdyser.



Figur 1.6: Rendrerte fremstillinger av mikrogassturbinen sett fra fremre venstre hjørne.[8]

1.5.3 Teoretisk utbytte av varmegjenvinningsystem

Det er en kjent sak at spillvarme fra forbrenningsmotorer har et stort potensiale i forhold til å forbedre den totale virkningsgraden. Eikrem Finnøy[9] viet i 2014 sin masteroppgave til å vurdere ulike metoder å gjenvinne spillvarme på, samt å utvikle et systemdesign og beregne hvor mye ekstra effekt det teoretisk sett var mulig å få ut av det. Som input til oppgaven ble mikrogassturbinen utviklet av Thue & Sundquist[8] brukt. En gassturbin avgir i hovedsak varmeenergi på to måter. Den ene er som varmefluks, hvor varmeenergi overføres gjennom veggene til gassturbinen og ut til atmosfæren. Denne står for et energitap på ca. 10 %. Den andre måten, med klart størst potensial for varmegjenvinning, er gjennom eksosgassen. Uten noen form for varmegjenvinning, vil ca. 60 % av tilført energi blåses ut til atmosfæren

gjennom eksosen. Både eksterne og interne metoder for varmegjenvinning ble vurdert i oppgaven til Eikrem Finnøy[9] og vil her bli kort oppsummert.

Eksterne metoder:

- ① Dampturbin (*kombikraftverk*)
- ② Dampturbin m/supplerende koker
- ③ Varmefluks fra gassturbinskill

Interne metoder:

- ④ Regenerator

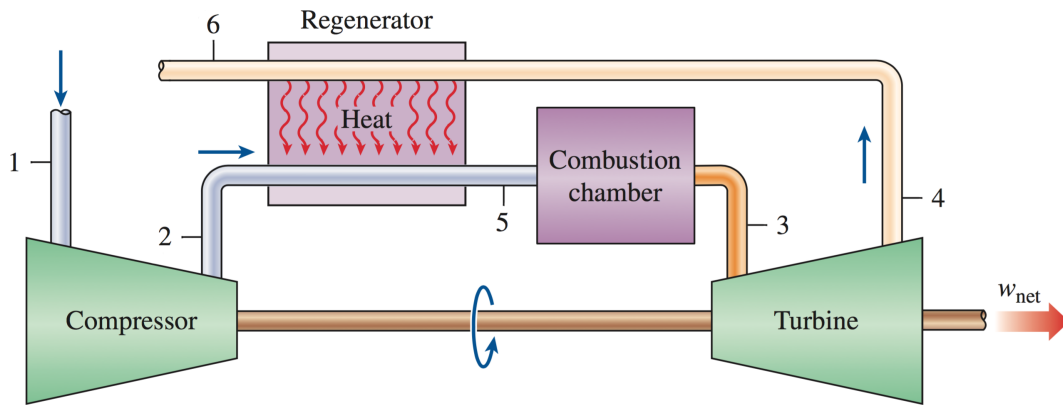
I et kombikraftverk ① utføres det arbeid i to trinn. Mikrogassturbinen (i dette tilfellet) vil omdanne kjemisk energi → varmeenergi → mekanisk energi → elektrisk energi. Hovedprinsippet i kombikraftverket er å utnytte restvarmeenergien som igjen etter å ha gjennomført det første trinnet (Brayton-syklus, kapittel 4.1) til å gjennomføre et trinn nummer to (Rankine-syklus, kapittel 4.2). En kombinasjon av de nevnte syklene kalles også *kombinert syklus* og er nærmere forklart i kapittel 4.3.

I metode nummer ② foregår varmegjenvinningen på samme måte som i metode ①, bortsett fra at det er en «koker» supplert med varme (gjerne fra drivstoff) i stedet for kun en varmeveksler. Dette brukes i tilfeller der varmen fra eksosen ikke er tilstrekkelig for å oppnå ønsket dampkvalitet.

En metode for varmegjenvinning av varmefluksen ③ fra selve gassturbinskallet er også vurdert. Her tenkes det å lage en slags «kappe» rundt gassturbinen og innkapsle gassturbinen i vann. Dette vil fungere som en varmeveksler, som vil varme opp vannet og etterhvert produsere damp. Dette er også en fin måte å redusere støy fra gassturbinen på.

Konseptet bak «regenerator» ④ er vist av figur 1.7. Kort forklart brukes varmeenergien i eksosgassen til å forvarme luften før den entrer forbrenningskammeret. På denne måten reduseres kompressorbehovet, som igjen fører til redusert drivstofforbruk og utslipp.

Konseptvalg: Metode ② ble forkastet grunnet behov for supplerende varmekilde. På bakgrunn av sitt lave potensial (ca. 10 %) ble også metode ③ forkastet. Regenerering av varme som forklart i ④ er veldig utbredt blant eksisterende mikrogassturbiner og blir på mange sett på som et *must* for å oppnå akseptabel virkningsgrad. Siden dette krevde redesign av



Figur 1.7: I metode ④ brukes eksosgassen til å forvarme luften før forbrenning.[10]

mikrogassturbinen ble også denne metoden forkastet. Valget endte dermed på kombikraftverket (kombinert syklus) ①.

Tabell 1.4: Overordnede designmål.[9]

Termisk virkningsgrad, $\eta_{termisk}$	$\geq 30 \%$
Elektrisk effekt ut, \dot{W}_{el}	$\geq 27 \text{ kW}$
Total systemeffektivitet	$\leq 50 \%$
Total vekt	$\leq 30 \text{ kg}$
Volum varmeveksler	$\leq 1 \text{ m}^3$
Drivstoff	Ingen

Tabell 1.5: Input til varmegjenvinningssystemet.

Som input til oppgaven ble resultater fra Thue & Sundquists mikrogassturbin brukt. Nøkkeltall kommer frem av tabell 1.3 på side 9.

Følgende funksjonsanalyser ble utarbeidet (valgt løsning er **uthevet**):

- Varmevekslerkonsept (**motstrøm** vs. parallell strøm)
- Dampturbinkonsept (**ikke-kondenserende** vs. kondenserende)
- Kraftproduksjon (aksel-til-aksel vs. **aksel-til-generator**)
- Kondenserkonsept (**shell-and-tube** vs. plate-and-tube)
- Generator (delt generator med gassturbin vs. **separate generatorer**)

Analysen av varmegjenvinningssystemet ble utført med bakgrunn i tall fra tabell 1.3, utgullet iterasjon i tabell 1.6, samt antakelser om at $\dot{m} = 0,04 \text{ kg/s}$ og $\eta_{dampturbin} = 0,8$. Resultatene fra analysen kommer fram av tabell 1.7.

Tabell 1.6: Iterasjoner og endrede parametere for teoretisk analyse. Utgulet verdi ble brukt i regnearbeidet.

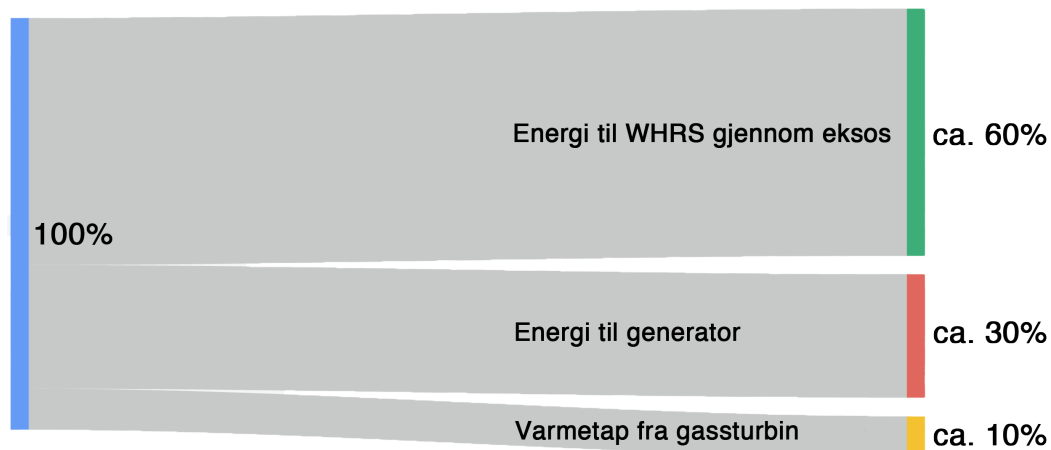
Iterasjon	P_{max}	500 kPa	800 kPa	1 000 kPa	1 200 kPa
1	T_{max}	$T_{sat} + 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 5 \text{ }^\circ\text{C}$
2	T_{max}	$T_{sat} + 25 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 25 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 25 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 25 \text{ }^\circ\text{C}$
3	T_{max}	$T_{sat} + 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{sat} + 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabell 1.7: Nøkkeltall fra analyse av varmegjenvinningssystem. [9]

Elektrisk effekt tilført fra varmegjenvinningssystem	18 - 24 kW
Virkningsgrad for totalsystemet	41 - 46 %

1.5.4 Kommentarer og feilkilder

Siden oppgavene rundt *Dolphin*-prosjektet bygger på hverandre og tidligere resultater, er det viktig å gå over tallene for å vite at det man tar i betraktning er mest mulig reellt.



Figur 1.8: Forenklet energiregnskap for mikrogassturbinen.

Av figur 1.8 vises en generell antakelse for energiuutnyttelse i en mikrogassturbin. Denne antakelsen rettferdiggjøres delvis av resultatene til Thue & Sundquist, samt at den er brukt som forutsetning i Eikrem Finnøys analyse av varmegjenvinningssystemet.

Følgende oppsummering er hovedsakelig basert på tall fra tabell 1.3 på side 9. 100 % tilført energi til mikrogassturbinen er her 120 kJ/s.

Ut av turbinen kommer varmeenergi i form av eksos, med følgende verdier: Temperatur (T_{eksos}) = 1018 °C, trykk (P_{eksos}) = 102,7 kPa og massestrøm (\dot{m}_{eksos}) = 0,256 kg/s. Eksosen er i oppgaven betraktet som ideell luft, noe som gir en spesifikk entalpi (h) på 1385 kJ/kg. [10]

Med den nevnte massestrømmen på 0,256 kg/s, gir dette en energistrøm ut gjennom ekso-sen på 355 kJ/s. Hvis man ser på det forenklete energiregnskapet i figur 1.8, burde dette tallet ligge omkring:

$$120 \text{ kJ/s} \cdot 0,6 = 72 \text{ kJ/s}$$

Videre er det i analysen av varmegjenvinnigssystemet (kapittel 1.5.3 på side 9) antatt følgende inputverdier til dampturbinen: Temperatur (T_{inn}) = 205 °C, trykk (P_{inn}) = 1000 kPa og massestrøm (\dot{m}) = 0,04 kg/s. Denne overopphetede dampen har en spesifikk entalpi (h) på 2840 kJ/kg. Med en massestrøm på 0,04 kg/s, gir dette en energistrøm inn i dampturbinen på 113,6 kJ/s. Dette er 94,7 % av energistrømmen som er tilført mikrogassturbinen.

Kort oppsummert er energitilførselen fra mikrogassturbinen til varmegjenvinningsystemet, samt antatt energistrøm inn i dampturbinen, urealistisk høy i forhold til utgangspunktet.

1.6 Utviklingsstatus

1.6.1 Mikrogassturbiner

De siste ti årene har det vært en blomstrende interesse rundt nedskalering av de godt etablerte og større gassturbinene. California-baserte Capstone Turbine Corporation[®] spesialiserer seg på gassturbiner og kogenereringssystemer som leverer alt fra 30 kW til 30 MW. Capstone er verdensledende innen mikrogassturbin-segmentet og har et konkurransefortrinn i sin patenterte luftopplagring av turbinakselen, noe som eliminerer behovet for kjøling av lagrene. Mikrogassturbinene selges hovedsakelig som en del av et større kraftvarmeverk (figur 1.9a), men Capstone er samtidig involvert i forskjellige case-studies som utforsker andre bruksområder for produktene. Et eksempel på dette er et prosjekt de gjennomførte i 2010 med det russiske selskapet CJSC TROLZA - hvor de installerte en naturgassdrevet Capstone C65 i en hybridbuss som rekkeviddeforlenger. Dette førte til et redusert drivstofforbruk på 40 % og 12 ganger mindre utslipp enn en tradisjonell dieseldrevet buss.[11].

Britiske Bladon Jets er et annet selskap som har gjort seg bemerket innen mikrogassturbin-segmentet. Til sammenligning med Capstone sikter også de seg hovedsakelig inn på markedet for småskala elektrisitetgenerering for hushold og større bygninger. Bladon Jets leverte to mikrogassturbiner á 70 kW til Jaguars konseptbil C-X75[12] som ble vist frem på Paris



(a) Capstone C30 kraftvarmeverk (30 kW).[11] (b) Bladon Jets kraftvarmeverk (12 kW).[12]

Figur 1.9: Sammenstilte kraftvarmeverk fra a) Capstone og b) Bladon Jets. Disse produktene er store i forhold til selve turbinene, veier henholdsvis 405 kg og 220 kg og har dimensjonene 0,76 x 1,5 x 1,8 [m] og 0,7 x 0,85 x 1,1 [m].

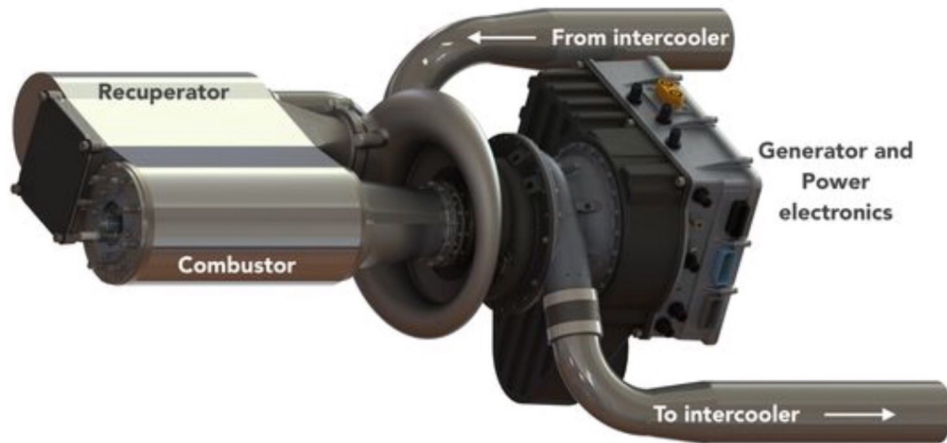
Motor Show i 2010, i tillegg til en spesiallaget turbin á 50 kW til konseptbilen Pininfarina Cambiano[12] i 2012.

Et relativt nytt tilskudd til stammen er Wrightspeed, grunnlagt i 2005 av co-grunnlegger av Tesla Motors, Ian Wright. Wrightspeed tilbyr hovedsakelig drivverksløsninger og har et ønske om å elektrifisere tyngre kjøretøy. I den sammenheng har de utviklet en interessant mikrogassturbin som leverer 80 kW og fungerer som en rekkeviddeforlenger, ved at den genererer elektrisitet til batteriet. Det spesielle med denne mikrogassturbinen i forhold til de andre, er at den er laget spesielt for bruk i kjøretøy. Med sitt radiale luftinntak, innebygde forvarming av forbrenningsluft (recuperator) og luftkjøling, er den ganske ulik konkurrentene utseendemessig (figur 1.10). I 2015 bestilte den amerikanske logistikkjiganten FedEx 25 drivverksløsninger som inkluderer denne turbinen til sine leveringsbiler.[13]

Tabell 1.8: Tilgjengelig data på kommersielle mikrogassturbiner.

	Capstone Turbine Corp.			Bladon Jets		Wrightspeed
	C30	C65	C200	-	-	Fulcrum
Modell	C30	C65	C200	-	-	Fulcrum
Effekt	30 kW	65 kW	200 kW	12 kW	70 kW	80 kW
Turtall [rpm]	96 000	96 000	61 000	134 000	80 000	100 000
Virkningsgrad (η_{el})	26 %	29 %	33 %	-	-	-

Av tabell 1.8 vises data på kommersielt tilgjengelige mikrogassturbiner. Essensielle parametre som vekt og størrelse er ikke med grunnet manglende data. Vekten og størrelsene pro-



Figur 1.10: Wrightspeeds Fulcrum mikro gassturbin.[13]

dusentene oppgir er av hele varmekraftverket de er en del av og er dermed irrelevant. For å få en følelse av de fysiske størrelsene, er Bladon Jets (70 kW, figur 1.11b) og Capstone C30 (30 kW, figur 1.11a) henholdsvis 50 x 16 [cm] og 55 x 35 [cm]. Grunnen til Capstones «store» diameter i forhold til førstnevnte er at den har påbygd en form for varmegjenvinning (recuperator) som bruker eksosgassen til å forvarme forbrenningsluften.



(a) Capstone C30.[11]



(b) Bladon Jets 70 kW.[12]

Figur 1.11: Tverrsnitt av Capstone C30 og Bladon Jets (70kW) i sin helhet.

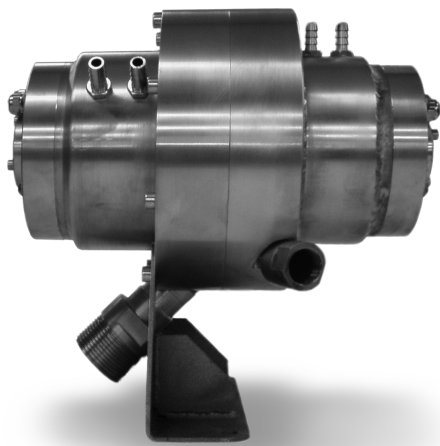
Det meste av utviklingen skjer bak kulissene og det er generelt veldig lite informasjon som gis til allmenheten. Dette er på grunn av at bedriftene ser på informasjonen som bedriftshemmeligheter som er nødvendige for å skape konkurransefortrinn.

1.6.2 Mikrodamp turbiner

Mikrodamp turbiner er ikke like mye i vinden som mikrogas turbiner. Det er svært få produsenter som spesialisere seg på småskalamodeller og det er som oftest kamp om å lage de største, kraftigste og mest effektive. Nederlandske Green Turbine™ er et lite forsknings- og utviklingsselskap som spesialisere seg på små damp turbiner. De har per dags dato to ulike kommersialiserte modeller (figur 1.12) og sikter seg inn på markeder som mikro kraftvarmeverk, spillvarmegjenvinning, hybridkjøretøy, solenergi og utdanningsinstitusjoner.[14] Begge modellene har innebygget generator.

Tabell 1.9: Tilgjengelig data på kommersielle mikrodamp turbiner.[14]

	Green Turbine™ 1,5 kW	Green Turbine™ 15 kW
Dimensjoner	28 × 18 cm	37 × 26 cm
Vekt	10 kg	25 kg
Effekt ut (\dot{W}_{el})	1,5 kW	15 kW
Innløp (P_{inn} & T_{inn})	5,2 bar abs. & 200 - 220°C	10-12 bar abs. & 200 - 220°C
Utløp (P_{ut} & T_{ut})	0,1 bar abs. & 45°C	0,1 bar abs. & 45°C
Massestrøm (\dot{m})	0,005 kg/s	0,04 kg/s
Turtall	30 000 rpm	26 000 rpm
Hastighet dyseutløp	> 1000 m/s	> 1000 m/s



(a) Green Turbine™ 1,5 kW.[14]



(b) Green Turbine™ 15 kW.[14]

Figur 1.12: Green Turbines to kommersielle mikrodamp turbiner.

1.7 Problemstilling og teknologiske flaskehals

1.7.1 Problemstilling

Problemstillingen er å videreutvikle turbinhybridsystemet ved å utvikle, dimensjonere og legge konstruksjonsgrunnlag for mikrodamp turbinen i varmegenereringssystemet.

Oppgaven er basert på data fra mikrogas turbinen utviklet av Thue & Sundquist[8], samt systemdesign av varmegjenvinningssystem utviklet av Eikrem Finnøy.[9]

1.7.2 Teknologiske flaskehals

Teknologiske utfordringer knyttet til utvikling, dimensjonering og konstruksjon av en mikro-damp turbin:

- Mangelfull teknisk informasjon om eksisterende løsninger.
- Plassbegrensninger i *Dolphin*.
- Små komponenter har lavere effektivitet enn store komponenter.
- Usikkerhet i innløpsverdier grunnet manglende varmeveksler.
- Kalkulasjoner med flere antakelser og forenklinger.
- Uregelmessigheter ved beregning av damp.

2. Prosjektplanlegging

2.1 Oppdragsbeskrivelse

Oppdraget er i første omgang å finne ut hvor langt utviklingen har kommet i forhold til mikroturbiner og mikro varmegjenvinningssystemer, samt utrede i hvilken grad det eksisterer kommersielt tilgjengelige komponenter som kan integreres i *Dolphin*. Deretter skal varmegjenvinningssystemet i sin helhet videreutvikles, med hovedvekt på dampturbinen.

Oppgaven er basert på flere tidligere prosjekter, spesielt masteroppgavene skrevet av Thue & Sundquist[8] og Eikrem Finnøy.[9]

2.2 Prosjekt mål

Følgende hovedmålsetning er formulert for dette masterprosjektet:

Å utvikle, dimensjonere og konstruere en dampturbinløsning tilegnet bruk i varmegjenvinningssystemet for konseptibilen *Dolphin*.

Prosjektet oppsummerer tidligere arbeid og state-of-the-art for aktuelle komponenter til varmegjenvinningssystemet, samt legger grunnlag for videre arbeid med optimering av komponent- og helhetsløsninger for drivkildeløsningen.

2.3 Delmål

Følgende delmål inngår i arbeidet med å oppfylle hovedmålsetningen for prosjektet:

- Analysere tidligere oppgaver og fordypning i eksisterende litteratur for å tilegne kunnskap om dampturbiners funksjon, virkemåte og metoder for dimensjonering av hovedkomponenter.
- Sette realistiske metriske og termodynamiske rammer i forhold til ønsket effektytelse.

- Utvikle løsningsalternativer for dampturbinens hovedkomponenter og velge løsninger basert på overordnede produktkrav og metriske restriksjoner.
- Analysere resultater ved flere innløpsverdier og dimensjonere dampturbinens hovedkomponenter etter valgt løsning.
- Konstruere 3D-modell i SolidWorks for å visualisere utviklet dampturbinløsning.
- Ferdigstille rapport og presentere prosjektresultat.

2.4 Arbeids- og milepælplan

Nedenfor er milepælene for prosjektet presentert i tillegg til en grov versjon av arbeidsplanen. Detaljert arbeidsplan er vedlagt (vedlegg 1).

Tabell 2.1: Prosjektets milepæler.

Dato	Nummer	Beskrivelse
21. mars	1	Definert produkt
12. april	2	Valgt konsept
25. april	3	Utviklet og dimensjonert produkt
10. mai	4	3D-fremstilt løsning
14. mai	5	Ferdig rapport
09. juni	6	Presentasjon

Tabell 2.2: Utdrag fra prosjektets Gantt-diagram.

	Februar	Mars	April	Mai	Juni
Litteraturstudie	█				
Produktspesifisering	█	✓			
Konseptutredning		█	✓		
Dimensjonering			█	✓	
3D-fremstilling				█	✓
Rapporteringsarbeid	█				✓
Presentasjon					█ ✓

2.5 Begrensninger

Av tidsmessige årsaker er følgende begrensninger satt for arbeidet:

- Dette er et utviklingskonsept i tidlig fase.
- Det er kun utført beregninger på produktets hovedkomponenter, men det er ikke tatt hensyn til opplagring av aksel og turbin.
- Hovedkomponentene er ikke optimalisert i forhold til strømning, styrke, materialvalg eller produksjonsmetoder.
- Temperatur-, turtall- og utmattingsanalyser er ikke utført.
- 3D-modellen er konseptualisert og detaljerte konstruksjonstegninger er derfor ikke produsert.
- Ved utvikling er driftstilstand antatt og treghetsmoment ved akselerasjon og retardasjon er ikke tatt hensyn til.
- Tilgjengelig arbeidstid er 900 timer og leveringsfrist 18/05/2016.

3. Metodebeskrivelse

I dette kapitlet er oppgavens terminologi gjennomgått, samt hvilke metoder som er brukt i utviklingsarbeidet og utarbeidelse av rapporten.

3.1 Terminologi

3.1.1 Begreper

Tabell 3.1: Forklaring av forkortelser og begreper.

<i>Begrep</i>	<i>Beskrivelse</i>
Adiabatisk prosess	Termodynamisk tilstandsending uten varmeoverføring
CO ₂	Den kjemiske forbindelsen til karbondioksid
FEM	Finite Element Method (elementmetoden)
NMBU	Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Mikrogassturbin	Gassturbin med effekt mellom 20 - 500 kW[3]
Mikrodampsturbin	Her definert som dampsturbin med effekt mellom 1,5 - 50 kW
Multifuel	Begrep som brukes om forbrenningsenheter som kan kjøres på flere typer drivstoff
IMT	Institutt for matematiske realfag og teknologi
Isentropisk prosess	Termodynamisk tilstandsending der entropien er konstant
Isobarisk prosess	Termodynamisk tilstandsending der trykket er konstant
Sonisk hastighet	Hastighet lik lydhastigheten ($M = 1$)
Subsonisk hastighet	Hastighet under lydhastigheten ($M < 1$)
Supersonisk hastighet	Hastighet over lydhastigheten ($M > 1$)
Trinn	Samlebetegnelse for én stasjonær og én roterende del i rotorsammenheng
WHRS	Waste Heat Recovery System (spillvarmegjenvinningsystem)

3.1.2 Symboler og enheter

Tabell 3.2: Symboler og enheter.

<i>Symbol</i>	<i>Beskrivelse</i>	<i>SI-enhet</i>
A	Areal	m^2
c	Lydhastighet	m/s
c_p	Spesifikk varme ved konstant trykk	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
c_v	Spesifikk varme ved konstant volum	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
D	Diameter	m
\dot{E}	Energistrøm	kJ/s
F	Kraft	N
h	Spesifikk entalpi	kJ/kg
L	Lengde	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massestrøm	kg/s
M	Machtall	–
n	Turtall	rpm
P	Trykk	kPa
q	Varmeoverføring per masseenhet	kJ/kg
\dot{Q}	Strømningsvolum	m^3/s
r	Radius	m
R	Ideell gasskonstant	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
s	Spesifikk entropi	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$ eller K
U	Bladhastighet	m/s
v	Spesifikt volum	m^3/kg
V	Hastighet	m/s
w	Arbeid per masseenhet	kJ/kg
W	Relativ hastighet	m/s
\dot{W}	Arbeid per tidsenhet / Effekt	kJ/s eller kW
x	Dampkvalitet	–

Tabell 3.3: Greske symboler og enheter.

<i>Gresk symbol</i>	<i>Beskrivelse</i>	<i>SI-enhet</i>
α	Dysevinkel	°
β	Strømningsvinkel	°
η	Virkningsgrad	– eller %
κ	Adiabatekspontent (c_p/c_v)	–
λ	Halvinkel	°
ω	Vinkelhastighet	s ⁻¹
ρ	Tetthet	kg/m ³
τ	Torsjonsmoment	Nm

Tabell 3.4: Notasjoner og beskrivelse.

<i>Notasjon</i>	<i>Beskrivelse</i>
el	Elektrisk
f	Fluid (væske)
g	Gass
inn	Innløp dyse
sat	Mettet tilstand (eng.: <i>saturated</i>)
u	U-retning i angitt koordinatsystem (figur 7.7)
ut	Utløp rotor
x	X-retning i angitt koordinatsystem (figur 7.7)
1	Stagneringstilstand (innløp dyse)
2	Utløp dyse/innløp rotor
3	Utløp rotor
*	Strupet tilstand

3.1.3 Beregningsformler

Tabell 3.5: Beregningsformler.

<i>Forhold</i>	<i>Formel</i>	<i>Indeks</i>
Tetthet:	$\rho = \frac{P}{RT}$	(3.1)
Stagnasjonstemperatur:	$T_1 = T + \frac{V^2}{2c_p} = T \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right)$	(3.2)
Stagnasjonstrykk:	$P_1 = P \left(\frac{T_1}{T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = P \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$	(3.3)
Stagnasjonstetthet:	$\rho_1 = \rho \left(\frac{T_1}{T} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} = \rho \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}$	(3.4)
Stagnasjonsentalpi:	$h_1 = h + \frac{V^2}{2}$	(3.5)
Lydhastighet:	$c = \sqrt{\kappa RT}$	(3.6)
Massestrøm:	$\dot{m} = \rho VA$	(3.7)
Areal av sirkel:	$A = \pi r^2$	(3.8)
Machtall:	$M = \frac{V}{c}$	(3.9)
Forhold mellom areal og strupet areal:	$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left(\frac{2}{\kappa - 1} + \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} M^2 \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}$	(3.10)

Fortsettelse tabell 3.5

<i>Forhold</i>	<i>Formel</i>	<i>Indeks</i>
Dampkvalitet:	$x = \frac{v - v_f}{v_g - v_f}$	(3.11)
Vinkelfrekvens:	$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$	(3.12)
Optimalt hastighetsforhold:	$\frac{U}{V_2} = \frac{1}{2} \sin \alpha_2$	(3.13)
Bladhastighet:	$U = \omega \cdot r_{rotor}$	(3.14)
Spesifikt arbeid på rotor:	$w = U (V_{u2} - V_{u3})$	(3.15)
Turbineffekt:	$\dot{W} = w \cdot \dot{m} = \tau \cdot \omega$	(3.16)
Elektrisk effekt ut av turbin:	$\dot{W}_{el} = \dot{W} \cdot \eta_{generator}$	(3.17)
Virkningsgrad rotor:	$\eta_{Rotor} = \frac{\omega}{V_2^2 / 2}$	(3.18)
Strømningsvolum:	$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho}$	(3.19)
Torsjonsmoment:	$\tau = r \cdot F$	(3.20)
Konkav bladradius:	$R_{blad} = \frac{\text{bladbredde}}{2 \sin \beta_2}$	(3.21)

3.2 Metodebruk og løsningsverktøy

I dette underkapittelet følger en kort beskrivelse av hvordan det er jobbet med prosjektet.

