

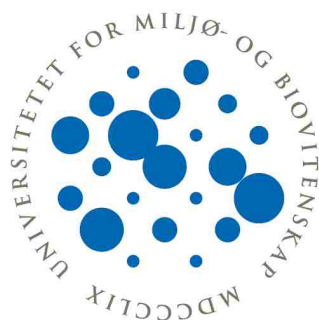
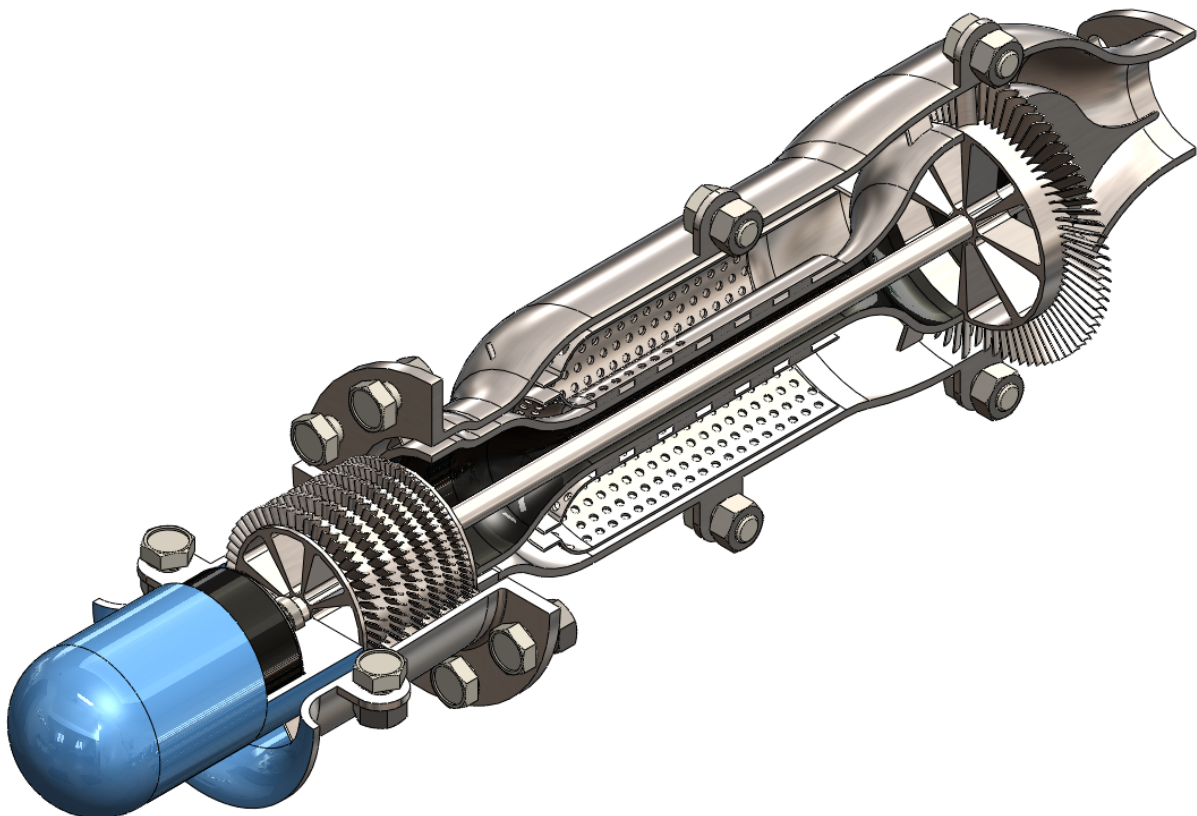
UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP



# UTVIKLING, DIMENSJONERING OG KONSTRUKSJON AV MULTIFUEL GASSTURBINMOTOR (Multifuel turbinmotorkonsept)

av

Alexander Moen Thue & Petter Sundquist



**Mastergradsarbeide ved Universitetet for miljø- og biovitenskap,**

**Institutt for matematiske realfag og teknologi**

**Vårsemesteret 2012**

# FORORD

Dette er en masteroppgave skrevet ved institutt for matematiske realfag og teknologi, Universitetet for miljø- og biovitenskap, våren 2012. Hensikten med masteroppgaven er å bidra i utviklingen av alternative miljøvennlige drivkilder til dagens og morgendagens kjøretøy. Masteroppgaven er en fordypning i gassturbinssystemet fra forprosjektet TS-FlexiPower, skrevet av oss i faget TIP300, høsten 2011.