3.2.1 Utviklingsmetodikk

IPD (Integrert produktutvikling)

IPD er en trinnvis produktutviklingsmetodikk som har som formål å bedre effektiviteten, gjennomføringstiden og læringsutbyttet i en utviklingsprosess.[15] Metoden innebærer at produktutviklingstrinnene ses i sammenheng med prosesstrinnene og tar hensyn til aspekter som produksjon, økonomi og miljø. Trinnene i utviklingsprosessen for dette prosjektet er illustrert ved figur 3.1 på side 28.

Pughs metode

Pughs metode er et selekteringsverktøy som brukes for å sammenligne ulike løsninger mot et sett av vektete kriterier.[15] I denne oppgaven er viktigheten av kriteriene vektet fra 1-3. Målet med metoden er å få en mer subjektiv og pålitelig utvelgelse. I dette prosjektet brukes metoden for utvelgelse av turbinprinsipp og produksjonsmetode for roterende del i henholdsvis kapittel 6.1 og 8.1.

3.2.2 Arbeidsverktøy og programvare

- TeXShop er brukt til tekstredigering (v. 3.61)
- BibDesk er brukt som referanseprogram (v. 1.6.5)
- Adobe Illustrator CS6 er brukt til å lage figurer (v. 13.0)
- Adobe Photoshop CS6 er brukt til bilderedigering (v. 13.0)
- Microsoft Excel for Mac er brukt til tallbehandling (v. 15.21)
- SolidWorks er brukt til 3D-modellering (v. 2015)
- ANSYS Workbench er brukt til FEM-analyse (v. 16.1)
- CES EduPack er brukt for å finne materialegenskaper (v. 15.3)

3.2.3 FEM-analyse

FEM (Finite Element Method), eller elementmetoden, er et datasimuleringsprogram som bruker numeriske metoder for å løse matematiske og ingeniørmessige problemer.[16] Den tar utgangspunkt i uendelige små elementer av en konstruksjon eller komponent og setter de sammen til et rutenett med knutepunkter. Et slikt rutenett kalles *mesh* og knutepunktene *noder*. Et finere mesh gir mer nøyaktige resultater. I dette prosjektet er analysen benyttet for å kontrollere impuls kraftens påvirkning på bladene i form av spenning, deformasjon og sikkerhetsfaktor.

3.2.4 Litteraturstudie

For tilegning av nødvendig kunnskap er det utført et omfattende litteraturstudie. Anerkjente fagbøker på området er i stor grad blitt benyttet ved tilegning av grunnlagsteori og beregningsmetoder ved utvikling av eget produkt. Utover dette er tidligere oppgaver som prosjektet baseres på studert med et kritisk øye.

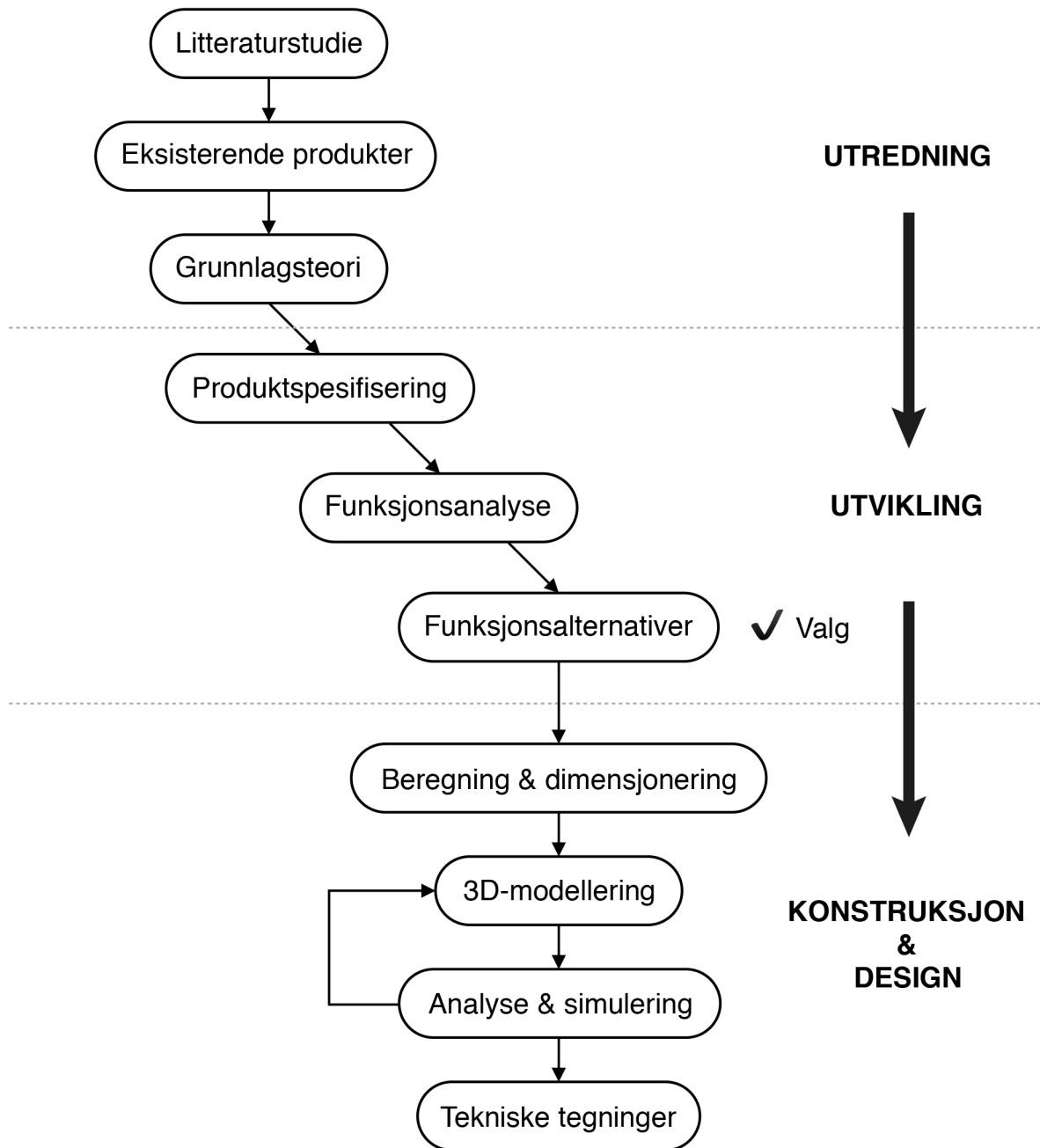
Internett søk har også vært viktig i forbindelse med utredning av kommersielt tilgjengelige produkter, deres tekniske spesifikasjoner og hvor langt teknologien har kommet.

3.2.5 Kvalitetssikring

Rapporten skrives i \LaTeX , hvor referanser og nummerering gjøres automatisk. Avslutningsvis vil det utføres en manuell gjennomgang av rapporten to ganger for å kontrollere at alle nummereringer, referanser og stiler stemmer overens. Formler og symboler vil også bli kontrollert mot henholdsvis formel- og symbolliste.

Alle beregninger er utført i regneark. Ved bruk av regneark blir alle desimaler tatt med i mellomregningene, noe som fører til at grove avrundinger eller bruk av for store enheter underveis ikke påvirker sluttresultatet. Alle formler og beregningsmetoder er adoptert fra anerkjent faglitteratur og kryssjekket med flere kilder. Antakelser og estimer gjort underveis i beregningene er enten basert på nevnte faglitteratur, eller egne erfaringer og kunnskap. I begge tilfeller er bakgrunnen for valg forklart.

3.2.6 Prosesdiagram



Figur 3.1: Illustrasjon av prosesstrinn.

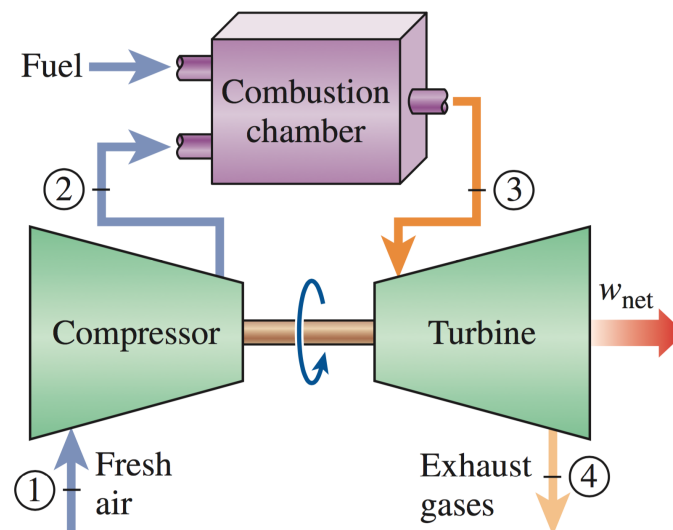
Figur 3.1 illustrerer fremgangsmåten i utviklingsprosessen. Trinnene følges steg for steg for et best mulig sluttresultat. Evalueringer gjøres underveis i prosessen. Ved behov for revidering, er det fullt mulig å gå tilbake for å se om noe kan gjøres annerledes.

4. Grunnlagsteori

I dette kapitlet er virkemåten og den ideelle syklusen for gass- og dampturbinen gjennomgått, samt grunnleggende teori om kompressibel strømning og viktige parametere som påvirker den.

4.1 Gassturbin

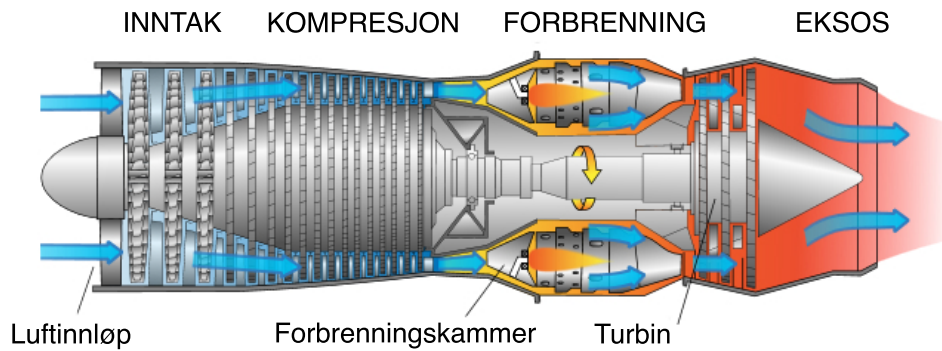
Gassturbiner opererer vanligvis i en åpen syklus, som illustrert ved figur 4.1.



Figur 4.1: Åpen Brayton-syklus.[10]

Kompressoren trekker inn frisk luft fra omgivelsene og komprimerer luften fra atmosfærisk trykk til forbrenningstrykk (1→2). Dette øker også temperaturen på luften. I forbrenningskammeret blandes den komprimerte luften seg med valgt brennstoff (drivstoff) og blir brent ved konstant trykk (2→3). Ved forbrenning utvider blandingen seg kraftig. De høytempererte avgassene utvides til atmosfærisk trykk mens de produserer kraft og får turbinen til å rotere (3→4). Avgassene forlater deretter turbinen, noe som må til for at syklusen kan betegnes som åpen. Turbinen og kompressoren er koblet på samme aksel. Dette gjør systemet selvgående ved at kompressoren kontinuerlig trekker inn og komprimerer ny luft fra omgivelsene.

I jetmotorer brukes avgassene til å skape skyvekraft. Av den grunn er det ønskelig at turbinen kun tar opp nok energi til å drive kompressoren og at mest mulig forbrenningsenergi brukes til skyvekraft. I turboakselmotorer er det derimot ønskelig at turbinen fanger opp så mye



Figur 4.2: Illustrasjon av gassturbin (modifisert fra [17]).

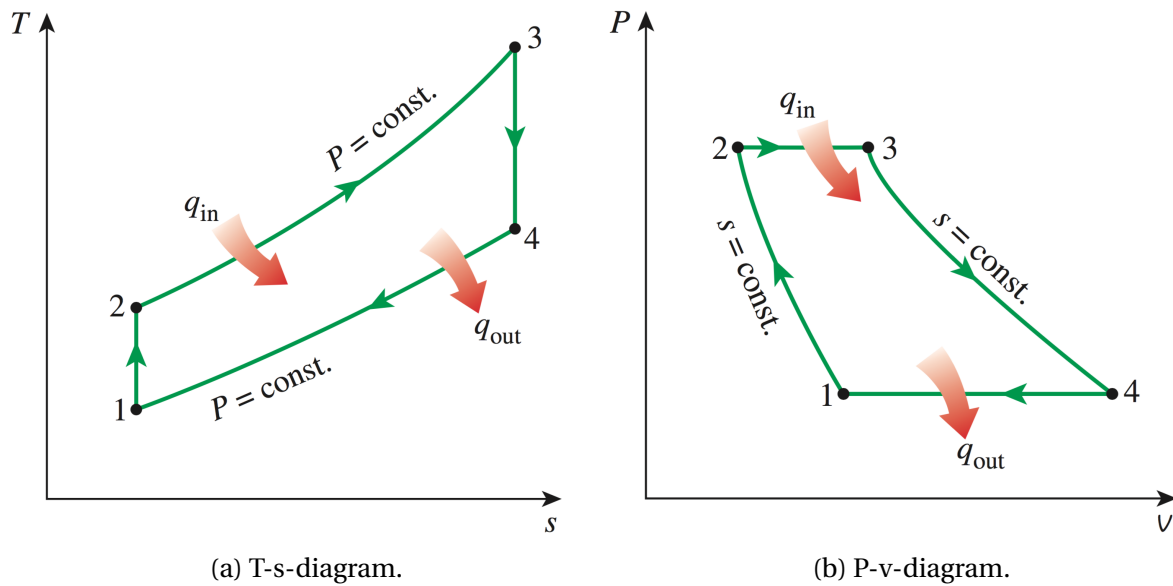
som mulig og at minst mulig forbrenningsenergi går tapt i eksosen. I slike tilfeller brukes ofte overskuddsenergien til å drive en generator som omgjør mekanisk effekt til elektrisk effekt. Det er den sistnevnte typen som er aktuell i denne oppgaven.

Brayton - Ideell gassyklus

Den åpne gassturbinesyklusen som er beskrevet ovenfor, kan også modelleres som en «lukket syklus» ved å utnytte standard luftforutsetninger. Her forblir komprimerings- og ekspansjonsprosessen de samme, mens forbrenningsprosessen erstattes med en varmetilførselsprosess under konstant trykk fra en ekstern kilde, og utblåsningsprosessen av avgassene erstattes med en varmeavvisningsprosess under konstant trykk til omgivelsene. [10] Den ideelle syklus som arbeidsmediet undergår i den lukkede sløyfen kalles Brayton-syklus, og består av fire internt reversible prosesser:

- 1 → 2 Isentropisk kompresjon (i kompressor)
- 2 → 3 Varmetilførsel ved konstant trykk
- 3 → 4 Isentropisk ekspansjon (i turbinen)
- 4 → 1 Varmeavvisning ved konstant trykk

Omtrent 60 % av den totale tilførte energien blir utblåst fra gassturbinen som varme i avgassene. Gassturbinen produserer høykvalitets avgassvarme som kan bli brukt i kombinert varme og kraft-konfigurasjoner. Omtrent 10 % forsvinner som varmetap fra gjennom materialene i gassturbinen og ca. 30 % av tilført energi går direkte til generatoren.



Figur 4.3: T-s- og P-v-diagram for ideell Brayton-syklus.[10]

4.2 Dampturbin

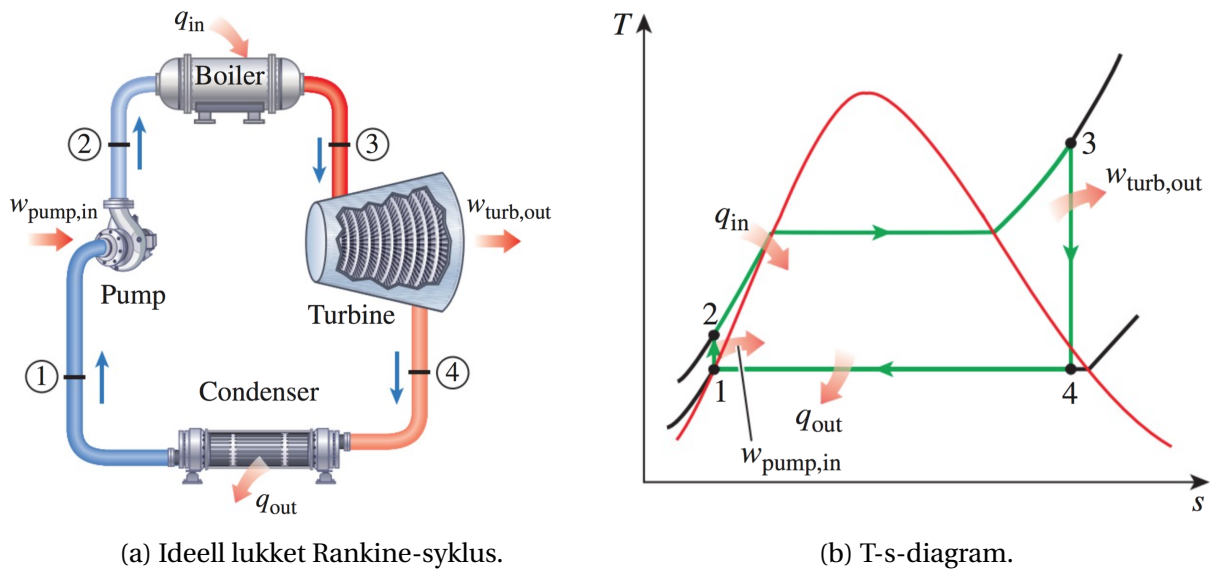
Dampturbinen omgjør termisk energi fra fluidet til mekanisk energi. I dette tilfellet består dampturbinsystemet av en varmekilde (varmeveksler) som omgjør vann til damp. Dampen går så gjennom turbinen og produserer kraft ved å rotere turbinakselen. Etter dampen har gjort sin jobb i turbinen, går den videre til en kondensator som kjøler ned og omgjør dampen til vann. Vannet blir så pumpet tilbake inn i varmeveksleren, og begynner en ny syklus.

Dampturbiner er i aller høyeste grad konfigurerbare og kan designes for å tilpasses ønskede trykk- og temperaturforhold. Systemet er også fleksibelt når det kommer til drivstoffkilde, siden det er temperatur og trykk i fluidet som går inn i dampturbinen som er av viktighet. I denne oppgaven er det spillvarme fra gassturbinen som er varmekilden.

Rankine - Ideell dampsyklus

Rankine-syklusen representerer den ideelle syklus for et dampkraftverk og inneholder ingen irreversible prosesser:

- 1 → 2 Isentropisk kompresjon (i pumpen)
- 2 → 3 Varmetilførsel i «koker» med konstant trykk
- 3 → 4 Isentropisk ekspansjon (i turbinen)
- 4 → 1 Varmedrivning i en kondensator med konstant trykk



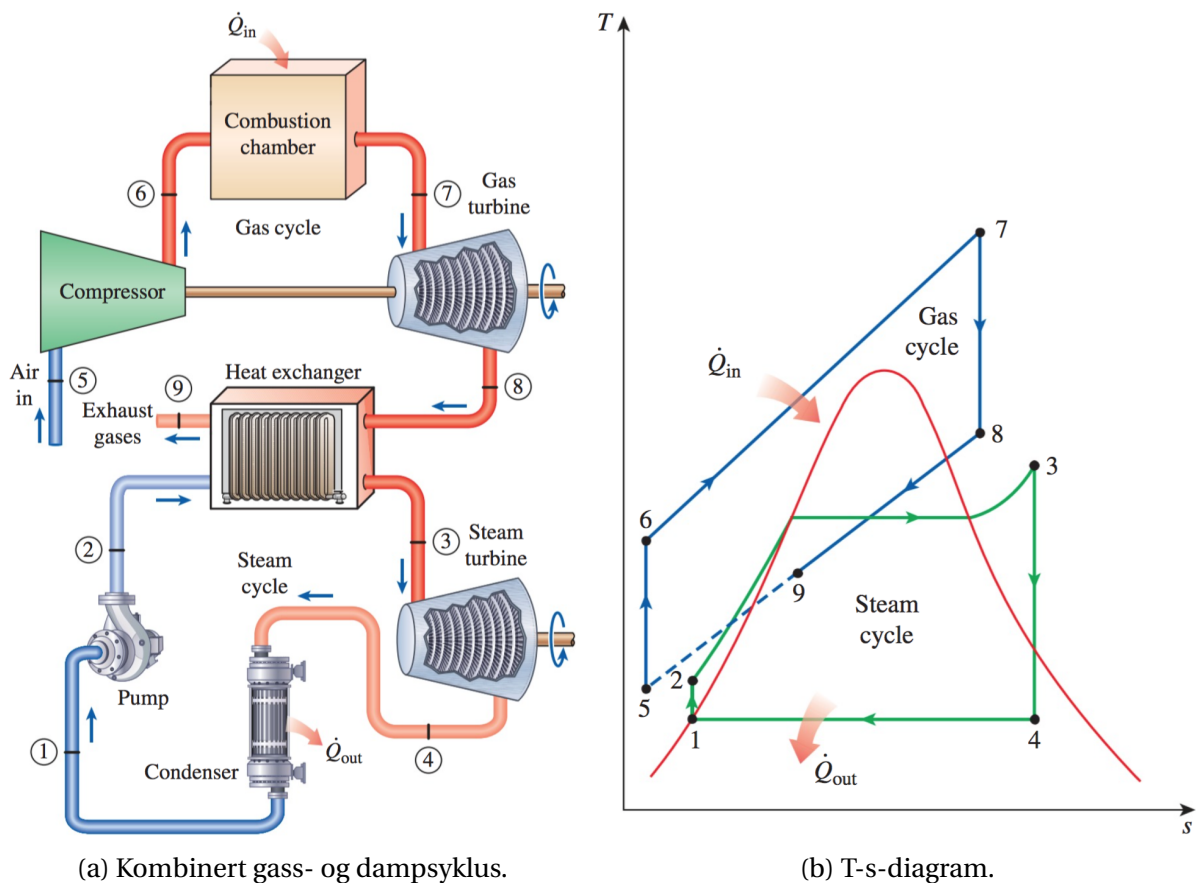
Figur 4.4: Ideell lukket Rankine-syklus og tilhørende T-s-diagram.[10]

Vannet kommer inn i pumpen i trinn 1 som mettet væske og komprimeres isentropisk til driftstrykket i «boiler», som i dette tilfellet vil være en varmeveksler. Siden vannets spesifikke volum reduseres litt, øker vanntemperaturen litt i dette trinnet, som vist i trinn 1-2. Temperaturøkningen er minimal, men er sterkt overdrevet i figur 4.4b for tydelighets skyld. Videre går vannet inn i varmeveksleren som en komprimert væske (tilstand 2) og forlater varmeveksleren som overhettet damp (tilstand 3). Varmen som tilføres varmeveksleren (q_{in}) kommer i dette tilfellet fra gassturbinens eksos. Varmeveksleren fungerer her som en slags «dampgenerator».

Den overheteede dampen (tilstand 3) kommer inn i turbinen, hvor den ekspanderes isentropisk og frembringer arbeid ved å dreie akselen som er koblet til en elektrisk generator. Temperaturen og trykket i dampen faller i løpet av denne prosessen til verdien i tilstand 4, hvor dampen går inn i kondensatoren. I dette trinnet er dampen vanligvis en mettet væske-dampblanding med høy kvalitet. Dampen kondenseres ved konstant trykk i kondensatoren. I dette tilfellet vil kondensatoren fungere på samme måte som varmevekslere, bare at varmen nå går fra dampen og ut til atmosfæren eller kjølemediet (q_{out}). Dampen forlater kondensatoren som mettet væske, går inn i pumpen og dermed fullfører syklusen.

4.3 Kombinert gass- og dampsyklus (Brayton-Rankine)

Den totale termiske virkningsgraden av et kraftverk kan økes ved å bruke en *kombinert syklus*. Den vanligste kombinasjonen er gass- og dampsyklus (Brayton-Rankine), som begge er gjennomgått separat ovenfor. Gassturbinsyklusen opererer i høytemperaturområdet og dampturbinsyklusen i lavtemperaturområdet. Damp varmes opp av de høytempererte eksosgassene som forlater gassturbinen. En slik kombinert syklus oppnår høyere termisk virkningsgrad enn gass- og dampsykluser som opererer alene.



Figur 4.5: Kombinert gass- og dampsyklus og tilhørende T-s-diagram.[10]

4.4 Kompressibel strømning

Når et fluid nærmer seg lydens hastighet blir tetthetsendringene betydelige og strømmingen kan kalles kompressibel.[10]

4.4.1 Stagnasjonstilstand

Ved beregninger av kompressibel strømming er det hensiktsmessig å kombinere entalpien og den kinetiske energien av fluidet til et begrep som kalles *stagnasjonsentalpi* (eller *total entalpi*).[10] Egenskapene til et fluid ved stagnasjonstilstand kalles stagnasjonsegenskaper og er i denne oppgaven angitt med indeks 1. Stagnasjonstemperaturen for en ideell gass med konstant spesifikk varme er gitt ved:

$$T_1 = T + \frac{V^2}{2c_p} \quad (3.2)$$

Stagneringstemperaturen representerer temperaturen en ideell gass ville oppnå dersom den bringes til hvile adiabatisk. For trykk og tetthet er forholdet mellom stagnasjonstilstand og statisk tilstand gitt ved følgende formler:

$$\frac{P_1}{P} = \left(\frac{T_1}{T}\right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1}\right)} \quad \text{og} \quad \frac{\rho_1}{\rho} = \left(\frac{T_1}{T}\right)^{\left(\frac{1}{\kappa-1}\right)} \quad (3.3 \ \& \ 3.4)$$

4.4.2 Lydhastighet og machtall

Lydhastigheten er den hastighet en uendelig liten trykkbølge beveger seg gjennom et medium, og er en viktig termodynamisk egenskap i kompressibel strømmingsteori.[10] For en ideell gass uttrykkes den som:

$$c = \sqrt{\kappa RT} \quad (3.6)$$

Machtallet er forholdet mellom den virkelige hastigheten til mediet og lydhastigheten, som vist ved formel 3.9. For machtall større enn 0,3 regnes strømmingen som kompressibel.[18]

$$M = \frac{V}{c} \quad (3.9)$$

Strømmingen kalles sonisk ved $M = 1$, subsonisk når $M < 1$ og supersonisk når $M > 1$.

4.4.3 Adiabateksponent

Ved beregninger av kompressibel strømming brukes adiabateksponenten (κ) hyppig. Adiabateksponenten representerer forholdet mellom spesifikk varmekapasitet ved henholdsvis konstant trykk og konstant volum.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.1)$$

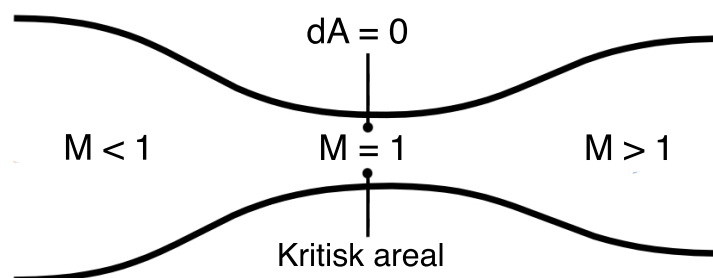
Overopphetet damp kan ganske nøyaktig representeres som en ideell gass med en κ -verdi på 1,3.[18]

4.4.4 Isentropisk strømming

Strømningen for en kompressibel og ideell gass regnes som oftest som isentropisk. Det er da kun endring i areal som påvirker hastigheten til strømmingen. Struping forekommer i den kompressible strømmingen hvis strømmingen er sonisk i det kritiske arealet. Ligning 4.2 kan utredes ved å kombinere impuls- og kontinuitetsligningen for isentropisk strømming med ligning for lydshastighet. Sammen med figur 4.6 illustrerer den en interessant effekt i kompressibel strømming.

$$\frac{dP}{dA} = \left(\frac{\kappa M^2}{1 - M^2} \right) \frac{P}{A} \quad (4.2)$$

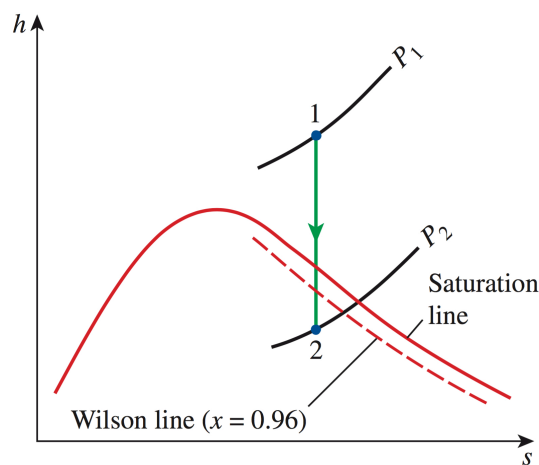
Strømningen kan kun bli supersonisk dersom den strupes. Det minste tverrsnittsarealet i en slik dyse kalles kritisk areal, og er i oppgaven angitt med indeks (*). Ligningen viser at hastigheten blir supersonisk ved økning av arealet.



Figur 4.6: Overgangen fra subsonisk til supersonisk strømming.

4.4.5 Wilson-linjen

Når dampen ekspanderer i dysen og trykket og temperaturen synker er det intuitivt å forvente at dampen vil starte å kondensere når den treffer metningslinjen. Dette er imidlertid ikke alltid tilfelle. På grunn av de høye hastighetene befinner ikke dampen seg i dysen lenge nok til å gjennomføre den nødvendige varmeoverføringen som skal til for dannelse av væske-dråper. Følgelig kan kondenseringen av dampen utsettes for en stund. Dette fenomenet er kjent som overmetning, og dampen som befinner seg i det fuktige området uten å inneholde væske kalles overmettet damp.[10]



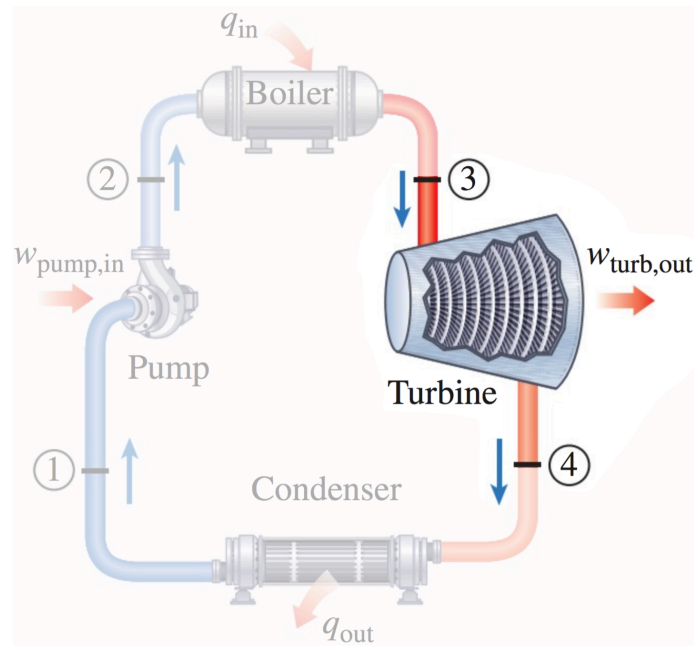
Figur 4.7: h - s -diagram for isentropisk ekspansjon av damp i en dyse.[10]

Under ekspansjonsprosessen når dampen en temperatur som er lavere enn det som normalt kreves for at kondenseringsprosessen skal begynne. Det geometriske sted for punkter hvor kondensasjon finnes sted uavhengig initierende trykk og temperatur ved dyseinngangen kalles *Wilson-linjen*. [10] Wilson-linjen tilnærmes ofte med linjen for 4 % fuktighet og er illustrert i figur 4.7. Av den grunn antas det at damp som strømmer gjennom en høyhastighetsdyse begynner kondensering når linjen for 4 % fuktighet er krysset.

Det er flere metoder for å bestemme dampkvaliteten av en tilstand. I denne oppgaven er dampkvaliteten funnet av formel 3.11.

$$x = \frac{v - v_f}{v_g - v_f} \quad (3.11)$$

5. Produktspesifisering



Figur 5.1: Hovedfokus for oppgaven.[10]

5.1 Overordnede produktkrav

Overordnede produktkrav er liten størrelse, lav vekt, høy effektivitet og demonterbarhet for vedlikehold. I tillegg er det ønskelig at konstruksjonen skal være forholdsvis enkel, slik at produksjonskostnadene minimeres.

Tabell 5.1: Overordnede produktkrav for dampturbinen.

Passer i Dolphin	✓
Total vekt ^a	≤ 6 kg
Elektrisk effekt ut, \dot{W}_{el}	7,5 - 10 kW
Driftsturtall, n	20 000 - 100 000 rpm
Demonterbar	✓
Enkelt design	✓

^aGjelder dampturbin uten generator.

Størrelse

Størrelsesmessig er det viktigste at den får plass i *Dolphin* og at det ikke er i veien for andre nødvendige komponenter.

Vekt

Vekten er vesentlig viktigere. Nødvendig effekt fra drivkilden er direkte knyttet til bilens masse. Dersom vekten blir høy, må det gjøres en helhetsvurdering på forholdet mellom tilført effekt og tilført vekt. Dette for å sikre av varmegjenvinningssystemet ikke bare er til for å flytte sin egen vekt.

Effektivitet

Effektiviteten til systemet får dermed flere betydninger. Effekt ut av systemet i forhold til effekt inn, samt effekt ut i forhold til økt effektbehov grunnet ekstra vekt.

Demonterbar

Ved å konstruere turbinhuset på en måte som gjør den enkel å demontere, legges det til rette for vedlikehold.

Enkel

Kommersielle dampturbiner består gjerne av flere trinn og er noen ganger delt inn i høytrykks- og lavtrykksdeler. Det vil i denne oppgaven legges vekt på enkelhet i design og utforming grunnet tidsbegrensninger.

5.2 Metriske grensespesifikasjoner

Valg av prinsipløsning og antall trinn vil ha mye å si for størrelsen. De metriske grensene er satt på bakgrunn av tilgjengelig plass i *Dolphin* (vedlegg 2), samt antakelser basert på lignende produkter og tidligere arbeid. Minst mulig vil i utgangspunktet være ønskelig, men også andre parametere må tas i betraktning. Små turbiner betyr gjerne høyt turtall, noe som kan by på utfordringer. Alle fysiske mål er uten generator.

Tabell 5.2: Metriske grensespesifikasjoner for dampturbin.

	Minimum	Middel	Maksimum
Høyde	120 mm	200 mm	280 mm
Bredde	120 mm	200 mm	280 mm
Lengde	80 mm	200 mm	320 mm
Vekt	1 kg	3 kg	5 kg

5.3 Metriske grovspesifiseringer

De metriske grovspesifiseringene definerer på mange måter boksen det skal jobbes inni og er satt med bakgrunn av en forenkling av eksisterende produkter. Alle fysiske mål er også her betraktet uten generator.

Tabell 5.3: Metriske grovspesifiseringer for dampturbin.

	Minimum	Maksimum
Høyde	140 mm	220 mm
Bredde	140 mm	220 mm
Lengde	80 mm	200 mm
Vekt	1 kg	4 kg

5.4 Tidlige kostandsvurderinger

Den største kostnaden ved produksjon av prototype vil ligge i utredningsarbeidet. Arbeidstimer og kostnader i forbindelse med utvikling vil gå ned per enhet ved serieproduksjon. Ved produksjon av små turbiner stilles det strenge krav til nøyaktighet på deler og sammenstillinger. Dette kan føre til relativt store produksjonskostnader i forhold til størrelse og vekt.

Green Turbine™ sine kommersielle produkter er priset til omtrent 45 000 NOK og 150 000 NOK for henholdsvis 1,5 kW og 15 kW. For å være konkurransedyktig i dette markedet, er det naturlig å anta at man bør ligge på en pris mellom 75 000 NOK og 100 000 NOK per enhet³ for en turbin på 7,5 kW - 10 kW. Samtidig viser prisene at det det koster tre ganger så mye per kW for den minste modellen sammenlignet med den største.

Tabell 5.4: Grovt kostnadsestimat for produksjon av én prototype.

Kostnad	Pris NOK
Materialer	15 000
Produksjonskostnader	60 000
Øvrige komponenter	2 000
Generator	5 000
Sum	82 000

³Alle produktpriser nevnt i den tidlige kostnadsvurderingen er eks. mva.

5.5 Rammeforutsetninger

For å ha et utgangspunkt for beregningene må det gjøres en del forutsetninger for input og output til dampturbinen (henholdsvis tilstand 3 og 4 i figur 5.1). Øvre og nedre grense for parameterene i tabell 5.5 er satt på bakgrunn av tall fra tidligere oppgaver, eksisterende løsninger (tabell 1.9) og egne energibetraktninger.

Tabell 5.5: Grenser for input og output til dampturbinen.

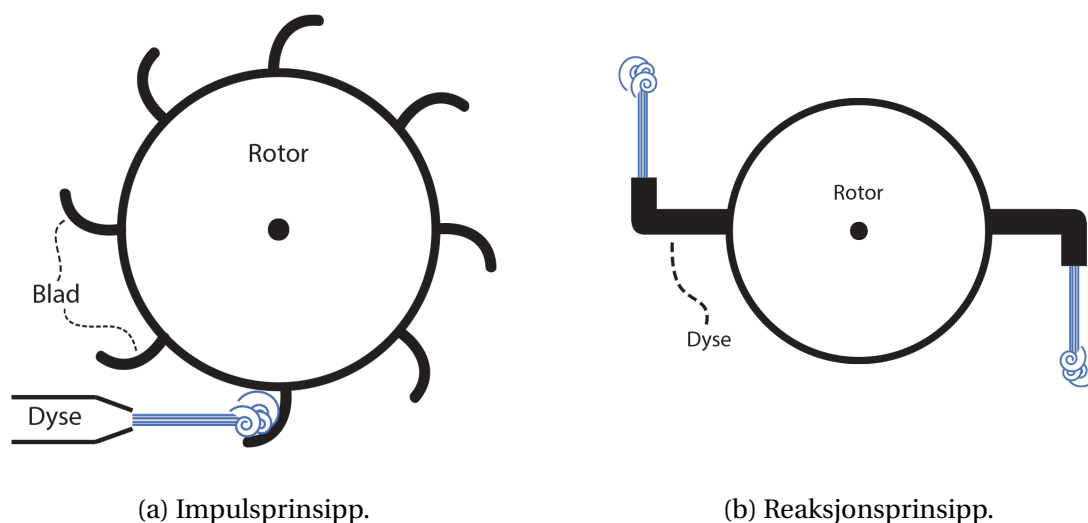
Parameter	Input		Output	
	Min.	Maks.	Min.	Maks.
Trykk (P_{inn} & P_{ut})	500 kPa abs.	800 kPa abs.	10 kPa abs.	100 kPa abs.
Temperatur (T_{inn} & T_{ut})	200 °C	450 °C	T_{sat} °C	$T_{sat} + 50$ °C
Massestrøm (\dot{m})		0,02 ± 0,01 kg/s		

6. Funksjonsanalyse og konseptvalg

I dette kapittelet vil først grunnleggende turbinprinsipper bli presentert og et prinsippvalg vil bli tatt på bakgrunn av fordeler og ulemper. Deretter vil enkle funksjonsanalyser tilhørende hovedkomponenter bli utført. Til slutt i kapittelet oppsummeres valgte løsninger.

6.1 Turbinprinsipper

En dampturbin omgjør varmeenergi i damp til nyttig arbeid. Dyser i turbinen skaper høyhastighets dampstråler ved at dampen utvides fra innløps- til utløpsstrykk. Disse strålene er rettet mot én eller flere bevegelige rader av blad som er festet til rotor. Bladene konverterer den kinetiske energien til dampen om til rotasjonsenergi på akselen. Det er to prinsipielle turbintyper. Impuls og reaksjon, som begge er forenklet illustrert i figur 6.1.



Figur 6.1: Prinsippkisse for impuls- og reaksjonsturbiner. Kommersielle turbiner ser ikke ut som disse elementære modellene, men opererer på de samme grunnleggende prinsippene.

Impulsturbinen har lite eller ingen trykkfall over de bevegelige bladene. Dampenergien overføres til rotoren utelukkende av at dampstrålen treffer de bevegelige bladene. Siden det teoretisk sett ikke er noe trykktap over de bevegelige bladene (og dermed ingen reaksjon), er toleransekravene lave. Dette gjør impulsturbinen robust og slitesterk.

I reaksjonsturbinen utvides dampen både i de stasjonære og bevegelige bladene. De bevegelige bladene er utformet for både å utnytte dampståleenergi i tillegg til å virke som dyser

selv. Siden bladene er bevegelige frembringes det en reaksjonskraft av trykkfallet over dem. Denne kraften, kombinert med dampstrålens kraft fra de stasjonære bladene, forårsaker ro-
tasjon. Selv om prinsippet omtales som *reaksjonsprinsippet*, spiller altså impulsprinsippet også her en viktig rolle. Dette i motsetning til impulsprinsippet som har tilnærmet null re-
aksjonspåvirkning. For en effektiv operasjon av en reaksjonsturbin må lekkasjen rundt de
bevegelige bladene være minimale, og toleransekravene er derfor strenge.

Dampturbinens effektivitet har i løpet av de siste ti årene fortsatt å øke i takt med framskritt
innen produksjonsmetoder, materialteknologi og avanserte dataanalyseprogram. Moderne
dampturbiner er ofte sammensatt flere trinn med kombinasjoner av både impuls- og reak-
sjonstrinn. Dette for ytterligere å forbedre turbinene effektivitet.

Grunnet oppgavens overordnede mål om å utvikle en enkel turbin, vil hovedsakelig rene
impuls- og reaksjonsturbiner bli evaluert. Generelle forskjeller mellom de nevnte turbinpri-
sippene er oppsummert i tabell 6.1. I tillegg til de rene versjonene er en kombinert løsning
også vurdert i seleksjonsmatrisen. Denne vil naturligvis være mer komplisert og innebærer
at dampekspansjonen minimum skjer over to trinn.

Tabell 6.1: Generelle forskjeller mellom impuls- og reaksjonsturbiner.

Impuls	Reaksjon
Dampen ekspanderes i dysen(e) og trykket endres ikke over bladene.	Dampen ekspanderes kontinuerlig når den passerer bladene og dermed faller trykket gradvis.
Bladene er av profiltype.	Bladene er av aerofoil-type.
Utviklet effekt er forholdsvis mindre.	Utviklet effekt er forholdsvis mer.
Vanligvis symmetriske blader.	Usymmetriske blader.
Antall trinn nødvendig for en gitt effekt er mindre.	Antall trinn nødvendig for en gitt effekt er fler.
Lavere virkningsgrad.	Høyere virkningsgrad.
Strømningshastigheten er høyere.	Strømningshastigheten er lavere.
Egnet ved små effektbehov.	Egnet ved medium til store effektbehov.
Trykket på dampen som strømmer over be- vegelige blader forblir konstant.	Trykket på dampen som strømmer over be- vegelige blader reduseres.
Produksjon av bladene er enkel og derfor ri- melig.	Produksjon av bladene er komplisert og derfor dyrere.
Krever mindre vedlikehold.	Krever mer vedlikehold.

På bakgrunn av forskjellene oppsummert i tabell 6.1 er det utarbeidet vektete seleksjonskri-
terier. Kriteriene er basert på de overordnede produktkravene (kapittel 5.1).

Tabell 6.2: Seleksjonskriterier for valg av turbinprinsipp.

Kriterier	Forklaring	Vekting
Vekt	Vekten for alle komponenter tilknyttet <i>Dolphin</i> -konseptet er essensielle, og i en dampturbin vil den blant annet være avhengig av antall trinn, materialvalg og utforming.	× 2
Effektivitet	Typisk virkningsgrad for denne type turbiner.	× 3
Kostnader	Kostnader tilknyttet utvikling og produksjon. Henger sammen med kompleksitet og produksjon.	× 2
Kompleksitet	Antall deler, beregning og utforming av produktet. Enkelhet og få deler er å foretrekke.	× 2
Produksjon	Enkelhet ved produksjon, samt krav til utstyr og kompetanse.	× 2
Vedlikehold	Vedlikeholdsbehov og slitasje.	× 1

Tabell 6.3: Seleksjonsmatrise for valg av turbinprinsipp.

	Vekt	Effektivitet	Kostnader	Kompleksitet	Produksjon	Vedlikehold	Totalt
Impulsturbin	2 · 2	3 · 2	2 · 3	2 · 3	2 · 3	1 · 2	30
Reaksjonsturbin	2 · 1	3 · 3	2 · 1	2 · 2	2 · 2	1 · 1	22
Kombinert impuls- og reaksjonsturbin	2 · 1	3 · 3	2 · 1	2 · 1	2 · 1	1 · 1	18

Valgt løsning:

Impulsturbin

Trinnutforming og antall trinn

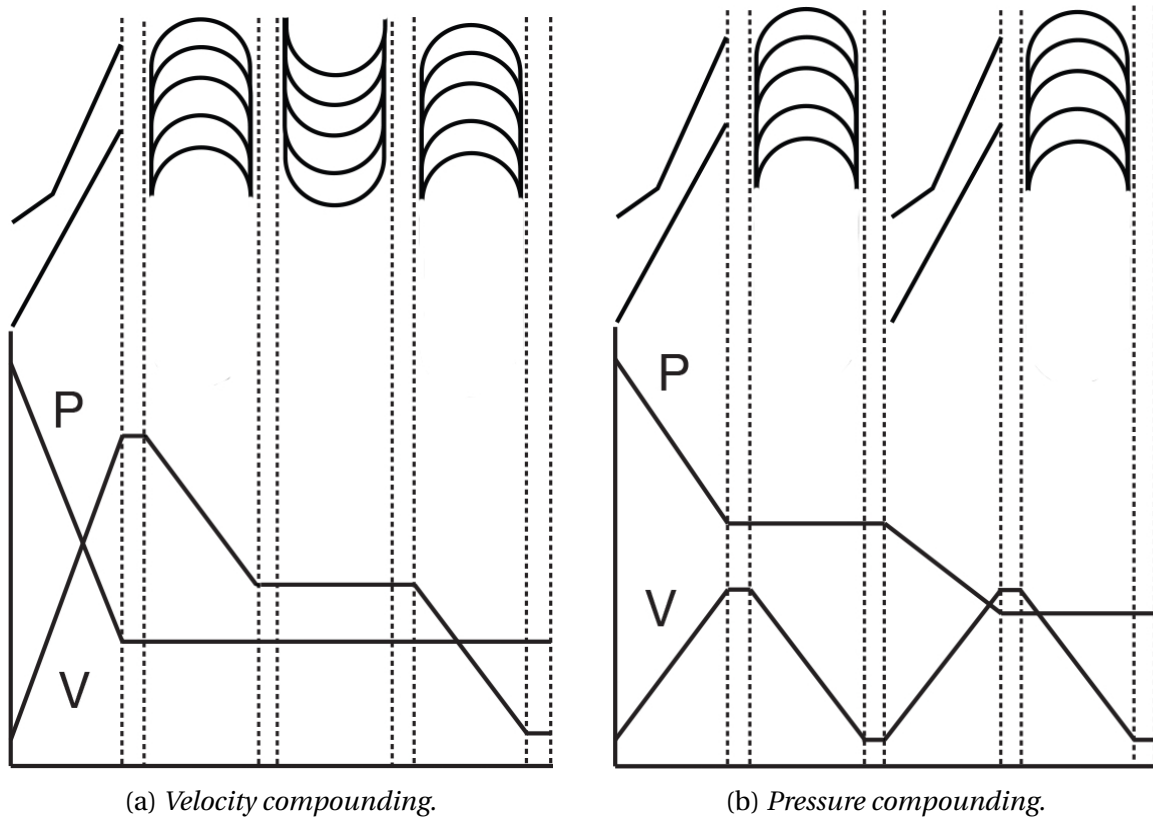
En impulsturbin kan bestå av ett enkelt trinn eller flere sammensatte trinn. Sammensetting av trinn kan hovedsakelig gjøres på to måter.

Den ene måten (*velocity compounding*) går ut på å bruke restene av den kinetiske energien fra det første trinnet i trinn nummer to. Dette gjøres ved at en stator med motsatt rettede blader leder dampstrålen over i neste trinn. Denne metoden er illustrert ved figur 6.2a.

Den andre måten (*pressure compounding*) går ut på at statoren har blader utformet som dyser og dermed øker hastigheten på jet-strømmen mellom trinnene. Ved bruk av denne metoden faller trykket gradvis over hvert trinn. Metoden er illustrert ved 6.2b.

Begge metodene er brukt for å redusere akselhastigheten, som i en ettrinns impulsturbin

kan bli veldig høy.[18] Det er også mulig å kombinere disse metodene. Siden dette fører til en kompleksitet som overgår de overordnede produktkravene vil ikke dette bli vurdert i denne oppgaven.



Figur 6.2: Illustrasjon av trykk- og hastighetsutviklingen over trinnene ved bruk av de to ulike metodene for trinnsammensetting i en impulsturbin.

Ved utvikling av en ettrinns impulsturbin vil mest mulig av energien i dampen omgjøres til kinetisk energi i dysen. Den kinetiske energien som forlater bladene i dette trinnet, kan videre vurderes for bruk i ett eller flere ekstra trinn basert på *velocity compound*-prinsippet. Ved utvikling av en flertrinns turbin etter *pressure compound*-prinsippet, låser man seg til det alternativet, siden dysene og statorene må tilpasses det trinnvise trykkfallet.

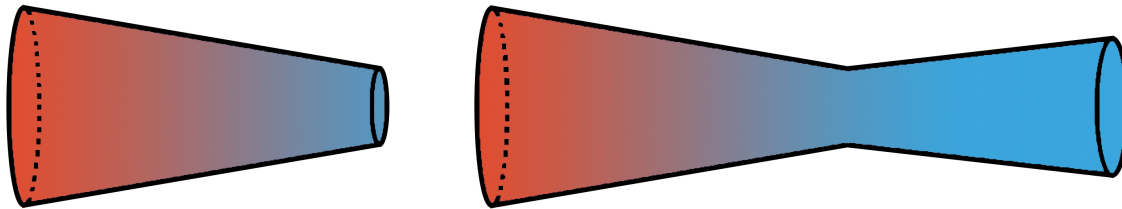
Valget faller derfor på en ettrinns løsning i første omgang. Deretter kan potensialet til den resterende kinetiske energien som forlater bladene vurderes for videre bruk.

Valgt løsning:

Ett trinn

6.2 Dyseutforming

Funksjonen til en dyse i en impulsturbin er å øke hastigheten på dampstrømmen for å skape en størst mulig impuls kraft på rotorbladene. Ved valg av dyseutforming står det hovedsakelig mellom to typer. Den konvergerende og den konvergerende-divergerende, illustrert ved henholdsvis figur 6.3a og 6.3b. En konvergerende dyse kan maksimalt oppnå en utløpshastighet som er lik lydens hastighet. En konvergerende-divergerende dyse kan derimot levere utløpshastigheter langt utover lydens hastighet. Med et kjapt overslag av ønsket effekt ut, antatt massestrøm og metriske grensespesifikasjoner, konkluderes det med at hastigheter over lydens hastighet er nødvendig i dette tilfellet. Valget ender dermed på den konvergerende-divergerende dysen.



(a) Konvergerende dyse.

(b) Konvergerende-divergerende dyse.

Figur 6.3: Konvergerende og konvergerende-divergerende dyse. Fargene symboliserer fall i temperatur og trykk og følgelig økende strømningshastighet.

Valgt løsning:

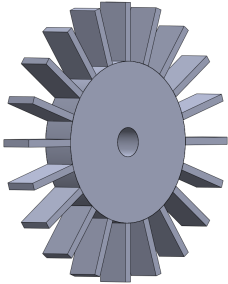
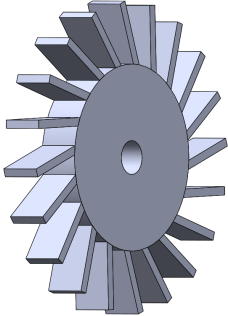
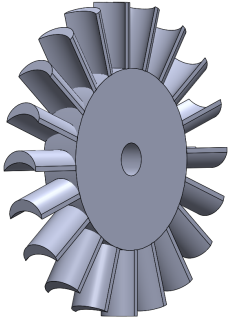
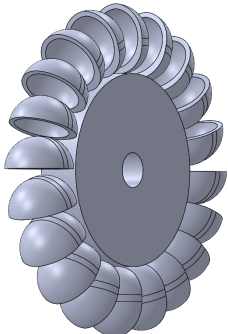
Konvergerende-divergerende dyse

6.3 Bladutforming

Bladenes funksjon i en impulsturbin å fange opp mest mulig av den kinetiske energien som kommer ut fra dysen(e). Hvor mye bladene klarer å fange opp avhenger blant annet av den relative strømningshastigheten ut fra dysen i forhold til bladhastigheten, massestrømmen og innløpsvinkelen på dampstrålen. De evaluerte alternativene vil kreve ulike omgivelser.

I tabell 6.4 vises illustrasjoner av de evaluerte bladutformingene med beskrivelse og karakteristikker. Ved valg av bladutforming vil effektivitet og enkelhet være viktige kriterier.

Tabell 6.4: Funksjonsalternativer for bladutforming.

Illustrasjon	Beskrivelse	Karakteristikk
	<i>Flate blader.</i> Denne har tangentiell innstrømning, er svært enkel og tilsvarende lite effektiv.	<ul style="list-style-type: none"> ⊕ Enkel å produsere. ⊕ Enkel å utføre beregninger med. ⊖ Lite effektiv.
	<i>Flate skråstilte blader.</i> Samme som ovenfor, men vinkel på bladene med helning mot fluidstrømmen. Tangentiell innstrømning også her.	<ul style="list-style-type: none"> ⊕ Enkel å produsere. ⊕ Enkel å utføre beregninger med. ⊖ Lite effektiv.
	<i>Kurvede blader.</i> Denne har en blanding mellom tangentiell og aksial innstrømning. Mye brukt både alene og i turbiner med flere trinn.	<ul style="list-style-type: none"> ⊕ Effektiv. ⊕ Mye brukt. ⊕ En del tilgjengelig teori. ⊕ Velegnet for flere trinn. ⊖ Vanskeligere å produsere. ⊖ Dyrere.
	<i>Skålformede blader.</i> Tangentiell innstrømning. Mye brukt med vann som fluid, men da gjerne med dobbelskål (<i>Pelton-turbin</i>).	<ul style="list-style-type: none"> ⊕ Effektiv. ⊕ Mye litteratur og teori tilgjengelig. ⊖ Passer best ved bruk av vann. ⊖ Utfordrende produksjon.

Valgt løsning:

Kurvede blader

6.4 Øvrige komponenter

Her er funksjonen til komponentene som ikke er prioritert i like stor grad utredet. Det er også forklart i hvilken grad oppgavens begrensninger påvirker de forskjellige komponentene. I noen tilfeller er det lagt føringer for valg og løsninger.

6.4.1 Rotordisk

Rotordisken er festet til akselen og er selve bindeleddet mellom aksel og rotorblad. Disse komponentene kan produseres som separate deler eller sammen. Rotorens vekt og utforming er spesielt viktig ved akselerasjon og retardasjon av rotoren.

Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativer som knytter seg til utforming av rotordisken ikke er prioritert, og er kun konseptualisert ved 3D-modellering.

6.4.2 Aksel

Aksel med tilhørende rotor er opplagret inne i turbinhuset og vil stikke ut på den ene siden. På siden som stikker ut av turbinhus vil akselen ha en tilpasset endetapp for direkte tilkobling av generator. Den viktigste funksjonen til akselen er å omgjøre den kinetiske energien som blir fanget opp i rotorbladene til mekanisk effekt i form av rotasjon.

Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativer som knytter seg til beregning og utforming av aksel ikke er prioritert. Akselen er kun konseptualisert ved 3D-modellering.

6.4.3 Opplagring

For at akselen skal rotere jevnt og med minst mulig friksjonstap, er opplagringen av den viktig. Opplagringen spiller også en rolle i forbindelse med å holde turbinhuset tett.

Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativer som knytter seg til valg av opplagring ikke er prioritert. Lagerene er kun konseptualisert ved 3D-modellering.

6.4.4 Turbinhus

Turbinhusets funksjon i en impulsturbin er hovedsakelig å holde roterende og stasjonære elementer på plass og lede massestrømmen videre i kretsløpet. Huset fungerer også som en sikkerhet for omgivelsene med tanke på de dynamiske forholdene under drift. Det er i utgangspunktet ikke viktig at huset er tett. I noen tilfeller er det ønskelig å ha vakuum i huset for å øke virkningsgraden. I slike tilfeller må huset være tett. Grunnet begrenset vann i kjøretøyet vil det uansett måtte være tett i dette tilfellet.

Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativer som knytter seg til utforming av turbinhus ikke er prioritert. Turbinhuset er kun konseptualisert i 3D.

6.4.5 Generator

Generatorens funksjon er å omforme mekanisk effekt fra akselen til elektrisk effekt. Det er ikke tatt spesielle hensyn til generatortype i utviklingsprosessen, utover turtallsrestriksjonene som er nevnt i produktspesifiseringen. Generatoren skal kobles direkte til akselen. Plassering av generatoren vil være motsatt side av dampinnløpet.

Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativer som knytter seg til valg av generator ikke er prioritert. Generatoren er kun konseptualisert ved 3D-modellering.

6.5 Konseptvalg

Konseptvalget er et resultat av funksjonsvalgene som er gjort i underkapitlene ovenfor.

Ettrinns impulsturbin med konvergerende-divergerende dyse og kurvede blader.

Konseptvalget er en ettrinns impulsturbin som drives av overopphetet damp generert av spillvarme fra en mikrogassturbin. Dampen føres inn i dysen, som omgjør varmeenergien til kinetisk energi i form av supersonisk hastighet. Dampstrålen treffer de kurvede bladene og gjør at rotoren som er tilkoblet akselen roterer. Akselen er direkte koblet til en generator på ene siden, som konverterer den mekaniske effekten til elektrisk effekt.

7. Dimensjonering og analyse

I dette kapitlet er fremgangsmåte, rammebetingelser og grunnlag for beregningene og dimensjonering av dampturbinen gjennomgått og kommentert.

7.1 Fremgangsmåte

Tilgjengelig energistrøm fra varmeveksler blir først beregnet med bakgrunn i data fra tidligere oppgaver og egne antakelser (figur 7.1).