Motivasjonen for å skrive denne oppgaven ligger i utfordringene ved at dette er et tema vi kan lite om fra før, men er veldig nysgjerrige på. Forprosjektet vekket interessen for det genialt enkle prinsippet i gassturbiner, og gav oss troen på at disse motorene vil fungere svært godt i hybrid-elektriske systemer i kjøretøy. Dette gjorde at vi fikk lyst til å konstruere en mikrogassturbin tilpasset et slikt system.

Det er naturlig for oss å jobbe sammen med mastergradsarbeidet, siden vi arbeider godt sammen og har god erfaring med samarbeid fra forprosjektet og andre større prosjekter.

Vi vil takke senioringeniør Bjørn Brenna for hjelp med produksjonsmetoder og estimering av produksjonskostnader, og førsteamanuensis Petter H. Heyerdahl med råd og anbefalinger til generator.

Ås, den 14. mai 2012

---

Alexander Moen Thue

---

Petter Sundquist

## SAMMENDRAG

Bakgrunn for oppgaven er forprosjektet TS-FlexiPower, der et gassturbinkonsept med varmegjenvinning for bruk i lettvektskjøretøyet Dolphin ble utredet. Prosjektet fanget interesse, og nysgjerrighet rundt gassturbiner førte til et ønske om å utvikle en slik motor. Forprosjektet resulterte i spesifikasjoner som danner grunnlag for målsetninger i denne oppgaven. Små gassturbiner er foreløpig lite utviklet, men med sitt enkle prinsipp, få deler og lave utslipp kan en godt utviklet gassturbin trolig svare på de stadig strengere utslippskravene fra myndighetene og FN.

Opgavens problemstilling er å utvikle, dimensjonere og legge konstruksjonsgrunnlag for hovedkomponentene i en multifuel mikrogassturbin som yter 30 – 40 kW, har en effektivitet over 25 %, er kortere enn 500 mm, har en diameter under 450 mm, veier under 20 kg og kan demonteres for vedlikehold.

For å svare på problemstillingen er det gjennomført et omfattende litteraturstudie. På bakgrunn av dette er det redegjort for flere løsningsalternativer, og disse er evaluert opp mot hverandre. Denne evalueringen resulterte i et konsept, som danner grunnlag for dimensjonering av motorens hovedkomponenter.

I dimensjoneringen er det lagt vekt på å finne hovedkomponentenes nødvendige størrelser og strømningsarealer, for å sannsynliggjøre at motoren vil virke. Konstruksjonen er kontrollert med FEM-analyse, men styrkemessig optimering er ikke tillagt betydning.

Prosjektet har resultert i at en multifuel mikrogassturbinmotor som leverer 32,2 kW er utviklet og hovedkomponenter er dimensjonert. Den har kompresjonsforhold på 3:1 og aksiell strømnings med 6 kompressortrinn og 1 turbintrinn. Motoren har driftsturtall på 78 000 rpm, en teoretisk effektivitet på 27 %, lengde på 463 mm, diameter på 154 mm og veier 5,4 kg. Resultatene oppfyller prosjektmålene. Analysen viser at spenningsverdiene er akseptable, og at driftsturtallet unngår motorens kritiske turtall.

Det er lagt konstruksjonsgrunnlag med 3D-modell, globale konstruksjonstegninger og projektrapport som belyser problemområder og forbedringspotensialer for videre arbeid med motoren. Prosjektets mål og oppdragsbeskrivelse er med dette besvart.