Ved dimensjonering av en impulsturbin er impuls kraften og arbeidet den gjør på rotorbladene essensielle. Impuls kraften er avhengig av strømningshastigheten og massestrømmen ut av dysene, samt dysevinkel og utforming av rotorbladene.

For å finne strømningshastigheten og massestrømmen ut av dysene blir et regneark for en konvergerende-divergerende dyse utarbeidet. 24 forskjellige trykk- og temperaturostilstander (tabell 7.1) blir brukt som input for hver av de evaluerte rotorstørrelsene.

Strømningshastigheten og massestrømmen for de ulike iterasjonene blir deretter brukt som input til et nytt regneark utarbeidet for å finne spesifikt arbeid utført på bladene, og deretter levert effekt. Input som har stor påvirkning i denne utregningen er dysevinkel, rotorstørrelse og turtall. Dysevinkelen blir fastsatt for alle utregninger, mens 3 ulike rotorstørrelser vil bli analysert. Turtall blir tilpasset for hver iterasjon for å oppnå maksimal effekt. Optimalt forhold mellom innløpshastighet, rotorstørrelse og turtall forklares nærmere i kapittel 7.4.

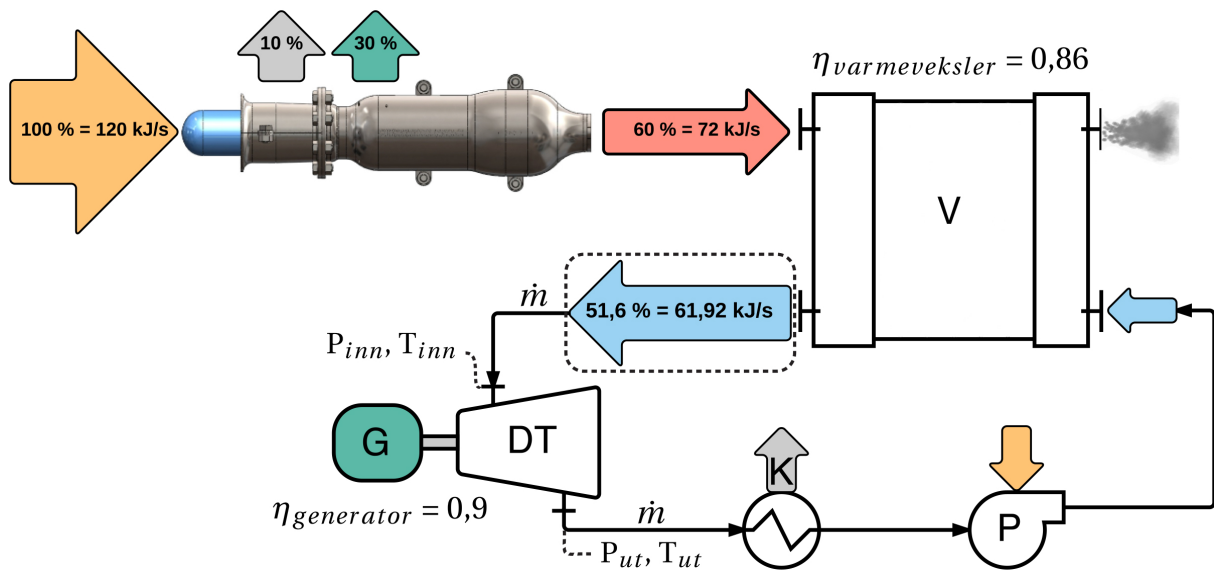
Resultatene fra regnearkene blir plottet i grafer for lettere å se sammenhengen mellom input og viktige utvalgte parametere. Minimum og maksimum ønsket effekt ut blir fastsatt i produktspesifiseringen. Av grafene kan da hvilket område som gjelder for turtall, innløpstemperatur, utløpshastighet og massestrøm fra dyse finnes.

Resultatet av analysen gir flere muligheter i forhold til størrelse og turtall med omtrentlig samme elektriske effekt ut. Ett alternativ blir valgt for å 3D-modellere en konseptualisert utgave av turbinen. Bakgrunn for valg vil bli gjort rede for i kapittel 7.2.3. Nøkkeltall til konstruksjon av 3D-modell hentes ut fra regnearbeidet.

7.2 Grunnlag for beregninger

Her utredes grunnlaget for beregningene av energitilstrømmingen og viktigheten av ulike parametere i utregningene, samt gjennomgang av iterasjoner, regneark og valgt løsning.

7.2.1 Energitilstrømning



Figur 7.1: Visualisert energistrøm fra gassturbin, via varmeveksler til dampturbin (varmeveksler (V), dampturbin (DT), generator (G) kondensator (K) og pumpe (P)).

Siden temperatur-, trykk- og massestrømsverdier for inn- og utløp av dampturbinen ikke er fastsatt, må disse bestemmes. Dette er gjort ved først å se på energiregnestykket for både den utviklede mikrogassturbinen og det konseptualiserte systemet for varmegjenvinning. Av figur 7.1 vises antatt tilgjengelig energistrøm fra mikrogassturbinen, via varmeveksler og inn i dampturbin. Total energitilførsel (120 kJ/s) og prosentandel spillvarmeenergi (60 %) er hentet fra tidligere arbeid [8, 9], mens virkiningsgrad for varmeveksler er antatt å være $\eta_{varmeveksler} = 0,86$. Dette gir følgende utgangspunkt:

$$\dot{E} = 120 \text{ kJ/s} \cdot 0,6 \cdot 0,86 = \mathbf{61,92} \quad (\text{kJ/s}) \quad (7.1)$$

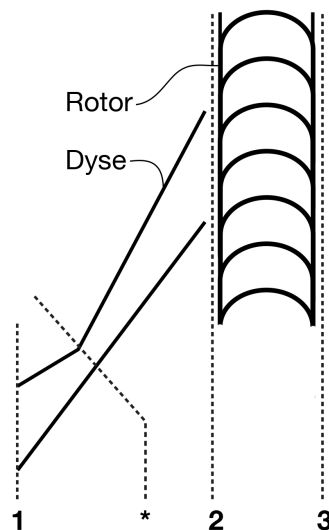
For alle iterasjoner utført i denne oppgaven representerer dette den samlede energitilstrømmingen inn i dampturbinen. Det vil si at for hver spesifikk entalpi (h) gitt av T_{inn} og P_{inn} , er

en tilpasset massestrøm (\dot{m}) benyttet.

$$\left. \begin{array}{l} T_{inn} \\ P_{inn} \end{array} \right\} h \cdot \dot{m} = \mathbf{61,92} \quad (\text{kJ/s})$$

7.2.2 Viktige parametere

T_{inn} og P_{inn} gir verdier for h_{inn} og dermed \dot{m} som går inn i dysen. Fra utregningene i den konvergerende-divergerende dysen finnes V_2 , som videre brukes sammen med \dot{m} for beregning av arbeid på rotorbladene. I tillegg til de to nevnte, er dysevinkelen (α_2) og blad-hastigheten (\mathbf{U}) viktige i forhold til arbeid på rotorbladene. Bladhastigheten er avhengig av den gitte rotor-radien (r_{rotor}) og tilpasset turtall (\mathbf{n}) for optimal ytelse.



Figur 7.2: Notasjoner for innløp dyse (stagnasjonsstilstand), utløp dyse/innløp rotor og utløpt rotor. Merk at notasjonen *inn* også gjelder for dyseinnløp, men at denne nødvendigvis ikke er lik stagnasjonsverdien.

Antakelser og fastsatte parametere er kommentert underveis i utregningen.

7.2.3 Iterasjoner, regneark og valgt alternativ

Tre ulike rotorstørrelser er evaluert på bakgrunn av de metriske grovspefiseringene (kapittel 5.3). For hver størrelse er seks ulike innløpstemperaturer (T_{inn}) for fire ulike innløpstrykk (P_{inn}) brukt som input i regnearkene. Innløpsverdiene kommer frem av tabell 7.1.

Som nevnt tidligere har alle iterasjoner en energitilstrømning inn i dampturbinen på 61,92 kJ/s. I tillegg til dette er alle mach-tall ved dyseutløp tilpasset slik at dampen som kommer ut av dysen er overopphetet eller mettet.

Tabell 7.1: Verdier brukt i analyse. Gul verdi er benyttet i beregningene i kapittel 7.3 & 7.4.

$r_{rotor} = 65 \text{ mm}$						
P_{inn}	T_{inn}					
500 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
600 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
700 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
800 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C

$r_{rotor} = 75 \text{ mm}$						
P_{inn}	T_{inn}					
500 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
600 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
700 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
800 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C

$r_{rotor} = 85 \text{ mm}$						
P_{inn}	T_{inn}					
500 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
600 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
700 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C
800 kPa	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C

Det er utarbeidet to typer regneark. Én for den konvergerende-divergerende dysen og én for rotoren. Beregninger er først utført for dysen og deretter brukes resultater fra dysen som input til rotorberegningene. Utformingen av regnearkene kommer frem av vedlegg 3 og 5, for henholdsvis dyse og rotor.

I produktspesifiseringen ble det satt et overordnet produktkrav om en elektrisk effekt ut (\dot{W}_{el}) på mellom 7,5 - 10 kW. Med mange variabler og mulige løsninger, må noen dimensjonerende parameter settes. Av tabell 7.2 vises grenseverdiene for viktige parametere med hensyn på nevnte elektrisk effekt ut. Minimalverdiene representerer 7,5 kW og maksimalverdiene representerer 10 kW.

Tabell 7.2: Grenseverdier for $7,5 \text{ kW} \leq \dot{W}_{el} \leq 10 \text{ kW}$ ved de evaluerte størrelsene.

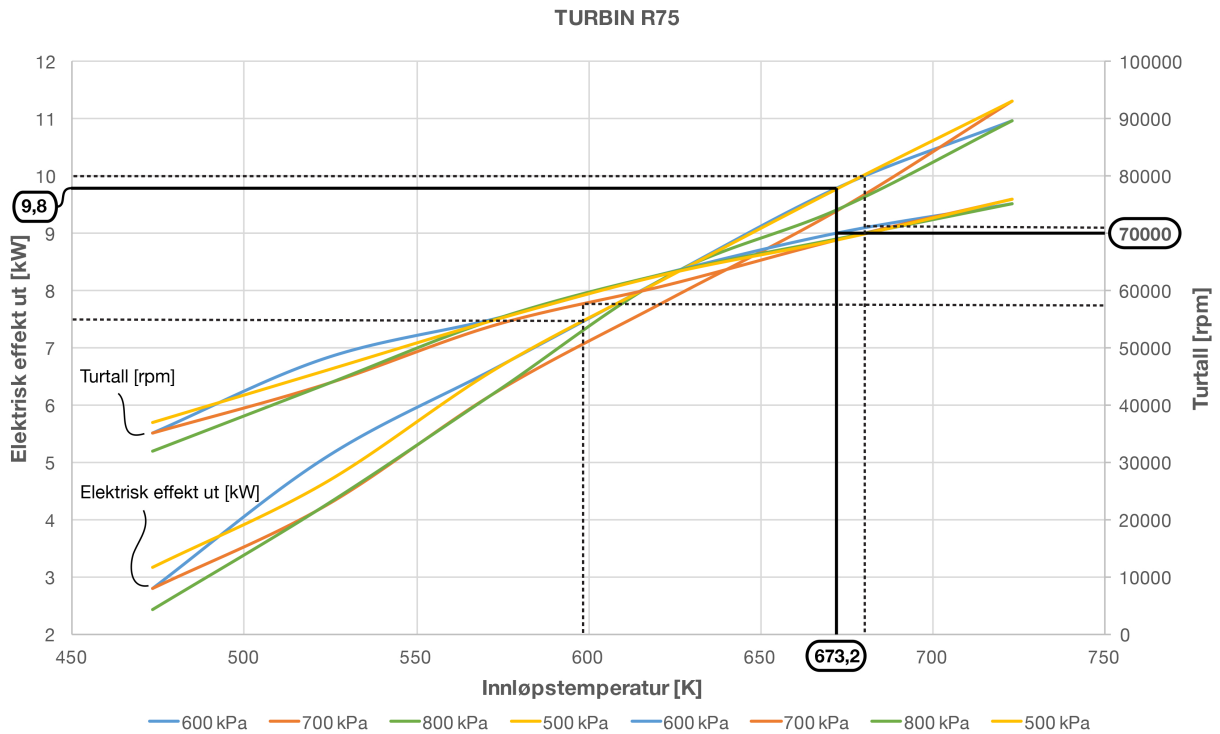
	$r_{rotor} = 65 \text{ mm}$		$r_{rotor} = 75 \text{ mm}$		$r_{rotor} = 85 \text{ mm}$	
	Min.	Maks.	Min.	Maks.	Min.	Maks.
Temp. (T_{inn})	595 K	690 K	600 K	690 K	600 K	690 K
Turtall (n)	66 000 rpm	82 000 rpm	58 000 rpm	72 000 rpm	52 000 rpm	63 000 rpm
Følgende gjelder alle verdiene av r_{rotor}						
	Min.			Maks.		
Hastighet (V_2)	960 m/s			1200 m/s		
Massestrøm (\dot{m})	0,0187 kg/s			0,0200 kg/s		

Etter en grundig analyse av regneark og utarbeidede grafer, endte valget av dimensjonerende faktorer på elektrisk effekt ut, rotorstørrelse og innløpstrykk. Elektrisk effekt (\dot{W}_{el}) ble satt til 9,8 kW, rotorstørrelse (r_{rotor}) til 75 mm og innløpstrykk (P_{inn}) til 600 kPa.

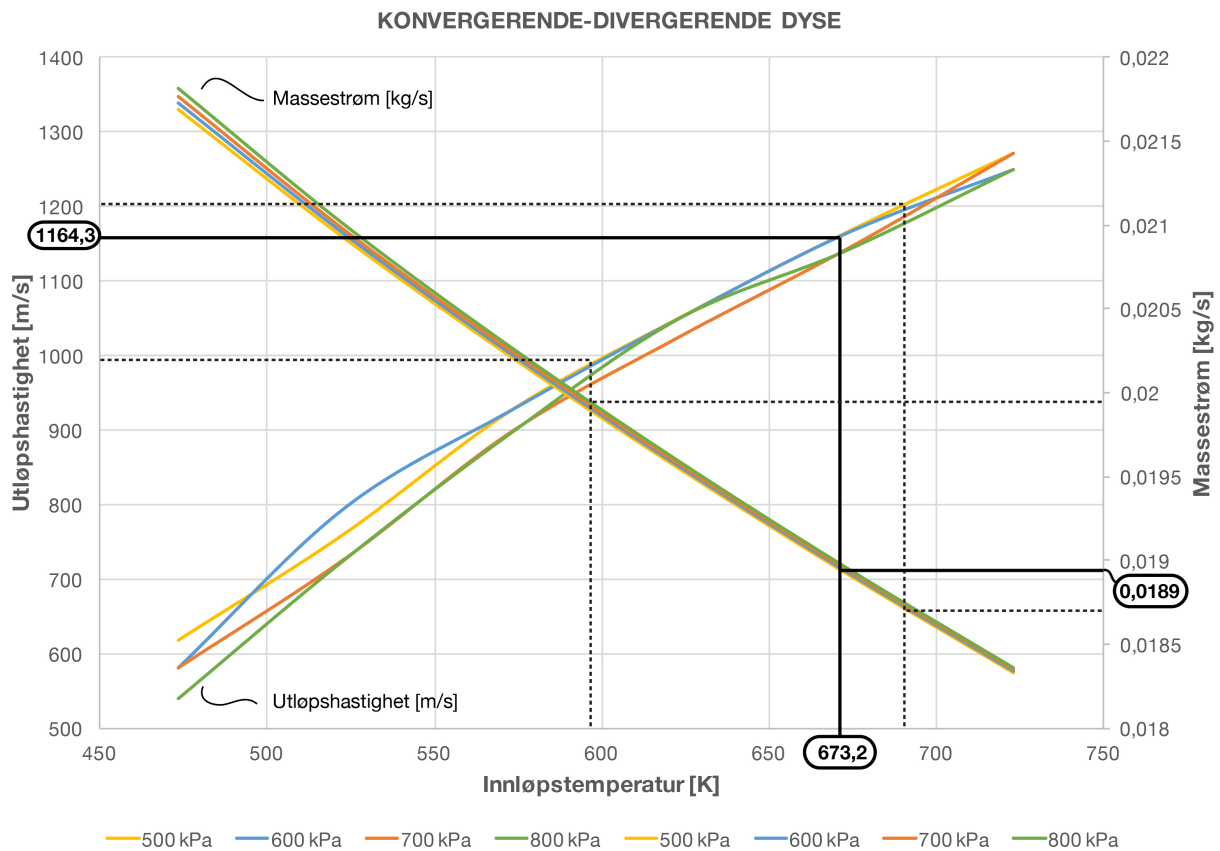
Bakgrunnen for effektvalget er en antakelse om at det vil være vanskelig å komme opp i mer enn 400 °C for den overopphetede dampen. Ved størrelsesvalget spiller turtallet en viktig rolle. Av figur 7.3 ser man at man vil få et driftsturtall på 70 000 rpm med de nevnte valgene, noe som ikke er så langt unna driftsturtallet til mikrogassturbinen (78 000 rpm) utredet i kapittel 1.5.2. Tallene fra analysen viser at innløpstrykket (P_{inn}) til dysen har relativt lite å si for utløpshastigheten, illustrert ved figur 7.4. Innløpstemperaturen (T_{inn}) er derimot essensiell. Selv om trykket har lite å si for utløpshastigheten, vil den ha stor påvirkning for systemet sett under ett.

Det spesifikke volumet av damp avtar med økt trykk, og dermed øker mengden av varmeenergi som transporteres av samme volum. Med høyere trykk kan altså mer energi overføres i systemet. Baksiden er at alle komponenter hvor det høye trykket virker må dimensjoneres deretter. Dette medfører enten bruk av mer materiale i form av tykkere vegger, eller sterkere materialer. I begge tilfeller vil det påvirke vekten og/eller kostnadene. Pumpen i systemet vil også måtte bruke mer effekt for å skape det høye trykket. I tillegg til de nevnte punktene, er referanseproduktene fra Green Turbine™ (kapittel 1.6.2) tatt i betraktning ved trykkvalg. Med $\dot{W}_{el} = 9,8 \text{ kW}$ og $P_{inn} = 600 \text{ kPa}$ trengs det en innløpstemperatur $T_{inn} = 673,2 \text{ K}$, illustrert ved figur 7.3.

En total gjennomgang av beregningene følger i kapittel 7.3 og 7.4.



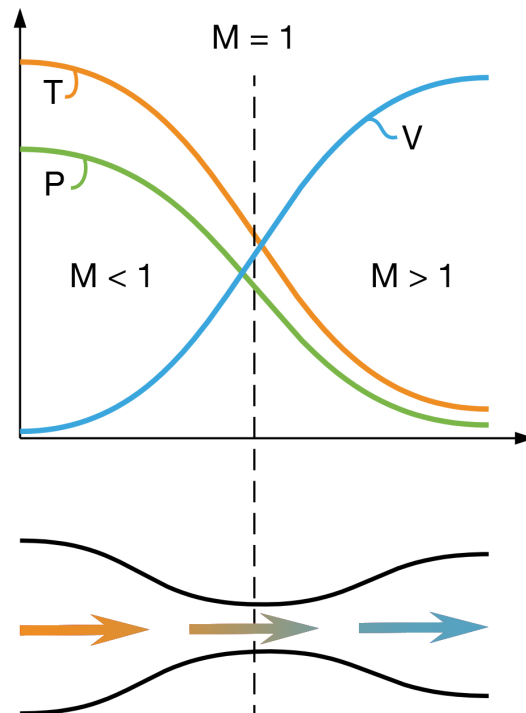
Figur 7.3: Graf for $r_{rotor} = 75$ mm. De helstrukne linjene viser valgt løsning, mens de stiplede linjene representerer grensene for overordnede produktkrav på \dot{W}_{el} mellom 7,5 - 10 kW.



Figur 7.4: Temperaturverdi fra figur 7.3 gir her verdier for utløpshastighet og massestrøm. De stiplede linjene representerer også her grensene for overordnede produktkrav.

7.3 Beregninger for konvergerende-divergerende dyse

Ved beregning av kompressibel strømming, er det nyttig å ta utgangspunkt i verdier fra stagnasjonstilstanden.[10] Stagnasjonstilstanden er her indikert med notasjon 1. Den overopphetede dampen anses som ideell gass og har dermed konstante verdier for gasskonstant (R) og spesifikke varmekapasiteter (c_p og c_v). I analysen er det antatt en endimensjonal, jevn og isentropisk strømming.



Figur 7.5: Illustrasjon av utviklingen til trykk, temperatur og strømningshastighet i en konvergerende-divergerende dyse. Den stiplede linjen angir strupepunktet i dysen hvor hastigheten er lik lydens hastighet.

Tabell 7.3: Antakelser og input til beregning.

Temperatur inn	$T_{inn} = 673,2 \text{ K}$
Trykk inn	$P_{inn} = 600 \text{ kPa}$
Hastighet inn	$V_{inn} \approx 0 \text{ m/s}$
Gasskonstant for damp	$R = 0,4615 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Adiabateksponent (c_p/c_v) for overopphetet damp[18]	$\kappa = 1,3$

Beregningsformler er hentet fra boka *Principles of Turbomachinery*. [18]

Den spesifikke entalpien tas ut fra damptabell[19] med hensyn på T_{inn} og P_{inn} .

$$h_{inn} = 3270,2 \text{ kJ/kg}$$

Tettheten av den overopphetede dampen finnes deretter av formel 3.1.

$$\rho_{inn} = \frac{P_{inn}}{RT_{inn}} = \frac{600 \text{ kPa}}{0,4615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot 673,2 \text{ K}} = 1,931 \text{ kg/m}^3$$

Den initierende hastigheten på dampen er svært lav i forhold til utløphastigheten og blir neglisjert i beregningene. Med $V_{inn} \approx V_1 \approx 0$ blir alle innløpsverdier lik stagnasjonsverdiene. Dette kommer frem ved først å bruke formel 3.2 til å finne forholdet mellom stagnasjonstilstand og innløpstilstand.

$$T_1 = T_{inn} + \frac{V_1^2}{2c_p} = T_{inn} \rightarrow \frac{T_1}{T_{inn}} = 1 \quad (7.2)$$

Temperaturforholdet fra beregning 7.2 puttes deretter inn i formel 3.3 og 3.4, og verdien for V_1 inn i formel 3.5.

$$P_1 = P_{inn} \left(\frac{T_1}{T_{inn}} \right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right)} = P_{inn}, \quad \rho_1 = \rho_{inn} \left(\frac{T_1}{T_{inn}} \right)^{\left(\frac{1}{\kappa-1} \right)} = \rho_{inn} \quad \text{og} \quad h_1 = h_{inn} \frac{V_1^2}{2} = h_{inn}$$

Vi har dermed at $T_1 = T_{inn}$, $P_1 = P_{inn}$, $\rho_1 = \rho_{inn}$ og $h_1 = h_{inn}$.

For å finne massestrømmen deles den totale energitilstrømmingen funnet i beregning 7.1 på stagnasjonsentalpien i den overopphetede dampen.

$$\dot{m} = \frac{\dot{E}}{h_1} = \frac{61,92 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{3270,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,0189 \text{ kg/s} \quad (7.3)$$

Strupe ($M = 1$)

For å beregne tilstandene ved strupen benyttes formel 3.2, 3.3 og 3.4. Ved at $M = 1$ forkortes formlene til følgende:

$$T^* = T_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right) = 673,2 \text{ K} \left(\frac{2}{1,3 + 1} \right) = 585,4 \text{ K}$$

$$P^* = P_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \right)} = 600 \text{ kPa} \left(\frac{2}{1,3 + 1} \right)^{\left(\frac{1,3}{1,3 - 1} \right)} = 327,4 \text{ kPa}$$

$$\rho^* = \rho_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\left(\frac{1}{\kappa - 1} \right)} = 1,931 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(\frac{2}{1,3 + 1} \right)^{\left(\frac{1}{1,3 - 1} \right)} = 1,212 \text{ kg/m}^3$$

Hastigheten i strupepunktet er lik lyd hastigheten og finnes ved å sette $V^* = c$ i formel 3.6.

$$V^* = c = \sqrt{\kappa RT^*} = \sqrt{1,3 \cdot 0,4615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 585,4 \text{ K} \cdot \frac{1000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}} = 592,6 \text{ m/s}$$

Arealet ved strupen kan dermed finnes ved å løse formel 3.7 med hensyn på arealet.

$$A^* = \frac{\dot{m}}{\rho^* V^*} = \frac{0,0189 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,212 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 592,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 2,636 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Ved å løse formel 3.8 med hensyn på r og gange denne med to, finnes strupediameteren.

$$D^* = \sqrt{\frac{A^* \cdot 1000000 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}}{\pi}} \cdot 2 = \sqrt{\frac{2,636 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot 1000000 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}}{\pi}} \cdot 2 = 5,8 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Divergerende del ($M > 1$)

Machtallet ved utløp av dyse er tilpasset for å sikre at verdiene for P_2 og T_2 gir en overopphetet eller mettet damp.

$$M_2 = 2,6$$

Tilstandene ved utløp av dyse kommer frem av formel 3.2, 3.3 og 3.4 for henholdsvis temperatur, trykk og tetthet. Temperatur ved utløp:

$$T_2 = \frac{T_1}{1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2} \right) M_2^2} = \frac{673,2 \text{ K}}{1 + \left(\frac{1,3 - 1}{2} \right) \cdot 2,6^2} = 334,2 \text{ K}$$

Trykk ved utløp:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \right)} = 600 \text{ kPa} \left(\frac{334,2 \text{ K}}{673,2 \text{ K}} \right)^{\left(\frac{1,3}{1,3 - 1} \right)} = 28,9 \text{ kPa}$$

Tetthet ved utløp:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\left(\frac{1}{\kappa - 1} \right)} = 1,931 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(\frac{334,2 \text{ K}}{673,2 \text{ K}} \right)^{\left(\frac{1}{1,3 - 1} \right)} = 0,187 \text{ kg/m}^3$$

Lydhastigheten ved utløp finnes ved bruk av formel 3.6:

$$c_2 = \sqrt{\kappa RT_2} = \sqrt{1,3 \cdot 0,4615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 334,2 \text{ K} \cdot \frac{1000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}} = 447,8 \text{ m/s}$$

Utløpshastigheten til dampen finnes dermed ved bruk av formel 3.9:

$$V_2 = M_2 c_2 = 2,6 \cdot 447,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1164,3 \text{ m/s} \quad (7.5)$$

Formel 3.10 brukes for å finne arealet ved utløp av dyse:

$$A_2 = \frac{A^*}{M_2} \left(\left(\frac{2}{\kappa + 1} \right) \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2 \right) \right)^{\left(\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)} \right)}$$

$$A_2 = \frac{2,636 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2}{2,6} \left(\left(\frac{2}{1,3 + 1} \right) \left(1 + \frac{1,3 - 1}{2} 2,6^2 \right) \right)^{\left(\frac{1,3 + 1}{2(1,3 - 1)} \right)}$$

$$A_2 = 8,687 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

På samme måte som ved strupen, finnes diameteren ved:

$$D_2 = \sqrt{\frac{A_2 \cdot 1000000 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}}{\pi}} \cdot 2 = \sqrt{\frac{8,687 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot 1000000 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}}{\pi}} \cdot 2 = 10,5 \text{ mm} \quad (7.6)$$

Ved trykk på $P_1 = 28,9 \text{ kPa}$ er metningstemperaturen $341,4 \text{ K}$. [10] Wilson-linjen (kapittel 4.4.5), som tillater dampkvalitet på $x = 0,96$, er her tatt i betraktning. For å sikre at dampkvaliteten ut fra dysen er over $0,96$ utføres en test gitt av formel 3.11. Først finnes spesifikt volum ved utløp:

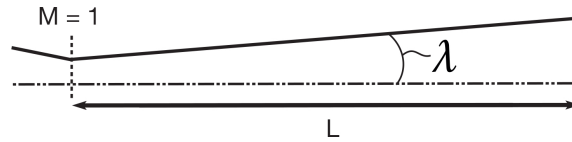
$$v_2 = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{0,187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 5,3476 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Deretter finnes dampkvaliteten. Verdier for v_f og v_g er interpolerte verdier fra tabell A-5 i boka *Thermodynamics: An Engineering Approach*. [10]

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_g - v_f} = \frac{5,3476 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 0,0010216 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{5,4455 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 0,0010216 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 0,982 > 0,96 \rightarrow \text{OK!}$$

Den divergerende delen av dysen hvor $M > 1$ kan utformes på to måter. Enten som en bjelle

eller ved koning. Siden bjelleutformingene er kompleks i forhold til koning, velges sistnevnte. Konevinkelen bør ikke overstige 10-12°.[20] Maksimal effektivitet oppnås ved $2\lambda = 6^\circ$.[18] Velger derfor $\lambda = \frac{6^\circ}{2} = 3^\circ$. Katet i triangelet blir halvparten av $D_2 - D^*$.



Figur 7.6: Divergerende del av dyse.

Dette gir lengde:

$$\tan(\lambda) = \frac{\left(\frac{D_2 - D^*}{2}\right)}{L} \rightarrow L = \frac{\left(\frac{10,5 \text{ mm} - 5,8 \text{ mm}}{2}\right)}{\tan(3^\circ)} = 44,8 \text{ mm}$$

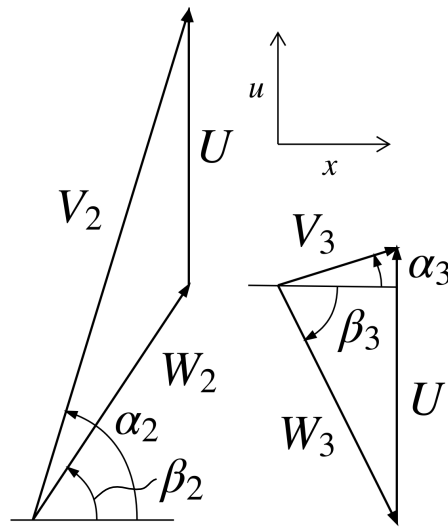
7.4 Beregninger for rotor

For å beregne spesifikt arbeid utført på bladene i en ettrinns impulsturbin, kan *hastighets-triangelen* (figur 7.7) betnytttes.[18] Som input til beregningene brukes massestrøm (\dot{m}) og utløpshastigheten fra dyse (V_2) funnet ved henholdsvis beregning 7.3 og 7.5. I tillegg er dysevinkel i forhold til akselakse (α_2), turtall (n) og midlere radius på rotor (r_{rotor}) inputverdier til beregningene. Impulskraften vil være størst ved en innløpsvinkel på 90° . Praktisk sett er dette en dårlig løsning, siden dampen vil slå tilbake mot neste blad og dermed sinke rotasjonen. En innløpsvinkel på 70° er ofte brukt som standard i faglitteratur og velges derfor i denne oppgaven. Driftsturtallet er tilpasset V_2 i hver iterasjon for å opprettholde maksimal trinneffektivitet, gitt av formel 3.13. Andre antakelser som er gjort er at bladene er vinkelmessig like ($\beta_3 = -\beta_2$) og at det er et friksjonstap på 15 % av den kinetiske energien når dampen passerer bladene.

Tabell 7.4: Resultater fra dyseberegning og antakelser for rotorberegning.

Hastighet ut fra dyse	$V_2 = 1164,3 \text{ m/s}$
Massestrøm	$\dot{m} = 0,0189 \text{ kg/s}$
Vinkel på dyse	$\alpha_2 = 70^\circ$
Turtall på aksel	$n = 70\,000 \text{ rpm}$
Radius fra senter av aksel til midten av blad	$r_{rotor} = 0,075 \text{ m}$
Friksjonstap i blad	15 %

Formler er hentet fra boka *Principles of Turbomachinery*. [18]



Figur 7.7: Hastighetstriangelen for ettrinns impulsturbin illustrerer sammenhengen mellom inn- og utløpshastigheter og -vinkler. I koordinatsystemet representerer x-aksen aksial retning i forhold til rotoren, og u-aksen tangential retning.

Maksimal trinneffektivitet er opprettholdt når hastighetsforholdet mellom blad og damp (formel 3.13) er følgende:

$$\frac{U}{V_2} = \frac{1}{2} \sin \alpha_2 = \frac{1}{2} \sin (70^\circ) = 0,47 \quad (7.7)$$

Dette forholdet er opprettholdt i alle iterasjoner ved tilpassing av turtallet.

Bladhastigheten finnes ved å sette formel 3.12 inn i formel 3.14:

$$U = r \omega = \frac{r_{rotor} \cdot n \cdot 2\pi}{60} = \frac{0,075 \text{ m} \cdot 70000 \text{ rpm} \cdot 2\pi}{60 \text{ s}} = 549,8 \text{ m/s}$$

Forholdet testes mot ønsket hastighetsforhold gitt av beregning 7.7:

$$\frac{U}{V_2} = \frac{549,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1164,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,47 \rightarrow \text{OK!}$$

Den aksiale innløpshastigheten:

$$V_{x2} = V_2 \cos \alpha_2 = 1164,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \cos (70^\circ) = 398,2 \text{ m/s}$$

Tangentialkomponenten av den absolutte hastigheten ved innløpet til rotor:

$$V_{u2} = V_2 \sin \alpha_2 = 1164,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \sin (70^\circ) = 1094,1 \text{ m/s}$$

Tangentialkomponenten av den relative hastigheten som entrer rotoren blir dermed:

$$W_{u2} = V_{u2} - U = 1094,1 \frac{m}{s} - 549,8 \frac{m}{s} = 544,3 \text{ m/s}$$

Den relative strømningshastigheten (siden $W_{x2} = V_{x2}$) blir:

$$W_2 = \sqrt{W_{x2}^2 + W_{u2}^2} = \sqrt{\left(398,2 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(544,3 \frac{m}{s}\right)^2} = 674,4 \text{ m/s}$$

Innløpsvinkelen av den relative hastigheten blir dermed:

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{W_{u2}}{W_{x2}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{544,3 \frac{m}{s}}{398,2 \frac{m}{s}} \right) = 53,8^\circ$$

Siden 15 % av den kinetiske energien er antatt tapt i bladene, blir den kinetiske energien av den relative strømningshastigheten ved utløpet:

$$\frac{1}{2} W_3^2 = \frac{1}{2} (1 - 0,15) W_2^2 \rightarrow W_3 = \sqrt{0,85 \cdot W_2^2} = \sqrt{0,85 \cdot \left(674,4 \frac{m}{s}\right)^2} = 621,8 \text{ m/s}$$

For vinkelmessige like blad er $\beta_3 = -\beta_2$. Den aksiale hastigheten ut fra rotor blir da:

$$W_{x3} = W_3 \cos \beta_3 = 621,8 \frac{m}{s} \cdot \cos(-53,8^\circ) = 367,1 \text{ m/s}$$

Den tangentielle komponenten av den relative hastigheten ut er:

$$W_{u3} = W_3 \sin \beta_3 = 621,8 \frac{m}{s} \cdot \sin(-53,8^\circ) = -501,8 \text{ m/s}$$

Den tangentielle komponenten av den absolutte hastigheten:

$$V_{u3} = U + W_{u3} = 549,8 \frac{m}{s} + \left(-501,8 \frac{m}{s}\right) = 48,0 \text{ m/s}$$

Følgelig, med $V_{x3} = W_{x3}$, blir strømningsvinkel ved utløp fra rotor:

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{u3}}{V_{x3}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{48,0 \frac{m}{s}}{367,1 \frac{m}{s}} \right) = 7,4^\circ$$

Utløpshastigheten fra rotor:

$$V_3 = \sqrt{V_{x3}^2 + V_{u3}^2} = \sqrt{\left(367,1 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(48,0 \frac{m}{s}\right)^2} = 370,3 \text{ m/s}$$

Det spesifikke arbeidet som er gjort på bladene er gitt av formel 3.15:

$$w = U(V_{u2} - V_{u3}) = 549,8 \frac{m}{s} \left(1094,1 \frac{m}{s} - 48,0 \frac{m}{s}\right) = 575,1 \text{ kJ/kg}$$

Deretter brukes formel 3.16 til å finne effekten som leveres:

$$\dot{W} = \dot{m}w = 0,0189 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 575,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 10,9 \text{ kW} \quad (7.8)$$

Elektrisk effekt ut finnes deretter ved å sette $\eta_{generator} = 0,9$ inn i formel 3.17:

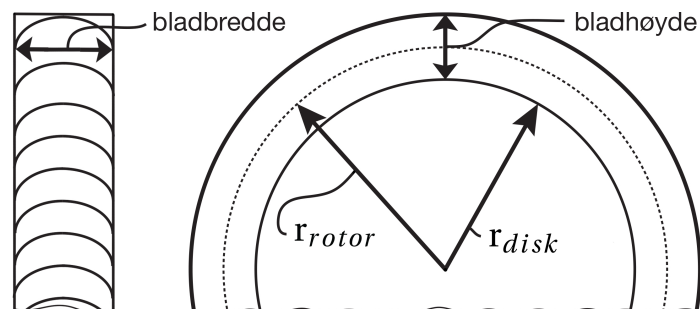
$$\dot{W}_{el} = \dot{W}\eta_{generator} = 10,9 \text{ kW} \cdot 0,9 = 9,8 \text{ kW}$$

Virkningsgraden for rotoren er gitt av forholdet mellom spesifikt arbeid utført på bladene og den spesifikke kinetiske energien ut av dysen (formel 3.18:

$$\eta_{Rotor} = \frac{w}{V_2^2/2} = \frac{575,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{\frac{1164,3^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \cdot \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}}}{2}} = 0,848 \text{ eller } 84,8\%$$

7.5 Volumgjennomstrømning og antall blader

Radien fra senter av rotor til midten av rotorblad (r_{rotor}) er satt til 0,075 m (kapittel 7.2.3).



Figur 7.8: Illustrasjon av sammenhengen mellom blad- og rotordimensjonene.

Fra beregningene i kapittel 7.3 har vi massestrøm $\dot{m} = 0,0189 \text{ kg/s}$ og tetthet $\rho_2 = 0,187 \text{ kg/m}^3$.

Finner strømningsvolum ved bruk av formel 3.19:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho_2} = \frac{0,0189 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,101 \text{ m}^3/\text{s}$$

Turtallet er satt til 70 000 rpm. Strømningsvolum per runde finnes ved:

$$\text{Strømningsvolum per runde} = \frac{\dot{Q} \cdot 60 \text{ s}}{70000 \text{ rpm}} = 8,657 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot 10^9 \frac{\text{mm}^3}{\text{m}^3} = 86570 \text{ mm}^3$$

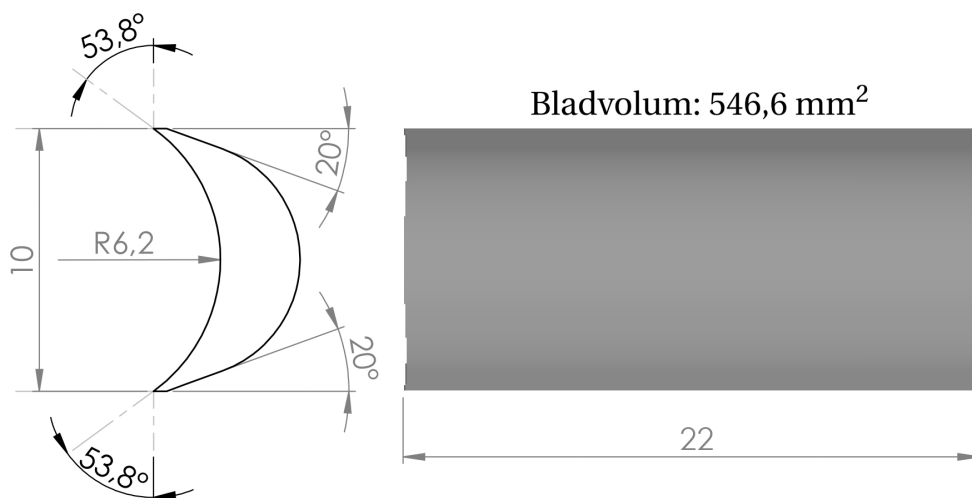
Et forslag på bladutforming er utarbeidet. Bladet er likvinklet og har en strømningsvinkel på $\beta_2 = -\beta_3 = 53,8^\circ$ (kapittel 7.4). Vinkelen som utgjør baksiden av bladet har en vinkel lik innløpsvinkelen i forhold til tangentialretningen og blir dermed:

$$90^\circ - \alpha_2 = 90^\circ - 70^\circ = 20^\circ$$

Bladbredde er satt til 10 mm. Radien av den konkave siden er gitt ved formel 3.21[18]:

$$R_{blad} = \frac{\text{bladbredde}}{2 \sin \beta_2} = \frac{10 \text{ mm}}{2 \cdot \sin(53,8^\circ)} = 6,2 \text{ mm}$$

Bladhøyde er satt til 22 mm. For at r_{rotor} skal være 75 mm, må r_{disk} være 64 mm. Volumet av ett blad er hentet ut fra SolidWorks og er på $546,6 \text{ mm}^2$. Dimensjonene på bladet kommer frem av figur 7.9.



Figur 7.9: Dimensjonering av utarbeidet likvinklet blad.

I tillegg til utregnede verdier, bør tverrsnittsarealet mellom bladene være tilnærmet lik for strømmingen. For ytterligere utredning og optimalisering av bladutformingen vises de til videre arbeid i kapittel 12.3.

Tilgjengelig volum for blad og strømming av damp er gitt ved:

$$\pi \cdot \text{bladbredde} (r_{total}^2 - r_{disk}^2) = \pi \cdot 10 \text{ mm} ((86 \text{ mm})^2 - (64 \text{ mm})^2) = 103673 \text{ mm}^3$$

Antall blader finnes ved å trekke strømningsvolumet fra tilgjengelig volum, og deretter dele på bladvolumet.

$$\text{Antall blader} = \frac{\text{Tilgjengelig volum} - \text{Strømningsvolum per runde}}{\text{Bladvolum}}$$

$$\text{Antall blader} = \frac{103673 \text{ mm}^3 - 85570 \text{ mm}^3}{546,6 \text{ mm}^3} = 33,1 \approx 33 \text{ stk.}$$

Bladene fordeles med like avstander rundt rotoren for å sikre balanse.

7.6 FEM-analyse

En FEM-analyse på rotorblad er utført for å kontrollere spenningene som oppstår når impuls-kraften treffer bladene. På grunn av symmetri er kun ett blad testet. Kraften er satt tangentielt på den konkave siden av bladet (figur 7.10) hvor dampstrålen treffer.

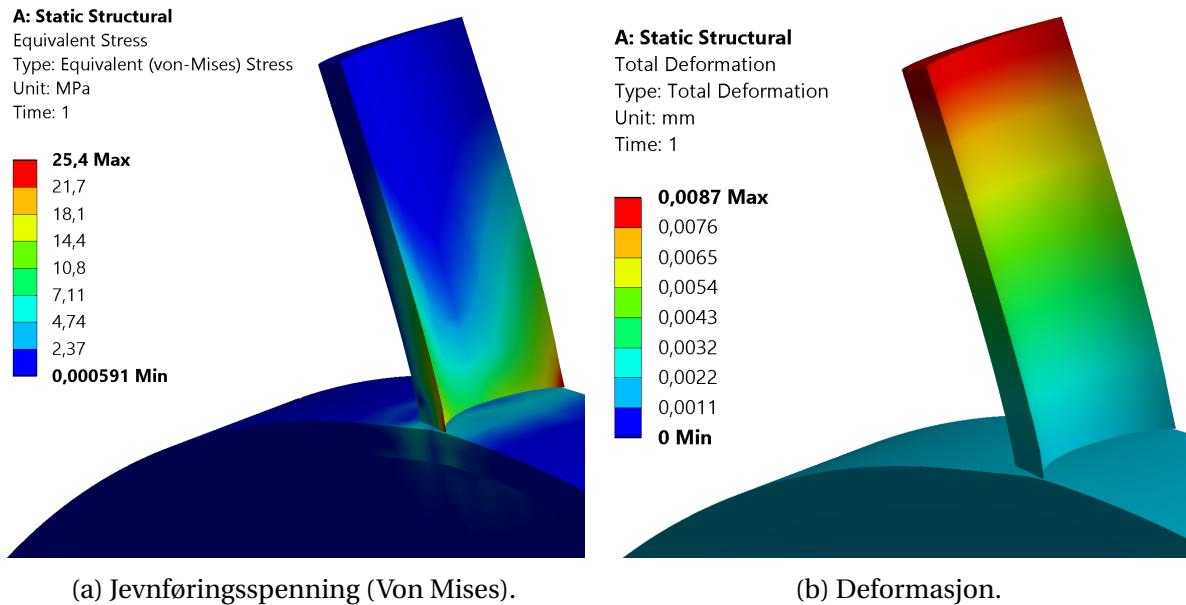


Figur 7.10: Resulterende impuls kraft er påsatt blad i tangential retning.

Den resulterende kraften finnes ved å sette formel 3.12 og 3.20 inn i formel 3.16 og løser med hensyn på kraften F.

$$F_{\text{resulterende}} = \frac{\dot{W} \cdot 60}{r_{\text{rotor}} \cdot 2\pi \cdot n} = \frac{10,87 \text{ kW} \cdot 60}{0,075 \text{ m} \cdot 2\pi \cdot 70000 \text{ rpm}} = 19,8 \text{ N} \quad (7.9)$$

I den statiske analysen er rotoren fastsatt og rustfritt stål er brukt som material. Mesh er satt til fint, noe som gir en mer nøyaktig resultat. Utover dette er standardinnstillinger benyttet. I analysen ble maksimal jevnførende spenning og maksimal deformasjon funnet. Resultatene kommer frem av figur 7.11a og 7.11b.



Figur 7.11: Analysen resulterte i en maksimal jevnførende spenning på 25,4 MPa og total deformasjon 0,0087 mm. Deformasjonen er forstørret med en faktor på 1000.

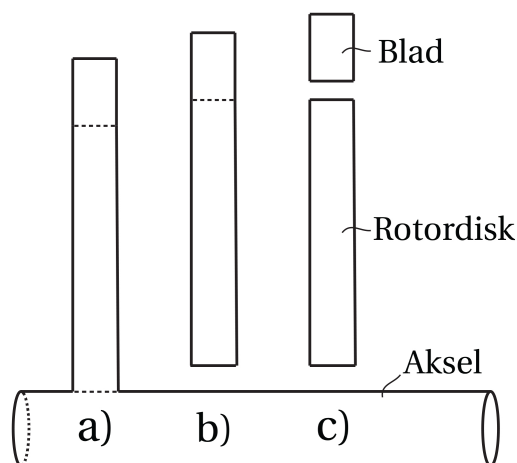
Maksimal jevnførende spenning befinner seg som ventet i roten av bladet og er på 25,4 MPa. Ved bruk av rustfritt stål vil dette gi en sikkerhetsfaktor på rundt 10. Deformasjonen av bladet er også tilsvarende liten og relativt ubetydelig. For optimalisering av bladene vises det til videre arbeid i kapittel 12.3.

8. Konseptutvikling

For videreutvikling av turbinkonseptet er det i dette kapittelet sett på utforming for roterende deler, samt lagt føringer for materialvalg.

8.1 Utforming av roterende deler

De roterende delene består av aksel, rotordisk og blader. Disse komponentene kan produseres i ett stykke, som to deler eller hver for seg. Alternativene er illustrert i figur 8.1.



Figur 8.1: Roterende deler.

Av tabell 8.1 fremkommer de vektete seleksjonskriteriene for valg av løsning. Alternativene sammenlignes videre i tabell 8.2, hvor en løsning bestemmes.

Tabell 8.1: Seleksjonskriterier for valg av aksel- og rotorutforming.

Kriterier	Forklaring	Vekting
Vekt	Totalvekt på aksel, rotordisk og blader. Flere tilkoblingspunkter fører til mer vekt.	× 2
Kompleksitet	Antall komponenter og ting som kan gå galt. Ved separate blader må en tilkoblingsløsning utvikles eller adapteres. Enkelhet er å foretrekke.	× 3
Kostnader	Kostnader tilknyttet utvikling og produksjon.	× 1
Produksjon	Enkelhet ved produksjon og krav til utstyr og kompetanse.	× 2
Reparasjon	Mulighet for å bytte ut enkeltkomponenter.	× 1
Vedlikehold	Vedlikeholdsbehov og slitasje. Få tilkoblingspunkter fører til liten slitasje.	× 1

Vektmessig vil det ikke være stor forskjell på alternativ a) og alternativ b), siden rotordisken krympes på. Ved utforming av alt i én del vil man få mye restmaterialer, noe som ikke er ønskelig. I de fleste større kommersielle damppturbiner benyttes alternativ c). Dette fordi de er avhengige av å kunne bytte blader. I dette prosjektet er ikke reparasjon vektet like mye.

Tabell 8.2: Seleksjonsmatrise for valg aksel- og rotorutforming.

	Vekt	Kompleksitet	Kostnader	Produksjon	Reparasjon	Vedlikehold	Totalt
Alternativ a)	2 · 2	3 · 3	1 · 1	2 · 2	1 · 1	1 · 2	21
Alternativ b)	2 · 2	3 · 2	1 · 3	2 · 3	1 · 2	1 · 2	23
Alternativ c)	2 · 1	3 · 1	1 · 1	2 · 1	1 · 3	1 · 1	12

Valgt løsning:

Rotordisk og blad i ett stykke, montert på aksel

8.2 Materialvalg

For å velge materialer for komponentene er det viktig å se på miljøet de befinner seg i og de ytre påkjenningene de er utsatt for. Tabell 8.3 viser hvilke brukspåkjenninger de forskjellige komponentene er utsatt for. Ordforklaring kommer frem av tabell 8.4. Materialvalgene som blir gjort her er kun ment som føringer. Utmattingsanalyser og valg av nøyaktige legeringer er begrensninger i oppgaven (kapittel 2.5).

Tabell 8.3: Brukspåkjenninger.

Komponent	Spenning	Utmattning	Temperatur	Rotasjon	Korrosjon
Rotor	✓	✓	-	✓	✓
Dyse	✓	-	✓	-	✓
Aksel	-	✓	-	✓	✓
Turbinhus	-	-	-	-	✓

Tabell 8.4: Ordforklaring.

Uttrykk	Ordforklaring
Spenning	Spenning forårsaket av krefter som virker på komponenten.
Utmatting	Dannelse og vekst av sprekker under dynamisk belastning.
Temperatur	Utsatt for høye temperaturer.
Rotasjon	Utsatt for lastvekslingsbelastning i form av rotasjon.
Korrosjon	Kontakt med damp/vann.

I tabell 8.5 er materialegenskaper for utvalgte materialer oppsummert. Fellesnevneren for alle materialene er at de er velegnet for fuktige miljø. Tallene er hentet fra dataprogrammet CES EduPack 2015 og er middelerverdier. Maksimaltemperaturen oppgitt i tabellen er maksimal driftstemperatur, og ikke smeltepunktet for materialet. I tillegg er det verdt å merke seg at verdiene varierer kraftig i forhold til forskjellige legeringer. Dette gjelder spesielt aluminium i dette tilfellet, siden rustfritt og syrefast stål er mer spesifiserte materialer.

Tabell 8.5: Materialegenskaper.

Material	Pris	Tetthet	E-modul	Flytegrense	Strekfasthet	Maks. temp.
Aluminium	13 NOK/kg	2700 kg/m ³	69 GPa	180 MPa	280 MPa	140°C
Rustfritt stål	48 NOK/kg	7800 kg/m ³	198 GPa	215 MPa	505 MPa	840°C
Syrefast stål	62 NOK/kg	7800 kg/m ³	198 GPa	235 MPa	560 MPa	830°C

Det er også andre faktorer og materialkvaliteter som er viktige å vurdere i forhold til valg av materialer. Ved produksjon av enkelte komponenter vil maskinerbarheten være essensiell, mens for andre vil mulighet for støping være avgjørende. Det at materialene er resirkulerbare vil også spille inn, siden dette prosjektet tross alt er et miljøfremmende bidrag. De nevnte kvalitetene, sammen med korrosjonsbestandigheten, er vurdert i tabell 8.6.

Tabell 8.6: Andre egenskaper.

Material	Maskinering	Støping	Korrosjonbestandig	Resirkulerbar
Aluminium	✓	✓	✓	✓+
Rustfritt stål	✓	✗	✓+	✓
Syrefast stål	✓	✗	✓+	✓

8.2.1 Dyse

Dysen blir utsatt for trykkspenninger og høye temperaturer fra den overopphetede dampen, i tillegg til korrosjon. På grunn av dysens utforming og strenge krav til toleranser er maskinerbarheten essensiell. Aluminium ville vært et godt alternativ grunnet sin lette vekt og relativt lave pris, men i dette tilfellet er de termiske materialegenskapene for dårlige. Mellom rustfritt og syrefast stål er det ikke de altfor store forskjellene hva angår de utvalgte kriteriene. Syrefast stål er tilsatt 2 % molybden, noe som gjør den enda mer resistent mot korrosjon og kjemiske angrep. Ved produksjon av prototype vektlegges ikke dette tungt. Valget faller dermed på den billigste varianten av de to.

Valgt material for dyse:

Rustfritt stål

8.2.2 Rotor

Ut fra valg gjort i kapittel 8.1 vil rotordisk og rotorbladene produseres i én del og benevnes heretter *rotor*. Rotoren er den mest utsatte delen i dampturbinløsningen og blir til en viss grad både utsatt for spenning, rotasjon og korrosjon. Den impulerende spenningen kan videre føre til utmatting. Den resulterende impuls kraften og maksimal jevnførende spenning i roten av bladene ble utredet i kapittel 7.6. I tillegg til dette vil sentrifugalkreftene gjøre at bladene blir utsatt for strekkspenninger ved en rotasjonshastighet på 70 000 rpm. Ved produksjon av rotoren vil maskinerbarheten være essensiell, i tillegg til de styrkemessige egenskapene. Valget faller også her på rustfritt stål.

Valgt material for rotor:

Rustfritt stål

8.2.3 Aksel

Akselen er festet til rotor og spinner dermed med samme hastighet. Torsjonsmomentet den blir utsatt for finnes ved å putte den resulterende impuls kraften (beregning 7.9) og midlere rotordiameter (kapittel 7.2.3) inn i formel 3.20.

$$\tau = F_{\text{resulterende}} \cdot r_{\text{rotor}} = 19,8 \text{ N} \cdot 0,075 \text{ m} = 1,5 \text{ Nm}$$

Dette gjør at akselen hovedsakelig utsettes for spenninger i form av torsjon, utmattingsfare grunnet roterende dynamisk belastning og korrosjon. På bakgrunn av dette blir konklusjonen den samme som for dyse og rotor.

Valgt material for aksel:

Rustfritt stål

8.2.4 Turbinhus

Turbinhuset skiller seg litt ut fra de andre komponentene, ved at det ikke blir spesielt utsatt for spenninger. Trykket inne i turbinen vil være på 28,9 kPa og temperaturen på 61°C (kapittel 7.3). Utover dette vil det delvis bli utsatt for korrosjon fra vanndampen. Turbinhuset er den største komponenten, samtidig som den er minst utsatt. Lav vekt og muligheten for støping vil bli vektlagt her.

Valgt material for turbinhus:

Aluminium

8.3 Systemtilkobling og opplagring

Siden dampturbinløsningen må ses i sammenheng med resten av varmegjenvinnings systemet, vil det være nødvendig å tilpasse tilkoblingspunktene. Komponentene dampturbinen er tilknyttet er rør fra varmeveksler, rør til kondensator og generator.

8.3.1 Innløp

Dysen er innvendig gjenget for tilkobling av rør ved bruk av ansatsnippel, illustrert ved figur 8.2a. For detaljert tilpasning og gjengevalg vises det til videre arbeid i kapittel 12.3.

8.3.2 Utløp

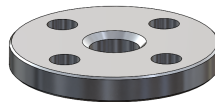
For utløp av dampturbinen er det lagt opp til tilkobling av rør med ISO-flens. For detaljert flensevalg vises det til videre arbeid i kapittel 12.3.

8.3.3 Effektoverføring

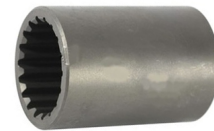
Generator er tenkt kolkoblet dampturbinen via en akselkobling. Akselen er i dette prosjektet utformet med 21 kilspor, men tilpasninger eller endringer kan gjøres etter valg av høyhastighets generator. For utredning og valg av høyhastighets generator og tilhørende akselkobling vises det til videre arbeid i kapittel 12.3.



(a) Ansatsnippel.



(b) ISO-flens.



(c) Akselkobling.

Figur 8.2: Illustrasjon av tilkoblingsløsninger for henholdsvis innløp, utløp og aksel.

8.3.4 Opplagring

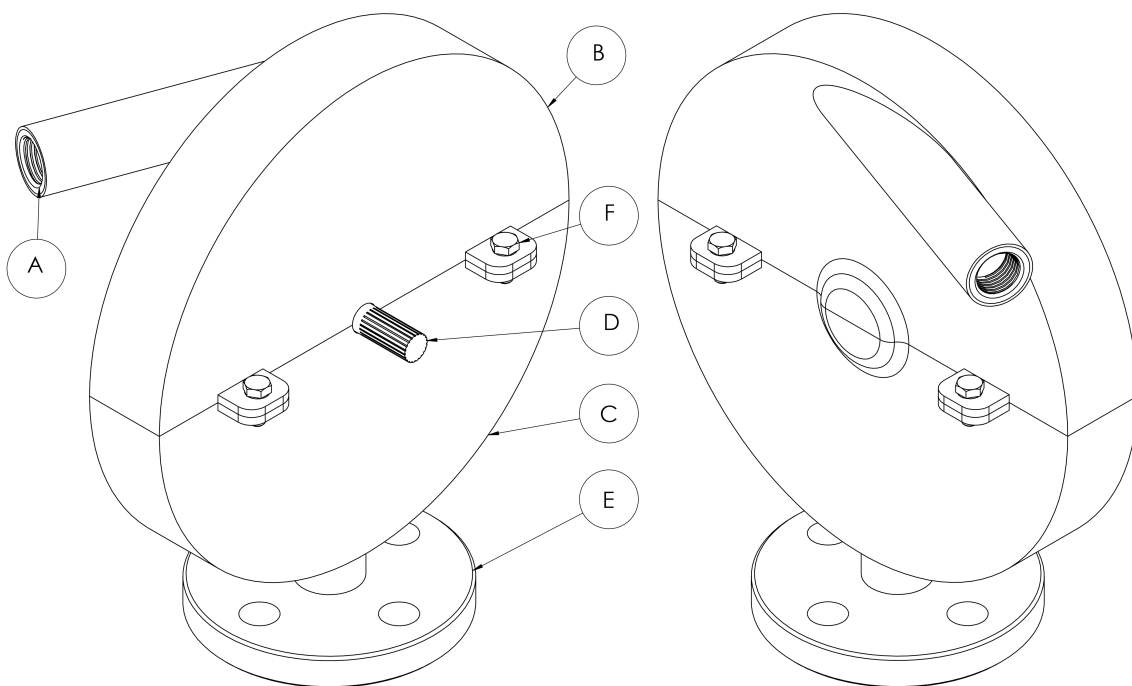
Opplagringen av akselen er av stor viktighet, spesielt med tanke på friksjon, tetthet, og balansering. Valg av lager faller utenfor oppgavens rammer og det vises til videre arbeid i kapittel 12.3 for utredning og valg av lagertyper. I konseptualiseringen av dampturbinløsningen er det er det brukt

I konseptualiseringen av dampturbinløsningen er det valgt å bruke glidelager. Dette fordi de er vedlikeholdsfrie, smørefrie, slitesterke og har høy korrosjonsbestandighet.