# ABSTRACT

Background to this thesis is the pilot project TS-FlexiPower, in which a gas turbine concept with heat recovery for use in the lightweight vehicle Dolphin was assessed. The project caught interest, and curiosity about gas turbines led to a desire to develop such an engine. The pilot project resulted in specifications that form the basis for the objectives of this thesis. Small gas turbines are currently little developed, but with its simple principle, few parts and low emissions, a well-developed gas turbine is likely to respond to the increasingly stricter emission requirements from the government and the UN.

The chosen topic of this thesis is to develop, dimension and add structural basis for the main components of a multi-fuel micro gas turbine that provide 30 – 40 *kW*, has an efficiency over 25%, is shorter than 500 *mm*, has a diameter less than 450 *mm*, weighs under 20 *kg* and can be disassembled for maintenance.

To answer the chosen topic it has been carried out an extensive literature review. On this basis, several solution options is provided, and these are evaluated against each other. This evaluation resulted in a concept, which forms the basis for the dimensioning of the engines components.

In the dimensioning, emphasis is on finding the main components required sizes and flow areas, to make it probable that the engine will work. The design is checked with FEM analysis, but strength wise optimization is not given importance.

The project has resulted in that a multi-fuel micro gas turbine engine that delivers 32,2 *kW* is developed and main components are dimensioned. It has a compression ratio of 3:1 and axial flow with 6 compressor stages and 1 turbine stage. The engine has an operating speed of 78 000 *rpm*, an efficiency of 27 %, a length of 463 *mm*, a diameter of 154 *mm* and weighs 5,4 *kg*. The results meet the project objectives. The analysis show that levels of stress are acceptable, and that the operating speed avoids critical engine speeds.

Structural basis is added with 3D model, global construction drawings and project report which highlight problem areas and improvement potentials for further work with the engine. The project objectives and mission statement is with this answered.

# INNHALDSFORTEGNELSE

	Side
<b>1. INNLEDNING.....</b>	<b>11</b>
1.1 Bakgrunn.....	11
1.2 Gasturbinmotorens historie.....	13
1.3 Miljøutfordringer.....	16
1.4 Markedsbehov og potensiale.....	17
1.5 Problemstillinger og teknologiske utfordringer.....	18
1.5.1 Problemstillinger.....	18
1.5.2 Teknologiske utfordringer.....	19
<b>2. PROSJEKTPLANLEGGING.....</b>	<b>20</b>
2.1 Oppdragsbeskrivelse.....	20
2.2 Prosjekt mål.....	20
2.3 Delmål.....	21
2.4 Arbeids- og milepelplan.....	23
2.5 Begrensninger.....	23
<b>3. EKSISTERENDE LØSNINGER.....</b>	<b>25</b>
3.1 Capstone Turbine Corporation.....	25
3.2 Bladon Jets.....	26
3.3 Stempelmotor.....	27
3.4 Gasturbinmotor.....	28
3.4.1 Braytonsyklus.....	29
3.4.2 Luftinntak.....	31
3.4.3 Kompressor.....	32
3.4.4 Forbrenning.....	36
3.4.5 Turbin.....	42
3.4.6 Eksos.....	43
3.5 Turboakselmotor.....	44