9. Produktarkitektur og tekniske spesifikasjoner

Dette kapittelet inneholder sammenstillings- og eksplosjonstegninger av konstruert damp-turbinløsning, samt detaljerte bilder av hovedkomponentene. I tillegg er de numeriske resultatene presentert i tabellform og betraktninger rundt totalsystemet diskutert.

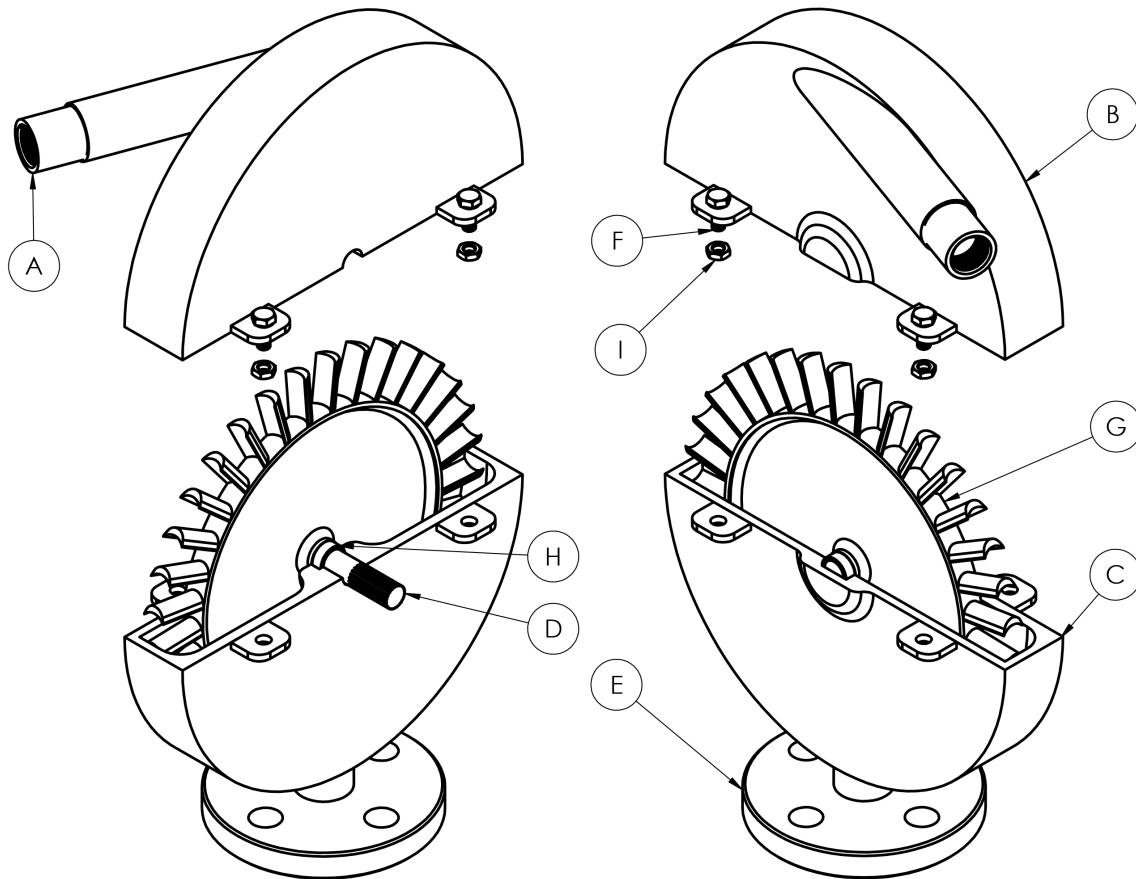
9.1 Sammenstilling



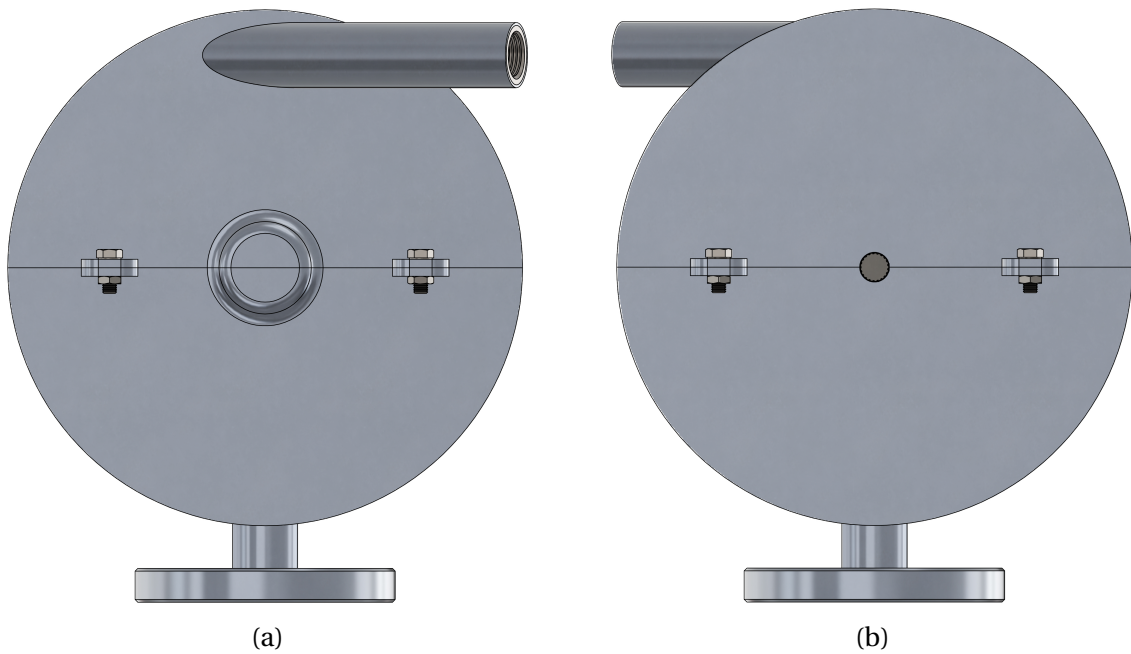
Figur 9.1: Skisse av sammenstilling av turbin sett fra to ulike vinkler. Bokstavnummerering kommer frem av tabell 9.1 og skjulte komponenter er vist i figur 9.2.

Tabell 9.1: Beskrivelse av bokstavnummererte parter illustrert i figur 9.1 og 9.2.

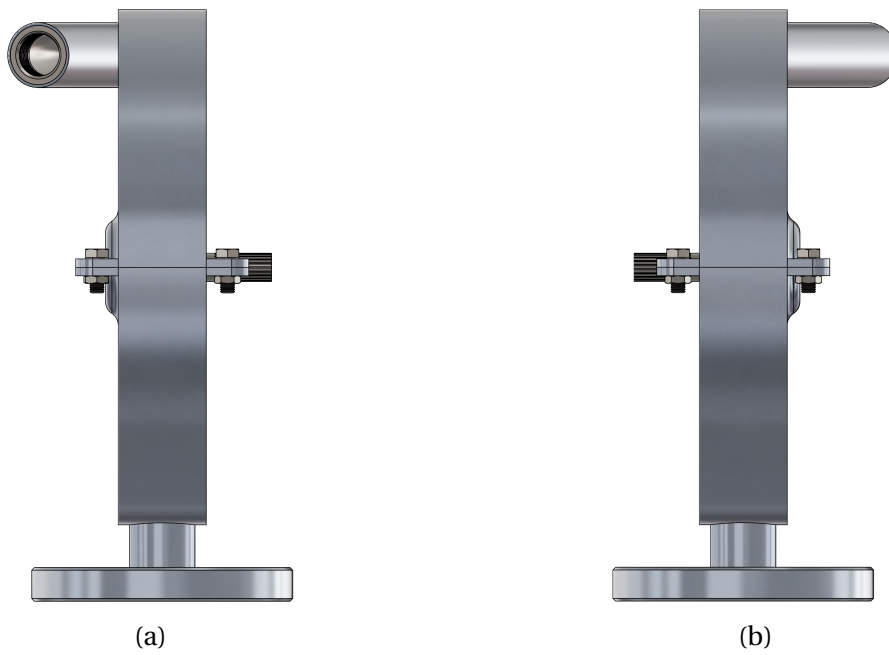
Part	Beskrivelse	Antall	Part	Beskrivelse	Antall
A	Dyse	1	F	Bolt	4
B	Turbinhus overdel	1	G	Rotor	1
C	Turbinhus underdel	1	H	Lager	2
D	Aksel	1	I	Mutter	4
E	Flens	1			



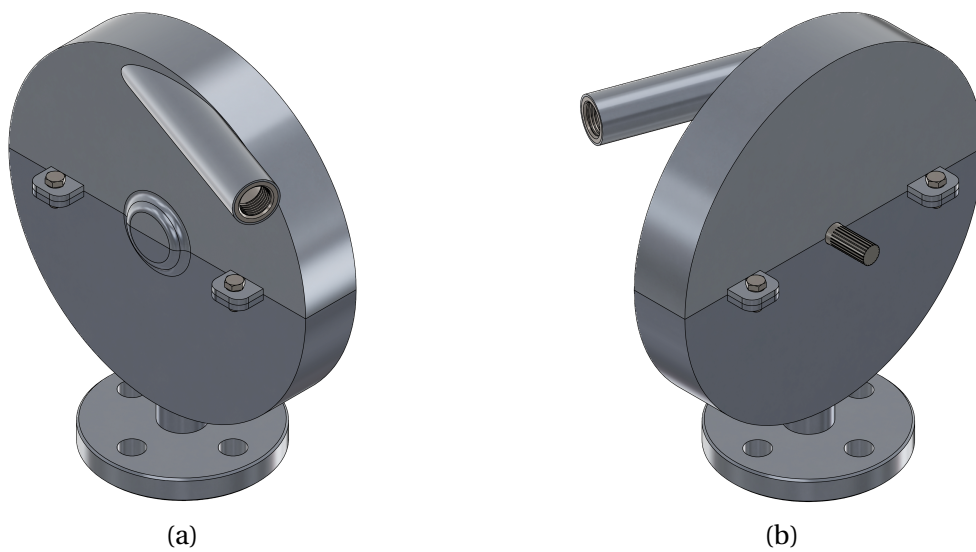
Figur 9.2: Delvis eksplisjonskisse for å vise skjulte komponenter. Nummereringen refererer til tabell 9.1 på forrige side.



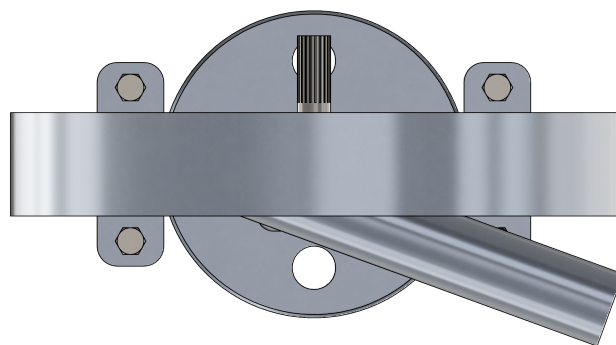
Figur 9.3: Dampturbinløsningen sett fra (a) forfra og (b) bakfra.



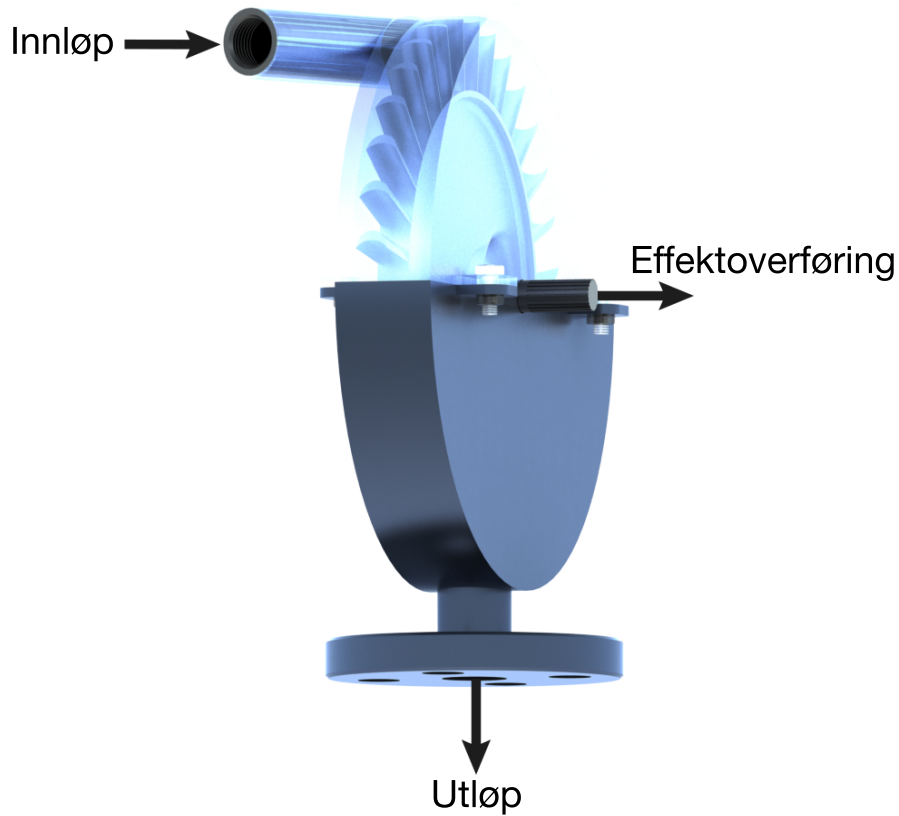
Figur 9.4: Damp turbinløsningen sett fra (a) høyre og (b) venstre side.



Figur 9.5: Damp turbinløsningen sett fra (a) skrått høyre foran og (b) skrått venstre bak.



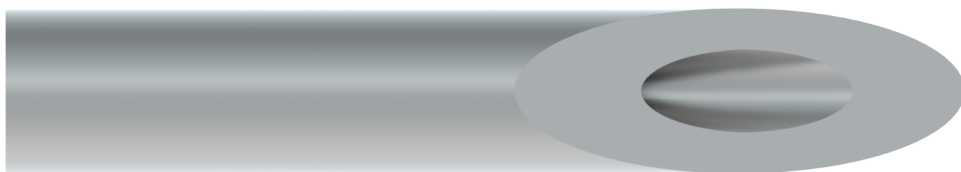
Figur 9.6: Sammenstilling sett ovenfra.



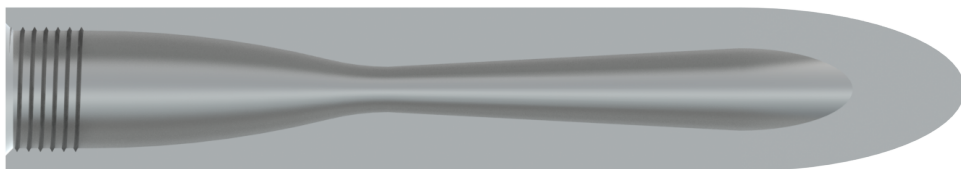
Figur 9.7: Illustrasjon av inn- og utløp for damp, samt hvor generatoren er skal tilkobles.

9.2 Design av hovedkomponenter

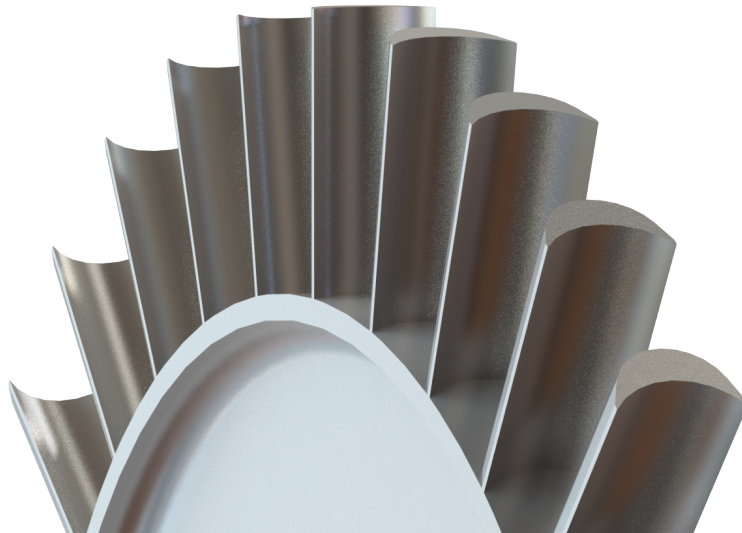
Her er bilder av hovedkomponenter i ulike vinkler for å fremheve detaljer.



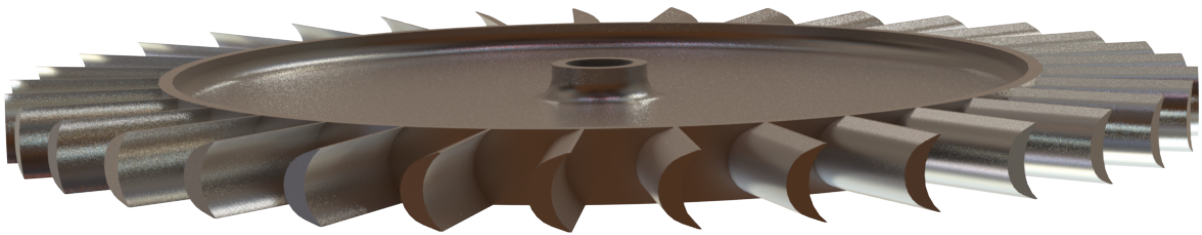
Figur 9.8: Dyseutforming sett fra siden. Høyre del er kappet med en vinkel på 20°.



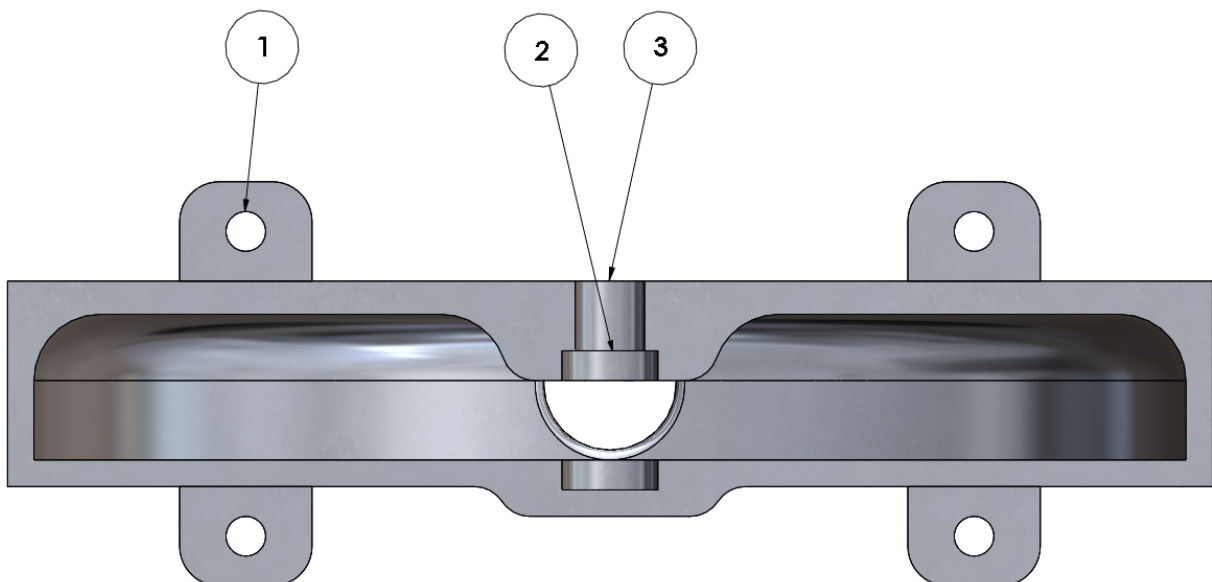
Figur 9.9: Tverrsnitt av dyseutforming. Her kan man se den innvendige gjengingen, samt hvordan dysen først konvergeres til strupepunktet, for så å divergere.



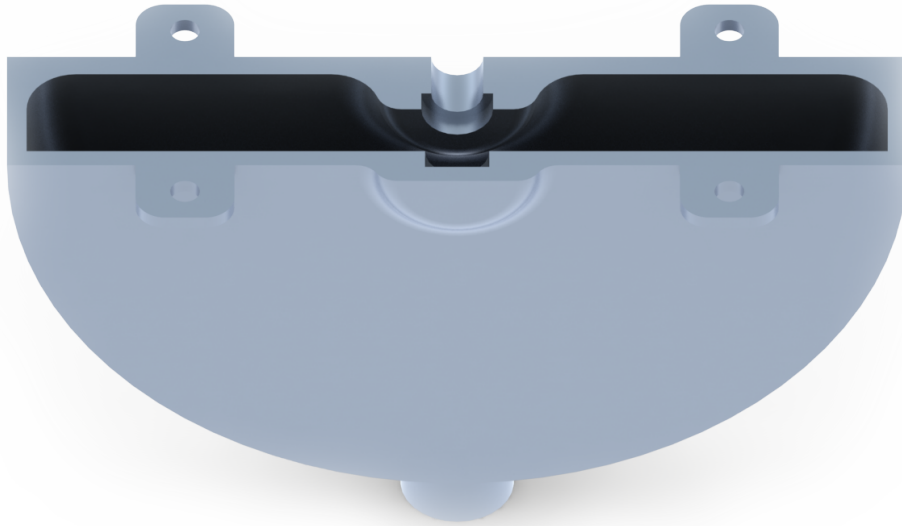
Figur 9.10: Øvre del av rotor sett fra innløpsvinkel for dampen. Dimensjonene for bladet kommer frem av figur 7.9 på side 63.



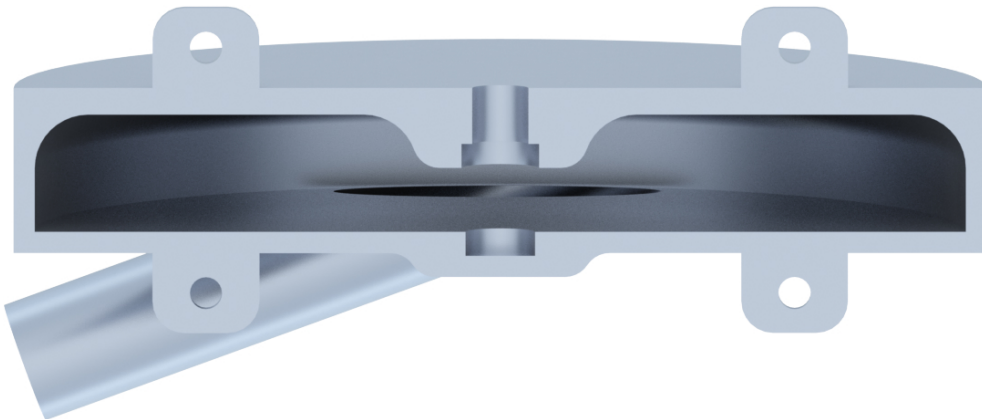
Figur 9.11: Rotorblad sett ovenfra.



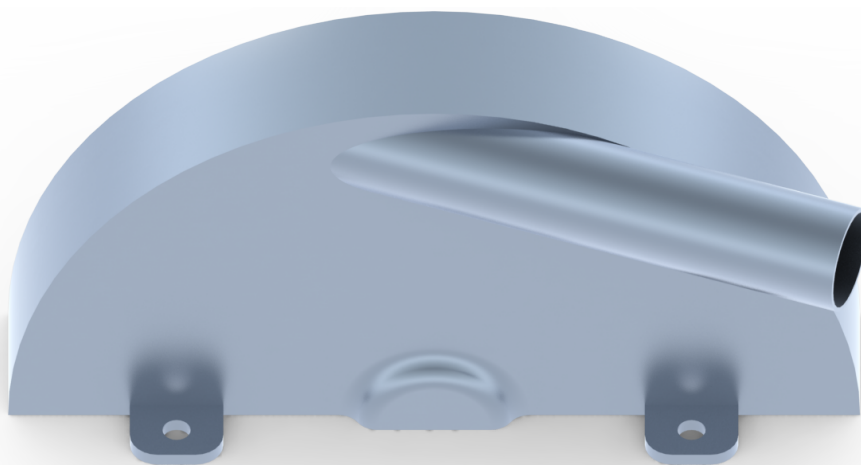
Figur 9.12: Turbinhusunderdel sett ovenfra, hvor 1) er braketter for bolting til turbinoverdel, 2) er spor for opplagring og 3) er gjennomgående hull hvor aksel stikker ut.



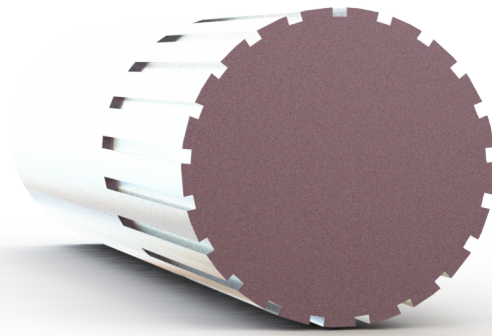
Figur 9.13: Turbinhusunderdel sett skrått forfra.



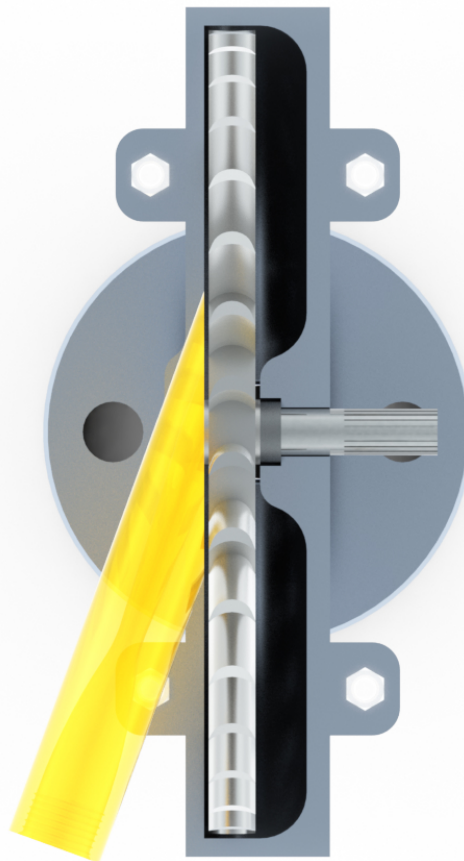
Figur 9.14: Turbinhusets overdel sett underfra. Nummerering for figur 9.12 gjelder også her.



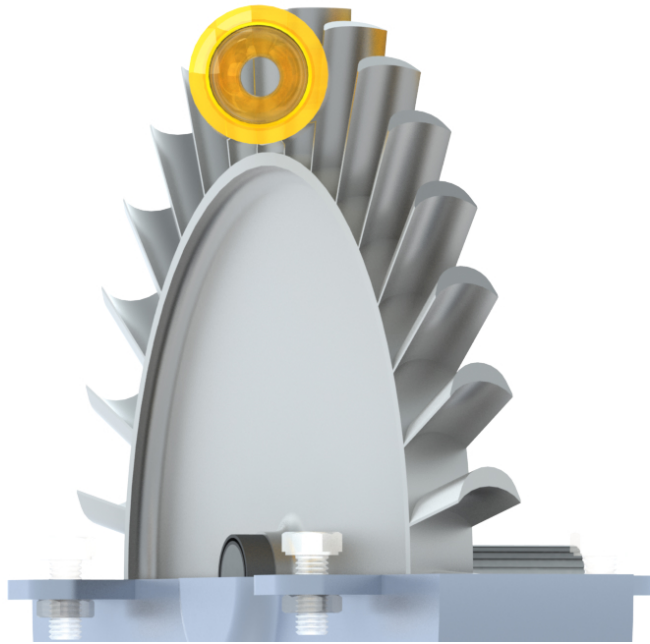
Figur 9.15: Overdel turbinhus sett skrått forfra.



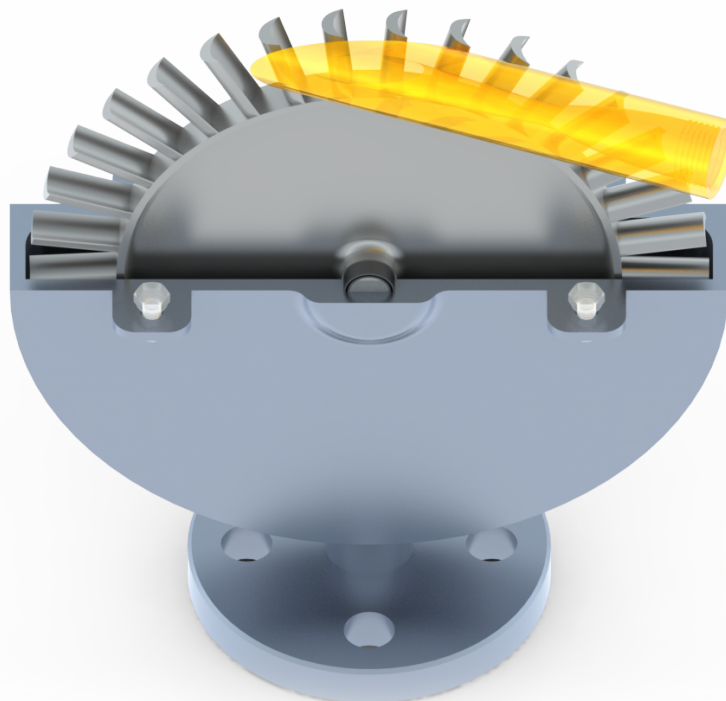
Figur 9.16: Aksel sett fra baksiden hvor generator tilkobles ved hjelp av akselkobling.