	Side
<b>4. TERMINOLOGI .....</b>	<b>46</b>
4.1 Begreper .....	46
4.2 Symboler og enheter .....	47
4.3 Formler .....	49
<b>5. PRODUKTSPEISIFISERING .....</b>	<b>51</b>
5.1 Overordnede produktkrav .....	51
5.2 Metriske grensespesifikasjoner og variasjonsbredde .....	51
5.3 Metriske grovspeisifiseringer .....	52
5.4 Tidlige kostnadsvurderinger .....	52
<b>6. FUNKSJONSANALYSE OG KONSEPTVALG .....</b>	<b>53</b>
6.1 Funksjonsanalyse .....	53
6.2 Funksjonsalternativer og seleksjon .....	54
6.2.1 Luftinntak .....	54
6.2.2 Kompressor .....	55
6.2.3 Forbrenning .....	56
6.2.4 Turbin .....	58
6.2.5 Generator .....	59
6.3 Konseptvalg .....	60
6.4 Konseptscreening .....	61
6.5 Form og estetikkalternativer .....	63
<b>7. DIMENSJONERING OG ANALYSE .....</b>	<b>64</b>
7.1 Fremgangsmåte .....	64
7.2 Grunnlag for beregninger .....	65
7.2.1 Nødvendig generatoreffekt .....	65
7.2.2 Nødvendige massestrømmer .....	66
7.2.3 Atmosfæriske forhold .....	67
7.2.4 Teoretisk virkningsgrad .....	68
7.3 Kompressor .....	69
7.3.1 Trykk og temperatur .....	69
7.3.2 Dimensjoner og hastigheter .....	70

	Side
7.4	Forbrenningskammer ..... 84
7.4.1	Strømning ..... 84
7.4.2	Dimensjoner ..... 85
7.5	Turbin..... 89
7.5.1	Trykk og temperatur..... 89
7.5.2	Antall turbintrinn..... 90
7.5.3	Turtall ..... 91
7.5.4	Dimensjoner, turbintrinn ..... 92
7.5.5	Dimensjoner, turbinkammer..... 94
7.5.6	Vinkel, turbinblad ..... 95
7.6	Analyse..... 96
7.6.1	FEM-analyse ..... 96
7.6.2	Kritisk turtall ..... 100
<b>8.</b>	<b>EKSTERNE RÅD ..... 102</b>
8.1	Målsettinger for intervjuene ..... 102
8.2	Intervjupopulasjon..... 102
8.3	Intervju..... 102
8.3.1	Produksjonsteknikk og kostnader ..... 102
8.3.2	Generator teknologi ..... 104
8.4	Resultater og resultatdrøfting ..... 105
<b>9.</b>	<b>PRODUKTARKITEKTUR OG DESIGN ..... 106</b>
9.1	Sammenstilling ..... 106
9.2	Design av hovedelementer ..... 107
9.2.1	Kald seksjon ..... 110
9.2.2	Varm seksjon ..... 112
9.2.3	Roterende seksjon..... 114
9.3	Modularisering og standardkomponenter ..... 115



	Side
<b>10. MATERIALVALG .....</b>	<b>116</b>
10.1 Metallurgiske problemområder i gassturbiner .....	116
10.1.1 Creep-rupture.....	116
10.1.2 Duktilitet og brudd .....	116
10.1.3 Utmatting .....	117
10.1.4 Korrosjon .....	118
10.2 Brukspåkjenninger .....	119
10.2.1 Aksel .....	120
10.2.2 Kompressor .....	120
10.2.3 Forbrenningskammer .....	121
10.2.4 Turbin .....	121
10.3 Materialvalg.....	121
10.3.1 Kald seksjon .....	122
10.3.2 Varm seksjon .....	122
10.3.3 Roterende seksjon.....	123
10.3.4 Resultat av materialvalg.....	124
10.4 Morgendagens gassturbinmaterialer .....	125
<b>11. VEDLIKEHOLD OG RESIRKULERING .....</b>	<b>126</b>
11.1 Vedlikehold.....	126
11.2 Miljøkrav og resirkulering.....	127
<b>12. PRODUKSJON OG KOSTNADER.....</b>	<b>128</b>
12.1 Produksjonsmetoder .....	128
12.1.1 CNC fresing .....	128
12.1.2 Dreining .....	128
12.1.3 Laserskjæring.....	129
12.1.4 Støping.....	129
12.1.5 Omsmelting .....	129
12.1.6 Beskyttende belegg .....	129
12.2 Grov kostnadskalkyle for én prototype .....	130
12.3 Grov kostnadskalkyle ved serieproduksjon.....	131