Figur 9.17: Illustrasjon uten turbinhusoverdel sett ovenfra. Dysens gjennomsiktige gule farge er kun for fremheving.



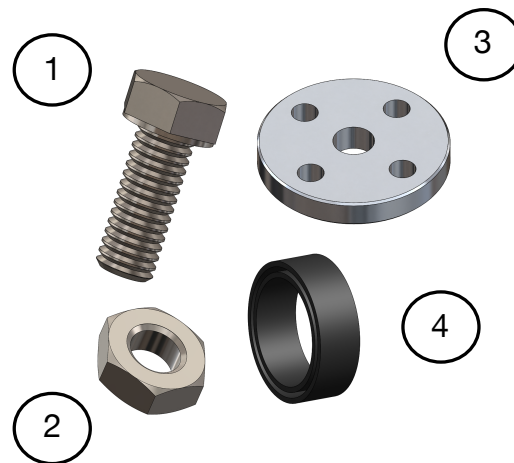
Figur 9.18: Illustrasjon av dyseinnløp mot rotorblad, hvor turbinhusets overdel er tatt av for å se rotoren.



Figur 9.19: Samme situasjon som figur 9.18, men sett fra en annen vinkel.

9.3 Standardkomponenter

Figur 9.20 viser innkjøpte standardkomponenter til dampturbinløsningen. Bolter og muttere benyttes for å koble sammen de to turbinhusdelene, lagerene bidrar til en mest mulig friksjonsfri rotasjon for akselen og flensen benyttes ved tilkobling rør. De to førstnevnte velges ut fra katalog og kan kjøpes eksempelvis hos Tingstad AS. Flens velges også ut fra katalog og kan kjøpes hos Damstahl AS. Detaljerte beskrivelser kommer frem av vedlegg 7. Valg av lager inngår i begrensningene (kapittel 2.5 på side 20) og faller dermed utenfor oppgavens rammer.



Figur 9.20: Innkjøpte standardkomponenter. 1) bolt, 2) mutter, 3) flens og 4) lager.

9.4 Totalsystem

Her er resultatene for dampturbinløsningen betraktet i sammenheng med det totale systemet for drivkildeløsningen.

Total forbrenningsenergi inn i mikrogassturbinen utviklet av Thue & Sundquist er på 120 kJ/s (1.5.2). Med en elektrisk effekt ut på 32,2 kW utgjør dette 27 %.

Utgangspunktet for utvikling av dampturbinløsningen var en antatt energitilstrømning på 61,92 kJ/s (beregning 7.1). Med mekanisk effekt ut på 10,9 kW (beregning 7.8) gir dette en mekanisk virkningsgrad på 17,6 %. Med antatt virkningsgrad på generatoren på 0,9, vil utviklet dampturbinløsning gi 9,8 kW elektrisk effekt (beregning 3.17). Elektrisk virkningsgraden for dampturbinen blir dermed 15,8 %.

Ved å slå sammen den elektriske effekten ut for de to turbinene, vil det gi totalt 42 kW og en elektrisk virkningsgrad på 35 %. Dette er en økning av den elektriske virkningsgraden for totalsystemet på 29,6 %.

I varmegjenvinningssystemet må det utføres arbeid i pumpen for å frakte den kondenserte dampen videre i syklusen. I en Rankine-syklus er det vanlig å anta at arbeidet som kreves av en slik pumpe ligger på mellom 2-8 % av turbineeffekten. Hvis man antar 5 % av 9,8 kW, blir dette 0,49 kW. Ved implementering av varmegjenvinningssystemet vil også effektbehovet for *Dolphin* øke grunnet ekstra vekt. Begge disse faktorene gjør at virkningsgraden i virkeligheten vil bli lavere enn de overnevnte. Det er knyttet stor usikkerhet rundt hvor tungt systemet vil bli, og det er derfor for tidlig å gjøre en helhetsvurdering på hvorvidt det er mulig eller fornuftig.

9.5 Numeriske resultater

Her er de numeriske resultatene fra utviklet dampturbinløsning presentert i tabellform.

Tabell 9.2: Fysiske mål og tekniske egenskaper for utviklet dampturbinløsning.

Fysiske mål		Referanser
Dimensjoner	184 mm x 209 mm x 92 mm	Vedlegg 6
Vekt	1,7 kg	Vedlegg 7
Tekniske egenskaper		Referanser
Mekanisk effekt ut	10,9 kW	Kapittel 7.4
Elektrisk effekt ut	9,8 kW	Kapittel 7.4
Mekanisk virkningsgrad	17,6 %	Kapittel 9.4
Elektrisk virkningsgrad	15,8 %	Kapittel 9.4
Antall trinn	1	Kapittel 6.1
Antall blader	33	Kapittel 7.5
Midlere rotorradius	75 mm	Kapittel 7.2.3
Innløpsbetingelser damp	600 kPa & 400°C	Kapittel 7.2.3
Utløpsbetingelser damp	28,9 kPa & 61°C	Kapittel 7.3
Massestrøm	0,0189 kg/s	Kapittel 7.3
Driftsturtall	70 000 rpm	Kapittel 7.2.3
Damphastighet ut fra dyse	1 164 m/s	Kapittel 7.3

10. Produksjon og økonomi

I dette kapittelet er det lagt føringer for produksjonsmetoder og utført en grov kostnadskalkyle for hva det vil koste å produsere et forskjellig antall prototyper.

10.1 Produksjonsmetoder

Tabell 10.1: Produksjonsmetoder for de ulike komponentene.

Komponent	Beskrivelse
	<ul style="list-style-type: none">• Aksel Ø12 i rustfritt stål (AISI 304) kjøpes.• Kappes til lengde og dreies ned til ønsket diameter.• Kilspe maskineres.
	<ul style="list-style-type: none">• Aksel Ø85 i rustfritt stål (AISI 304) kjøpes.• Kappes til lengde.• Blader og diskutforming maskineres.• Hull for aksel bores.
	<ul style="list-style-type: none">• Aksel Ø25 i rustfritt stål (AISI 304) kjøpes.• Kappes til lengde.• Strupehull gjennombores.• Utforming av konvergerende og divergerende del maskineres fra hver sin side.• Innvendige gjenger i konvergerende del lages med gjengetapp.• Divergerende del kappes 20° fra kant for tilpassing til turbinhus.
	<ul style="list-style-type: none">• Turbinhuset er todelt og tenkes støpt i aluminium.• Dette kan enten settes bort eller gjøres selv. Ved egenprodusering må det lages en tilpasset støpeform.
	<ul style="list-style-type: none">• Bolter (ISO 4017 M5 x 12) og muttere (ISO 4035 M5) kjøpes.• Løsflens (DIN 2642) i aluminium kjøpes.• Lagervalg faller utenfor oppgavens rammer og det vises til videre arbeid i kapittel 12.3 for utvelgelse.

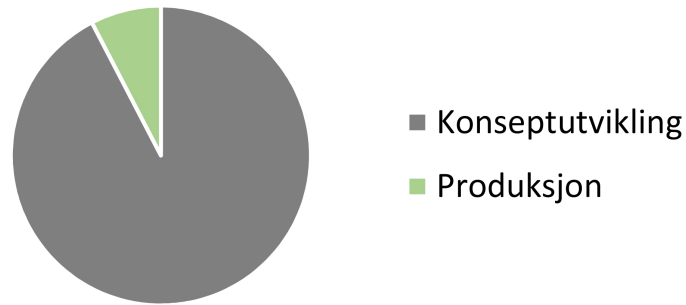
En støpeprosess krever ofte dyrt utstyr og egner seg best ved masseprodusering. Dette arbeidet kan enten settes ut til bedrifter som driver med dette, eller gjøre utformingen mer produksjonsvennlig, slik at delene lettere kan freses ut.

10.2 Grov kostnadskalkyle for én prototype

Her følger en grov kostnadskalkyle for produksjon av én prototype. Kostnaden for prototyping vil være summen av utviklingskostnaden og produksjonskostnaden. I produksjonskostnadene inngår både material- og arbeidskostnader. Denne kostnaden vil være langt høyere enn ved serieproduksjon, siden hele utviklingskostnaden vil komme i med her.

Tabell 10.2: Grov kostnadskalkyle for produksjon av én prototype. Arbeidskostnader er basert på egne estimater og erfaringer. Materialkostnader baserer seg på kjøp av én meter bolt i litt større diameter enn delene, mens generatorprisen er adoptert fra tidligere arbeid[8].

Konseptutvikling				
	Timer	Kvanta	Pris NOK	Sum NOK
Utredningsarbeid	370		650 kr/t	240 500
Formgivning og design	75		650 kr/t	48 750
3D-fremstilling	50		650 kr/t	32 500
Konstruksjonstegninger	15		650 kr/t	9 750
Prosjektrapport	390		650 kr/t	253 500
Delsum konseptutvikling	900			585 000
Prototyping				
	Timer	Kvanta	Pris NOK	Sum NOK
Arbeidskostnader				
Maskinering	20		1200 kr/t	24 000
Lage spesialverktøy	8		650 kr/t	5 200
Montering	2		650 kr/t	1 300
Materialkostnader				
Aluminium		88 kg	13 kr/kg	1144
Rustfritt stål		85 kg	48 kr/kg	4 080
Bolter og muttere		1 pk.	500 kr/pk	500
Generator		1 stk.	10 000 kr/stk	10 000
Rullelagre		2 stk.	1 000 kr/stk	2 000
Delsum produksjon				48 224
Totalkostnad prototyping				633 224



Figur 10.1: Illustrasjon av forholdet mellom utviklings- og produksjonskostnadene.

10.3 Grov kostnadskalkyle for serieproduksjon

Ved serieproduksjon blir utviklingskostnaden fordelt på antall produserte enheter og vil dermed synke med økende antall. Maskineringstiden er her antatt 20 % lavere siden maskinene allerede vil ha programmet inne, samt at utførende personell er kjent med oppgavene. Materialvekten er halvert siden mye av resterende materiale kan brukes videre.

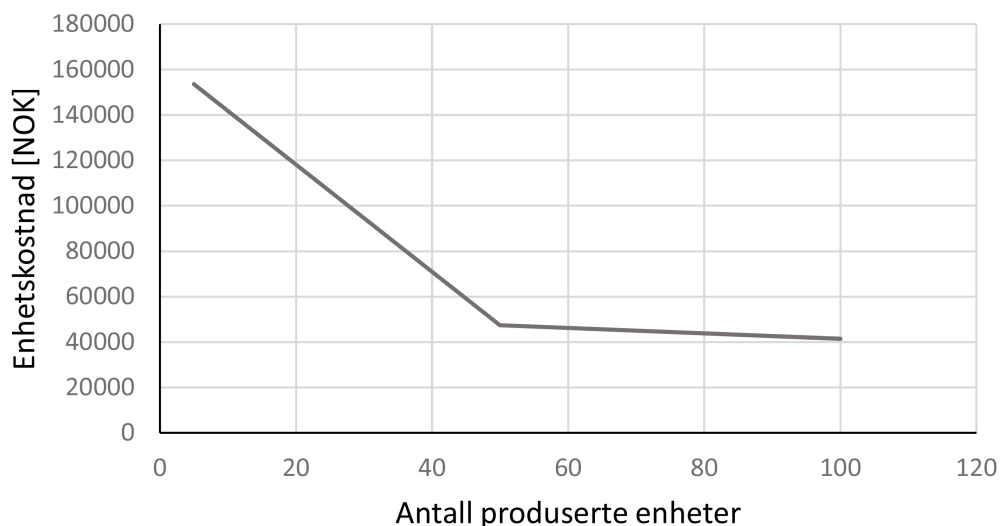
Tabell 10.3: Grov kostnadskalkyle for serieproduksjon.

Engangskostnader				
	Timer	Kvanta	Pris NOK	Sum NOK
Delsum konseptutvikling		1	585 000	585 500
Lage spesialverktøy		1	5 200	5 200
Sum engangskostnader				590 700
Løpende kostnader				
	Timer	Kvanta	Pris NOK	Sum NOK
Arbeidskostnader				
Maskinering	16		1200 kr/t	19 200
Montering	2		650 kr/t	1 300
Materialkostnader				
Aluminium		44 kg	13 kr/kg	572
Rustfritt stål		42,5 kg	48 kr/kg	2 040
Bolter og muttere		1 pk.	500 kr/pk	500
Generator		1 stk.	10 000 kr/stk	10 000
Rullelagre		2 stk.	1 000 kr/stk	2 000
Sum løpende kostnader				35 612

Tabell 10.4: Enhetskostnader ved serieproduksjon.

Produksjon av 5 enheter			
	Kvanta	Pris NOK	Sum NOK
Engangskostnader	1	590 700	590 700
Løpende kostnader	5	35 612	178 060
Enhetskostnad			153 752
Produksjon av 50 enheter			
	Kvanta	Pris NOK	Sum NOK
Engangskostnader	1	590 700	590 700
Løpende kostnader	50	35 612	1 780 600
Enhetskostnad			47 426
Produksjon av 100 enheter			
	Kvanta	Pris NOK	Sum NOK
Engangskostnader	1	590 700	590 700
Løpende kostnader	100	35 612	3 561 200
Enhetskostnad			41 519

Av figur 10.2 kan man se hvordan enhetskostnaden konvergerer mot de løpende kostnadene, som vil bli et minimum for enhetskostnaden. Enhetskostnaden er omtrent halvparten av de tidlige kostnadsvurderingene. Det er viktig å fremheve at dette kun er en grov estimering og at det er knyttet stor usikkerhet rundt produksjon av turbinhus, samt generatorpris.



Figur 10.2: Graf som viser endringen i enhetskostnad i forhold til antall produserte enheter.

11. Diskusjon og prosessevaluering

I dette kapitlet er ulike sider av arbeidsprosessen og forholdene ved resultatene av oppgaven diskutert.

11.1 Prosessdiskusjon

Siden oppgaven bygger på tidligere arbeid, ble det brukt mye tid på å granske oppgavene og tilegne meg kunnskap om aktuell teori. Studien av de tidligere oppgavene førte imidlertid til nyttige funn i form av feilkilder og en god innføring i aktuell teori. Funnene av feilkilder førte til at utgangspunktet for egne beregninger ble mer virkelighetsnære.

Et vakt utgangspunkt for oppgaven var å videreutvikle hele spillvarmegjenvinningsystemet. Varmeveksler og dampturbin ble tidlig siktet inn på og mye tid gikk med til tilegning av varmevekslingsteori. Planen var å utvikle varmeveksler først og deretter bruke verdier derfra som utgangspunkt for utvikling av dampturbin. Imidlertid fant jeg etterhvert ut at tiden ikke strakk til for begge produktene. Dampturbinen ble valgt som hovedfokus siden den trigget nysgjerrigheten mest.

Funksjonsvalgene ble tatt med et utgangspunkt om å holde det simpelt, slik at virkelighetsnære tall kunne kalkuleres. Etter først å ha valgt turbinprinsipp ble de neste valgene utført uten seleksjonsmatrise. Dette fordi fordelene og ulempene var såpass klare at en matrise kun ville overkomplisert valget. Med mange ukjente variabler, kunne jeg med fordel satt klarer rammer for oppgaven eller fastsatt noen parametere på et tidligere tidspunkt. Beregninger av dysen og rotoren ble mer omfattende enn forventet, noe som førte til at det ikke ble mye tid igjen til de resterende komponentene.

Bremsene med tanke på omfanget burde blitt satt på tidligere. Det ble hektisk mot slutten, noe som førte til grove estimeringer både i materialvalg, produksjon og den økonomiske analysen. Her kunne jeg med fordel dratt mer nytte av dyktige ansatte på instituttet i form av veiledning. Omfanget på oppgaven var underestimert fra starten av og det ble nødvendig å begrense oppgaven underveis i prosessen. Selv om mye tid har gått med til å tilegne seg kunnskap som ikke kommer frem i rapporten, har det hjulpet mye på totalforståelsen.

11.2 Resultatdiskusjon

Resultatene av oppgaven er like mye regnearkene for dysen og rotoren som selve tallene som kommer frem fra den valgte iterasjonen. Ved restriksjoner i eksempelvis turtall, størrelse eller innløpstemperatur og -trykk kan dampturbinen relativt enkelt omdimensjoneres.

Den store usikkerheten i resultatene ligger i hva som kommer ut fra varmeveksleren. Dette vil kun være mulig å gjøre antakelser på før den er utviklet og testet. I tillegg er det svært utfordrende å gjøre eksakte beregninger med overopphetet damp. En idealisering av denne vil garantert ha noe å si for resultatet i forhold til virkeligheten.

Beregningsmetodene som er brukt ved beregninger av dyse og rotorblad er adaptert fra anerkjente fagbøker. Antakelsene som er gjort underveis er mye basert på anbefalinger i disse bøkene. Metodene er ganske rett frem, samt at de innebærer en god del forenklinger og idealiseringer som bør tas i betraktning. Friksjonstap ved rotasjon av akselen er eksempelvis ikke tatt i betraktning. For at dysen skal fungere optimalt må trykket i turbinhuset være likt trykket ved utløp av dysen. I de fleste iterasjonene endte dette trykket på et trykk under atmosfærisk trykk, noe som er veldig vanlig i dampturbiner. Dette må trolig løses med en vakuumpkondenser og må utredes i videre arbeid.

Det må sies at resultatene fra beregningene er svært tilfredsstillende, usikkerhetene tatt i betraktning. En elektrisk effekt ut på 9,8 kW vil gi en økning av den totale elektriske virkningsgraden for drivkilden på ca. 30 %, fra 27 til 35 %. De største usikkerhetene vil ligge i tyngde og virkningsgrad på resten av komponentene, samt nødvendig arbeid utført av pumpe i vannkretsløpet.

Elektrisk effekt på 9,8 kW gir en elektrisk virkningsgrad på 15,8 %. Til sammenligning har de to kommersialiserte dampturbinene på 1,5 kW og 15 kW fra Green Turbine™ (kapittel 1.6.2) en elektrisk virkningsgrad på henholdsvis 10,4 % og 13,2 %.⁴ Dette gir grunnlag for å anta at den faktiske virkningsgraden på egenutviklet turbin er lavere enn beregnet. Dette stemmer godt overens med betraktningene ovenfor.

⁴Disse verdiene er regnet ut fra (elektrisk effekt ut / (innløpsentalpi · massestrømmen)) og er basert på oppgitte verdier fra Green Turbine™ [14]

12. Konklusjon

En ettrinns dampturbinløsning basert på impulsprinsippet er utviklet gjennom prosjektet. Den er både metrisk og termodynamisk tilpasset sine bruksomgivelser, som en del av spillvarmegjenvinningssystemet i lettvektskjøretøyet *Dolphin*.

Utviklingen av dampturbinløsningen er et resultat av fordypning i eksisterende litteratur, der kunnskap om dampturbiners funksjon, virkemåte og metoder for dimensjonering av hovedkomponenter er tilegnet. Flere funksjonsalternativer for viktige komponenter er evaluert og valg er tatt ut fra et ønske om høy effektivitet, lav vekt, liten størrelse og enkelhet.

Hovedkomponenter er dimensjonert i henhold til gitte krav og spesifikasjoner. Resterende komponenter er beskrevet og tillagt føringer for utforming eller valg. Løsningen er konseptualisert i 3D og konstruksjonstegninger med hovedmål er utarbeidet. Prosjektets mål og oppdragsbeskrivelser er med dette besvart.

12.1 Resultater

Utviklingsarbeidet har resultert i en dampturbinløsning med følgende egenskaper:

- Turbinen har dimensjonene 184 mm x 209 mm x 92 mm og veier 1,7 kg.
- Under optimale forhold leverer den 10,9 kW mekanisk effekt. Tilkoblet en generator med virkningsgrad på 0,9 utgjør dette 9,8 kW elektrisk effekt, som gir en total elektrisk virkningsgrad på 15,8 %.
- Turbinen har én dyse, én rotor og et driftsturtall på 70 000 rpm.
- Utformingen av turbinen er rundt, foruten utløpsrør og dysseinnløp.

12.2 Anbefalinger

Når en går videre i systemutviklingen for *Dolphin* anbefales det å fokusere på følgende:

- Utvikle en varmeveksler for å finne ut hva man kan forvente å få inn i dampturbinen.
- Utrede eksterne løsninger for å skape ønsket vakuum i turbinhuset.

- Foreta valg av høyhastighets generator.
- Utvikle resterende komponenter i varmegjenvinningssystemet.

12.3 Videre arbeid

Oppgaven er et tidlig utviklingsprosjekt og det er behov for flere utredninger og optimaliseringer før prosjektet kan realiseres. Videre arbeid knyttet til dampturbinløsningen:

- Utføre detaljerte FEM-, temperatur- og strømningsanalyser.
- Optimalisere turbinens hovedkomponenter med hensyn på materialvalg, produksjonsvennlighet og strømning.
- Utrede effektpotensialet ved flere trinn.
- Se nærmere på utforming av blad og effekten av å endre dysevinkel.
- Utføre utmattingsberegninger.
- Utføre analyse av kritisk turtall.
- Foreta valg av nøyaktige legeringer.
- Se nærmere på opplagring og lagervalg.
- Se nærmere på tilkoblingspunkter for innløp, utløp og effektoverføring til generator.
- Se nærmere på produksjonsmetode for turbinhus.
- Utvikle og produsere en testmodell.

13. Referanser

Skriftlige kilder

- [3] T. Giampaolo *Gas Turbine Handbook: Principles and Practice*, 5th Ed., The Fairmont Press, Lilburn, 2014, 523 s.
- [4] L. S. Langston & G. Opdyke, *Introduction to Gasturbines for Non-engineers*, Global Gas Turbine News, Vol. 37, 1997, 9 s.
- [5] S. T. Jensen, *Gassturbinmotor*, PDC Tangen, Aurskog, 1998, 392 s.
- [6] A. Brevik & L. T. Lundheim, *Dolphin - Formkonsept for Trike*, NMBU, Ås, 2008, 96 s.
- [7] A. M. Thue & P. Sundquist, *TS-Flexipower*, NMBU, Ås, 2011, 115 s.
- [8] A. M. Thue & P. Sundquist, *Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av multifuel gass-turbinmotor*, NMBU, Ås, 2012, 174 s.
- [9] S. E. Finnøy, *Waste Heat Recovery System for the Dolphin Concept Car*, NMBU, Ås, 2014, 68 s.
- [10] Y. Cengel & M. C. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 8th Ed. McGraw-Hill, 2014, 1115 s.
- [15] J. K. Bøe, *Konsept- og produktrealisering*, NMBU, Aas, 2014, 180 s.
- [16] E. A. Baskharone, *The Finite Element Method with Heat Transfer and Fluid Mechanics Applications*, Cambridge University Press, New York, 2014, 394 s.
- [18] S. A. Korpela, *Principles of Turbomachinery*, 1st Ed., John Wiley and Sons, Inc., New Jersey, 2011, 476 s.
- [20] E. Dick, *Fundamentals of Turbomachines*, Springer, London, 2015, 583 s.

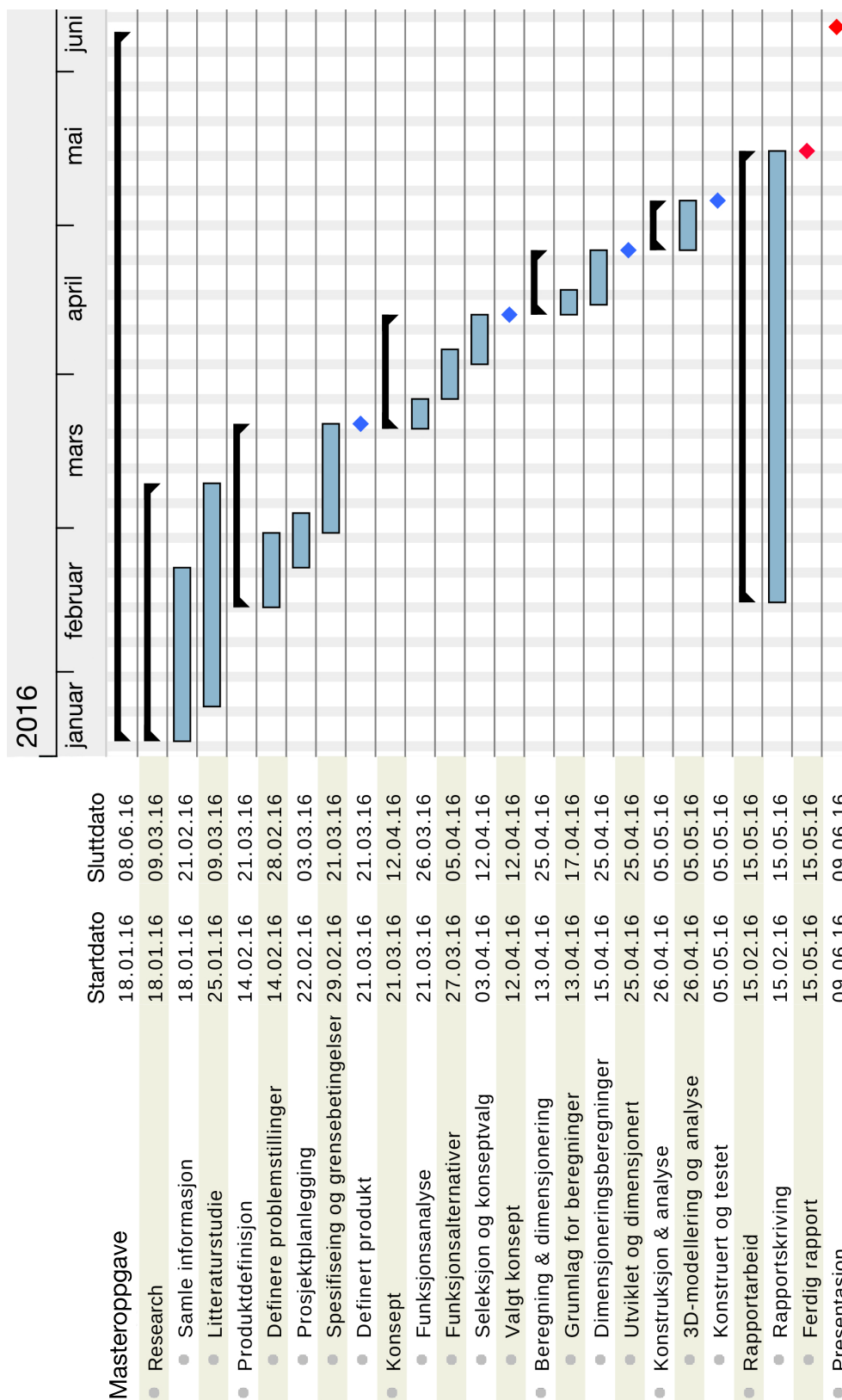
Nettkilder

- [1] Klimagassutslipp, Miljødirektoratet, <http://www.miljostatus.no/>
- [2] Reisevaneundersøkelse, Transportøkonomisk Institutt, <https://www.toi.no/>
- [11] Mikrogassturbin, Capstone Turbine Corporation, <http://www.capstoneturbine.com/>
- [12] Mikrogassturbin, Bladon Jets, <http://www.bladonjets.com/>
- [13] Mikrogassturbin, Wrightspeed, <http://www.wrightspeed.com/>
- [14] Mikrodampsturbin, Green Turbine™, <http://www.greenturbine.eu/>
- [17] Gassturbinbilde, Minnesota State University, <http://cset.mnsu.edu/>
- [19] Damptabell, Spirax Sarco International, <http://www.spiraxsarco.com/>

Vedlegg

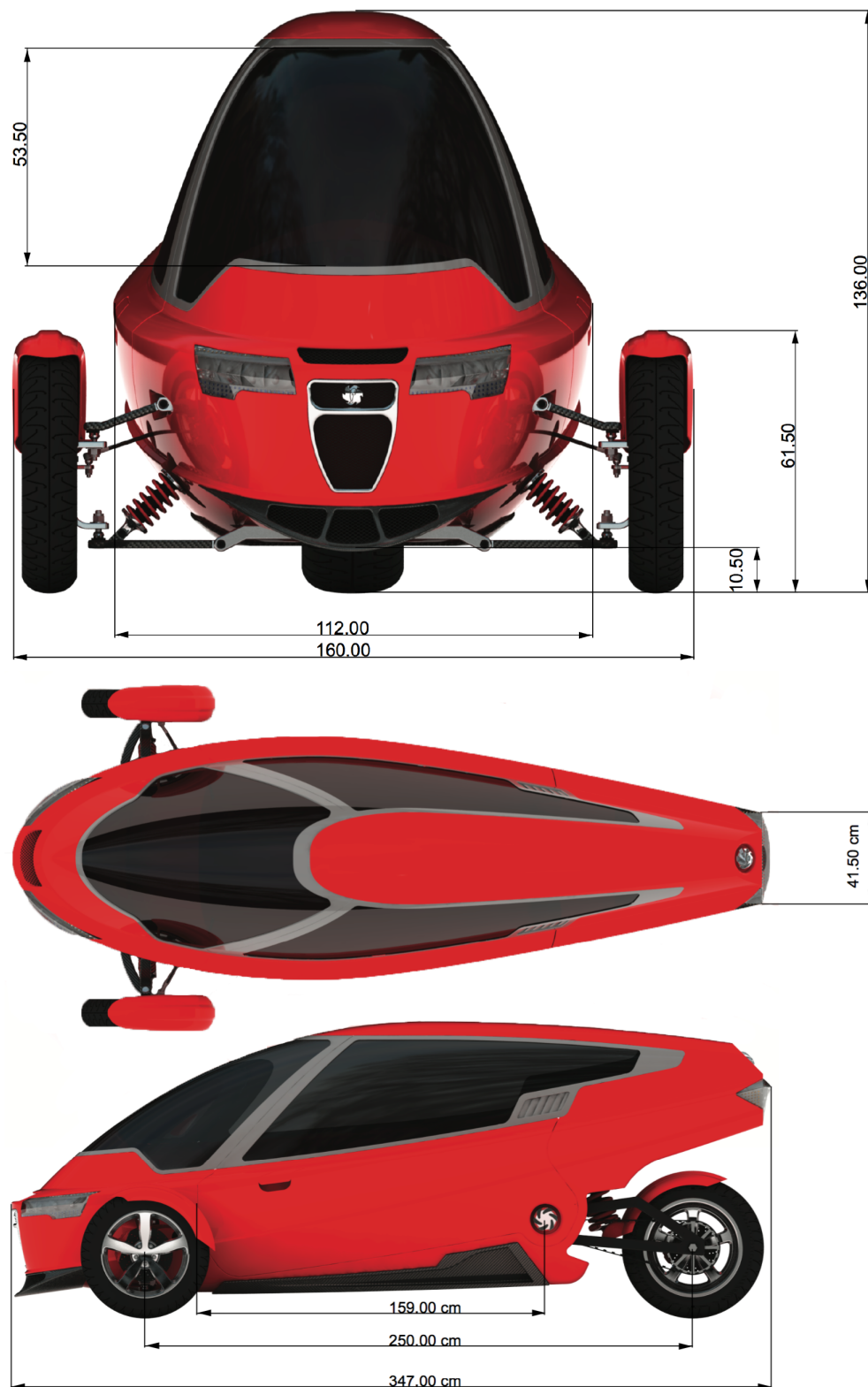
	Side
Vedlegg 1: Gantt-diagram	93
Vedlegg 2: Dimensjoner for <i>Dolphin</i>	94
Vedlegg 3: Regneark dyse	95
Vedlegg 4: Grafer for dyseberegning	97
Vedlegg 5: Regneark rotor	98
Vedlegg 6: Målsatt sammenstillingstegning	99
Vedlegg 7: Eksplosjonstegning	100

Vedlegg 1: Gantt-diagram



Figur 13.1: Gantt-diagram.

Vedlegg 2: Dimensjoner for *Dolphin*



Figur 13.2: Tilgjengelige dimensjoner for *Dolphin*-bilen.[6]

Vedlegg 3: Regneark dyse

500 kPa						
Inlet conditions						
P_1 [kPa]	500	500	500	500	500	500
T_1 [K]	473,2	523,2	573,2	623,2	673,2	723,2
V_1 [m/s]	0	0	0	0	0	0
ρ_1 [kg/m ³]	2,290	2,071	1,890	1,739	1,609	1,498
h_1 [kJ/kg]	2855,0	2960,2	3063,8	3167,4	3271,8	3377,2
k [-]	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
m_dot [kg/s]	0,0217	0,0209	0,0202	0,0195	0,0189	0,0183
R [kJ/kg K]	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615
Throat conditions, M = 1						
M* [-]	1	1	1	1	1	1
T* [K]	411,4	454,9	498,4	541,9	585,3	628,8
P* [kPa]	272,9	272,9	272,9	272,9	272,9	272,9
ρ^* [kg/m ³]	1,437	1,300	1,186	1,091	1,010	0,940
V* [m/s]	496,8	522,4	546,8	570,2	592,6	614,2
A* [m ²]	3,038E-05	3,081E-05	3,115E-05	3,142E-05	3,162E-05	3,291E-05
D* [mm]	6,2	6,3	6,3	6,3	6,3	6,5
Exit conditions						
M_2 [-]	1,3	1,6	2	2,3	2,6	2,9
T_2 [K]	377,5	378,0	358,2	347,4	334,2	319,8
P_2 [kPa]	187,8	122,3	65,2	39,8	24,1	14,6
ρ_2 [kg/m ³]	1,078	0,701	0,395	0,248	0,156	0,099
c_2 [m/s]	475,9	476,2	463,6	456,6	447,8	438,0
V_2 [m/s]	618,6	761,9	927,2	1050,1	1164,3	1270,2
A_2 [m ²]	3,251E-05	3,916E-05	5,524E-05	7,505E-05	1,042E-04	1,516E-04
D_2 [mm]	6,4	7,1	8,4	9,8	11,5	13,9
600 kPa						
Inlet conditions						
P_1 [kPa]	600	600	600	600	600	600
T_1 [K]	473,2	523,2	573,2	623,2	673,2	723,2
V_1 [m/s]	0	0	0	0	0	0
ρ_1 [kg/m ³]	2,748	2,485	2,268	2,086	1,931	1,798
h_1 [kJ/kg]	2849,7	2956,6	3061,2	3165,4	3270,2	3375,9
k [-]	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
m_dot [kg/s]	0,0217	0,0209	0,0202	0,0196	0,0189	0,0183
R [kJ/kg K]	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615
Throat conditions, M = 1						
M* [-]	1	1	1	1	1	1
T* [K]	411,4	454,9	498,4	541,9	585,3	628,8
P* [kPa]	327,4	327,4	327,4	327,4	327,4	327,4
ρ^* [kg/m ³]	1,724	1,560	1,424	1,309	1,212	1,128
V* [m/s]	496,8	522,4	546,8	570,2	592,6	614,2
A* [m ²]	2,536E-05	2,570E-05	2,598E-05	2,620E-05	2,636E-05	2,647E-05
D* [mm]	5,7	5,7	5,8	5,8	5,8	5,8
Exit conditions						
M_2 [-]	1,2	1,7	2	2,3	2,6	2,8
T_2 [K]	389,1	364,9	358,2	347,4	334,2	332,3
P_2 [kPa]	257,1	126,0	78,3	47,7	28,9	20,7
ρ_2 [kg/m ³]	1,432	0,748	0,473	0,298	0,187	0,135
c_2 [m/s]	483,2	467,9	463,6	456,6	447,8	446,5
V_2 [m/s]	579,8	795,5	927,2	1050,1	1164,3	1250,3
A_2 [m ²]	2,618E-05	3,519E-05	4,608E-05	6,258E-05	8,687E-05	1,089E-04
D_2 [mm]	5,8	6,7	7,7	8,9	10,5	11,8

Figur 13.3: Dyse-beregninger for iterasjoner med $P_{inn} = 500$ kPa & 600 kPa.

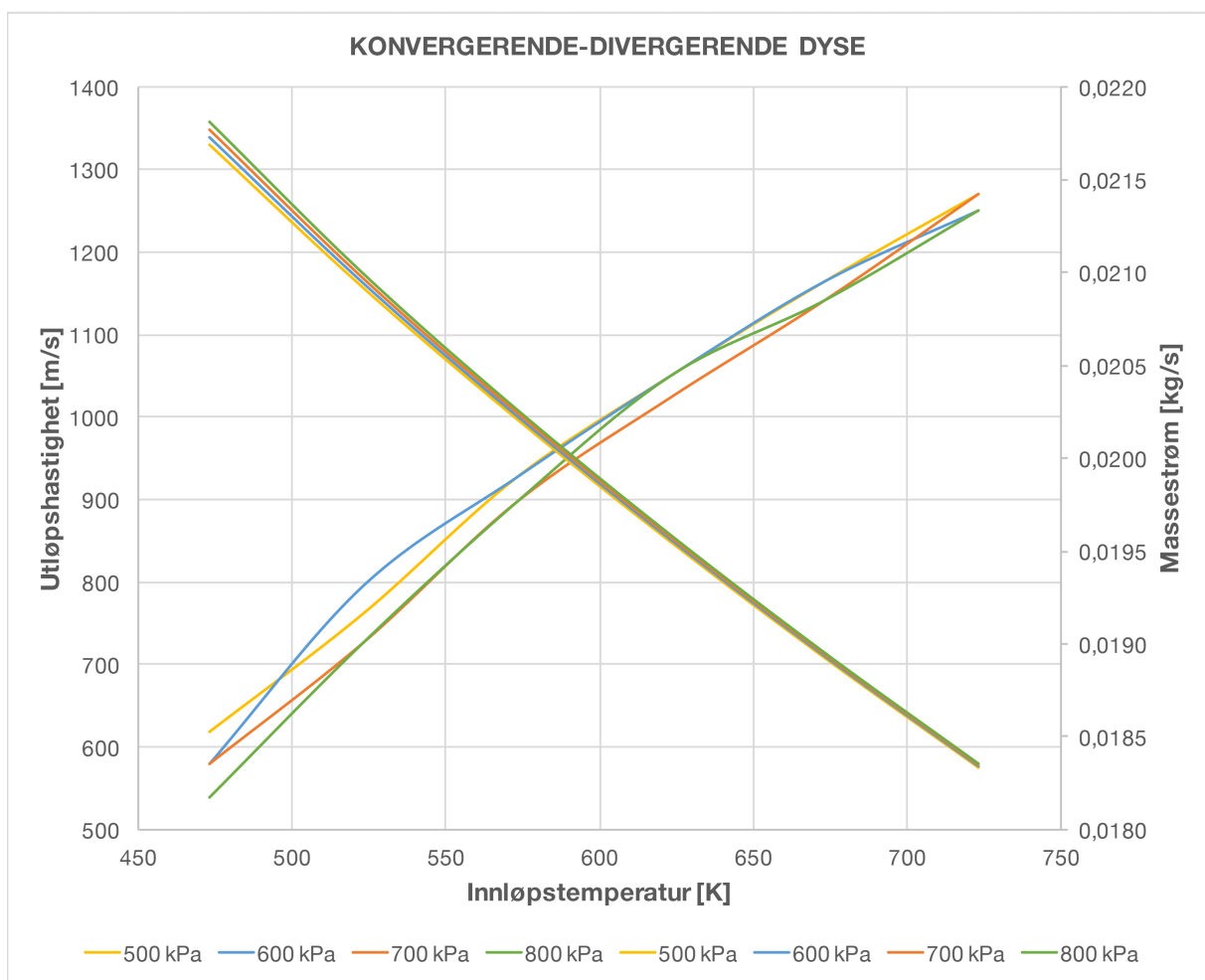
700 kPa						
Inlet conditions						
P_1 [kPa]	700	700	700	700	700	700
T_1 [K]	473,2	523,2	573,2	623,2	673,2	723,2
V_1 [m/s]	0	0	0	0	0	0
ρ_1 [kg/m ³]	3,206	2,899	2,646	2,434	2,253	2,097
h_1 [kJ/kg]	2844,3	2953,0	3058,6	3163,4	3268,6	3374,6
k [-]	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
m_dot [kg/s]	0,0218	0,0210	0,0202	0,0196	0,0189	0,0183
R [kJ/kg K]	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615
Throat conditions, M = 1						
M* [-]	1	1	1	1	1	1
T* [K]	411,4	454,9	498,4	541,9	585,3	628,8
P* [kPa]	382,0	382,0	382,0	382,0	382,0	382,0
ρ^* [kg/m ³]	2,012	1,820	1,661	1,528	1,414	1,316
V* [m/s]	496,8	522,4	546,8	570,2	592,6	614,2
A* [m ²]	2,178E-05	2,206E-05	2,229E-05	2,247E-05	2,261E-05	2,269E-05
D* [mm]	5,3	5,3	5,3	5,3	5,4	5,4
Exit conditions						
M_2 [-]	1,2	1,5	1,9	2,2	2,5	2,9
T_2 [K]	389,1	391,1	371,8	361,0	347,4	319,8
P_2 [kPa]	300,0	198,5	107,3	65,8	39,8	20,4
ρ_2 [kg/m ³]	1,670	1,100	0,625	0,395	0,249	0,138
c_2 [m/s]	483,2	484,4	472,3	465,4	456,6	438,0
V_2 [m/s]	579,8	726,6	897,4	1023,9	1141,4	1270,2
A_2 [m ²]	2,248E-05	2,624E-05	3,607E-05	4,844E-05	6,679E-05	1,046E-04
D_2 [mm]	5,3	5,8	6,8	7,9	9,2	11,5
800 kPa						
Inlet conditions						
P_1 [kPa]	800	800	800	800	800	800
T_1 [K]	473,2	523,2	573,2	623,2	673,2	723,2
V_1 [m/s]	0	0	0	0	0	0
ρ_1 [kg/m ³]	3,664	3,314	3,024	2,782	2,575	2,397
h_1 [kJ/kg]	2838,8	2949,4	3056,0	3161,4	3267,0	3373,3
k [-]	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
m_dot [kg/s]	0,0218	0,0210	0,0203	0,0196	0,0190	0,0184
R [kJ/kg K]	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615	0,4615
Throat conditions, M = 1						
M* [-]	1	1	1	1	1	1
T* [K]	411,4	454,9	498,4	541,9	585,3	628,8
P* [kPa]	436,6	436,6	436,6	436,6	436,6	436,6
ρ^* [kg/m ³]	2,299	2,080	1,898	1,746	1,616	1,504
V* [m/s]	496,8	522,4	546,8	570,2	592,6	614,2
A* [m ²]	1,909E-05	1,932E-05	1,952E-05	1,968E-05	1,979E-05	1,986E-05
D* [mm]	4,9	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
Exit conditions						
M_2 [-]	1,1	1,5	1,9	2,3	2,5	2,8
T_2 [K]	400,5	391,1	371,8	347,4	347,4	332,3
P_2 [kPa]	388,3	226,9	122,7	63,6	45,5	27,5
ρ_2 [kg/m ³]	2,101	1,257	0,715	0,397	0,284	0,180
c_2 [m/s]	490,2	484,4	472,3	456,6	456,6	446,5
V_2 [m/s]	539,2	726,6	897,4	1050,1	1141,4	1250,3
A_2 [m ²]	1,925E-05	2,299E-05	3,159E-05	4,700E-05	5,847E-05	8,177E-05
D_2 [mm]	5,0	5,4	6,3	7,7	8,6	10,2

Figur 13.4: Dyse-beregninger for iterasjoner med $P_{inn} = 700$ kPa & 800 kPa.

Vedlegg 4: Grafer for dyseberegning

		T ₁ [K]						
		V ₂	473,2	523,2	573,2	623,2	673,2	723,2
P ₁ [kPa]	500		618,6	761,9	927,2	1050,1	1164,3	1270,2
	600		579,8	795,5	927,2	1050,1	1164,3	1250,3
	700		579,8	726,6	897,4	1023,9	1141,4	1270,2
	800		539,2	726,6	897,4	1050,1	1141,4	1250,3

		T ₁ [K]						
		m _{dot}	473,2	523,2	573,2	623,2	673,2	723,2
P ₁ [kPa]	500		0,0217	0,0209	0,0202	0,0195	0,0189	0,0183
	600		0,0217	0,0209	0,0202	0,0196	0,0189	0,0183
	700		0,0218	0,0210	0,0202	0,0196	0,0189	0,0183
	800		0,0218	0,0210	0,0203	0,0196	0,0190	0,0184

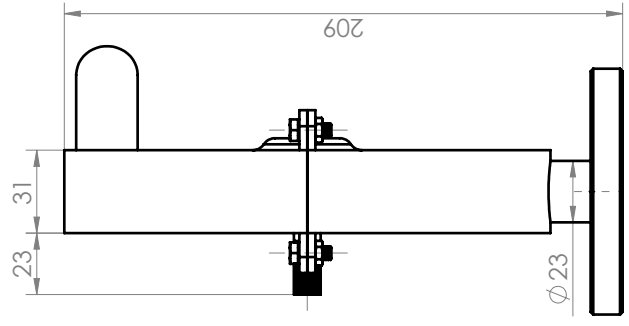
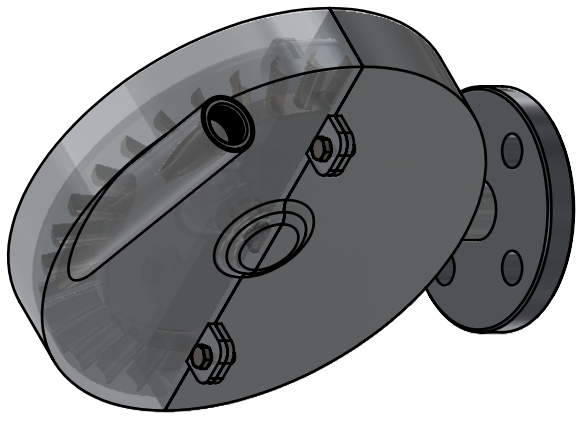
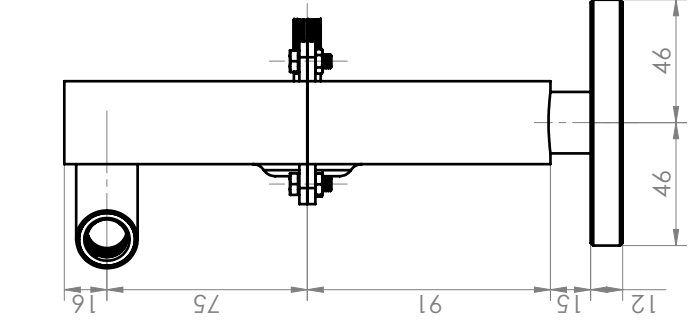
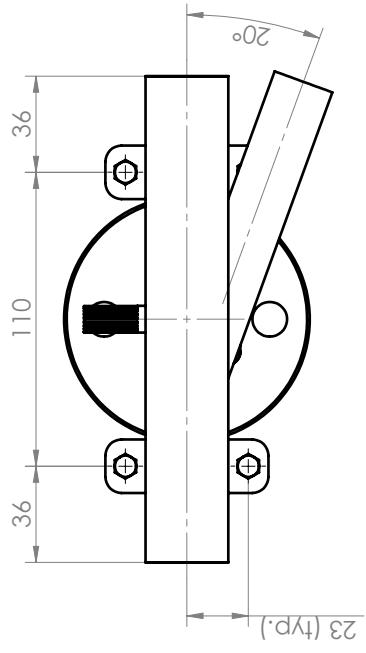
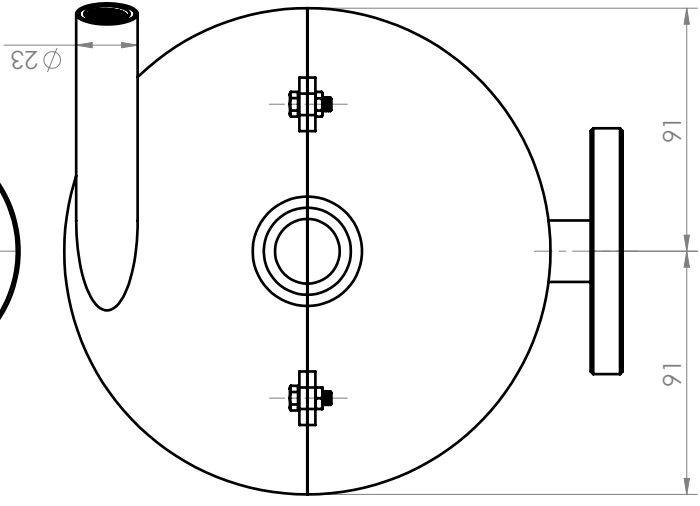
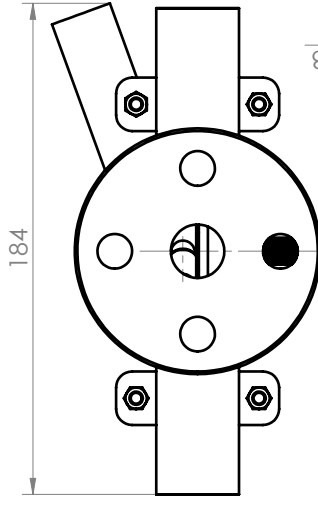


Figur 13.5: Graf som viser sammenhengen mellom innløpstemperatur T_{inn} , utløpshastighet V_2 og massestrøm \dot{m} . De grafene som stiger med økende temperatur representerer utløpshastigheten, mens de synkende representerer massestrømmen.

Vedlegg 5: Regneark rotor

SINGLE STAGE IMPULS TURBINE (R = 75 mm)						
	600 kPa	600 kPa	600 kPa	600 kPa	600 kPa	600 kPa
	200 C	250 C	300 C	350 C	400 C	450 C
Mean radius blade, R	0,075 m	0,075 m	0,075 m	0,075 m	0,075 m	0,075 m
n	35000 rpm	48000 rpm	55000 rpm	63000 rpm	70000 rpm	75000 rpm
mass flow, \dot{m}	0,0217 kg/s	0,0209 kg/s	0,0202 kg/s	0,0196 kg/s	0,0189 kg/s	0,0183 kg/s
nozzle angle, α_2	70 deg.	70 deg.	70 deg.	70 deg.	70 deg.	70 deg.
nozzle speed V_2	579,79 m/s	795,46 m/s	927,17 m/s	1050,10 m/s	1164,28 m/s	1250,26 m/s
frictional loss rotor	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
U/V_2	0,47 ratio	0,47 ratio	0,47 ratio	0,47 ratio	0,47 ratio	0,47 ratio
loss from irrevers.	5,01 %	5,01 %	5,12 %	5,05 %	5,03 %	5,05 %
U	274,89 m/s	376,99 m/s	431,97 m/s	494,80 m/s	549,78 m/s	589,05 m/s
V_{x2}	198,30 m/s	272,06 m/s	317,11 m/s	359,16 m/s	398,21 m/s	427,61 m/s
V_{u2}	544,83 m/s	747,49 m/s	871,26 m/s	986,77 m/s	1094,06 m/s	1174,86 m/s
W_{u2}	269,94 m/s	370,50 m/s	439,29 m/s	491,97 m/s	544,29 m/s	585,81 m/s
Since $W_{x2} = V_{x2}$						
W_2	334,95 m/s	459,66 m/s	541,79 m/s	609,12 m/s	674,40 m/s	725,28 m/s
β_2	53,70 deg.	53,71 deg.	54,18 deg.	53,87 deg.	53,81 deg.	53,87 deg.
W_3	308,80 m/s	423,79 m/s	499,51 m/s	561,58 m/s	621,77 m/s	668,67 m/s
Equiangular blades: $\beta_3 = -\beta_2$						
W_{x3}	182,82 m/s	250,83 m/s	292,36 m/s	331,13 m/s	367,13 m/s	394,24 m/s
W_{u3}	-248,87 m/s	-341,58 m/s	-405,01 m/s	-453,57 m/s	-501,81 m/s	-540,09 m/s
V_{u3}	26,02 m/s	35,41 m/s	26,96 m/s	41,23 m/s	47,97 m/s	48,96 m/s
Since $V_{x3} = W_{x3}$						
α_3	8,10 deg.	8,03 deg.	5,27 deg.	7,10 deg.	7,44 deg.	7,08 deg.
V_3	184,67 m/s	253,32 m/s	293,60 m/s	333,68 m/s	370,25 m/s	397,27 m/s
w	142,61 kJ/kg	268,45 kJ/kg	364,71 kJ/kg	467,86 kJ/kg	575,12 kJ/kg	663,21 kJ/kg
\dot{W}	3,10 kW	5,62 kW	7,38 kW	9,15 kW	10,89 kW	12,16 kW
KE_nozzle	168,08 kJ/kg	316,38 kJ/kg	429,83 kJ/kg	551,36 kJ/kg	677,77 kJ/kg	781,57 kJ/kg
η_{rotor}	84,85 %	84,85 %	84,85 %	84,86 %	84,85 %	84,86 %
$\eta_{generator}$	0,9 -	0,9 -	0,9 -	0,9 -	0,9 -	0,9 -
P_{el}	2,79 kW	5,06 kW	6,64 kW	8,24 kW	9,80 kW	10,95 kW

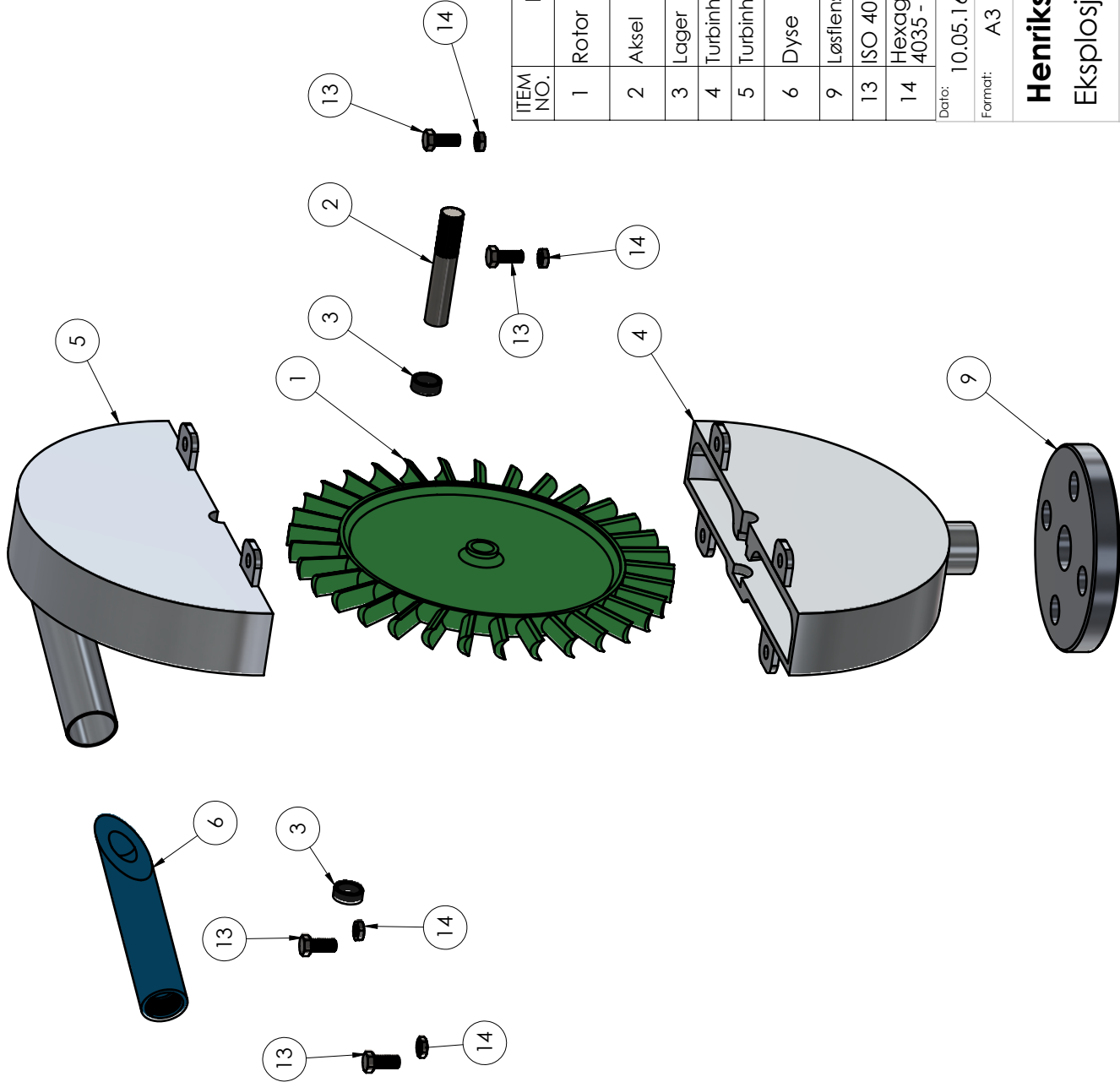
Figur 13.6: Eksempel på regneark for rotor. Her representert ved 600 kPa-iterasjonene fra tabell 7.1 for r_{rotor} på 75 mm. Et likt regneark er utarbeidet for alle iterasjoner i den nevnte tabellen for størrelsene $r_{rotor} = 65, 75$ og 85 mm.



Bredde: 184 mm
 Høyde: 209 mm
 Lengde: 92 mm

Ikke toleransesatte mål iht. NS-ISO 2768

Dato: 10.05.16	Konstr./tegn: V.G.H	Projeksjon:	Målestokk: 1:2	NMBU
Format: A3				Erstatning for: Erstatlet av:
Henriksen Turbine 10.9				Tegning 1
Globale mål av sammenstilling				
Henvising:				Beregning:



Total vekt: 1,7 kg

ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	MATERIAL	WEIGHT	QTY.
1	Rotor	Aksel Ø85 (Astrup)	AISI 304	0,4 kg	1
2	Aksel	Aksel Ø12 (Astrup)	AISI 304	-	1
3	Lager	-	-	-	2
4	Turbinhus underdel	Støpt del	Aluminium	0,4 kg	1
5	Turbinhus overdel	Støpt del	Aluminium	0,4 kg	1
6	Dyse	Aksel Ø25 (Astrup)	AISI 304	0,2 kg	1
9	Løslifens DIN 2642	Damstahl	Aluminium	0,2 kg	1
13	ISO 4017 - M5 x 12-S				4
14	Hexagon Thin Nut ISO 4035 - M5 - N				4

Date: 10.05.16
 Format: A3
 Konstr./Tegner: V.G.H
 Prosjeksjon:
 Målestokk: 1:2

NMBU

Henriksen Turbine 10.9
 Eksplosjonstegning

Erstatning for: Erstatning av:
 Tegning 2

Henvising: Beregning:



Norges miljø- og biovitenskapelig universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway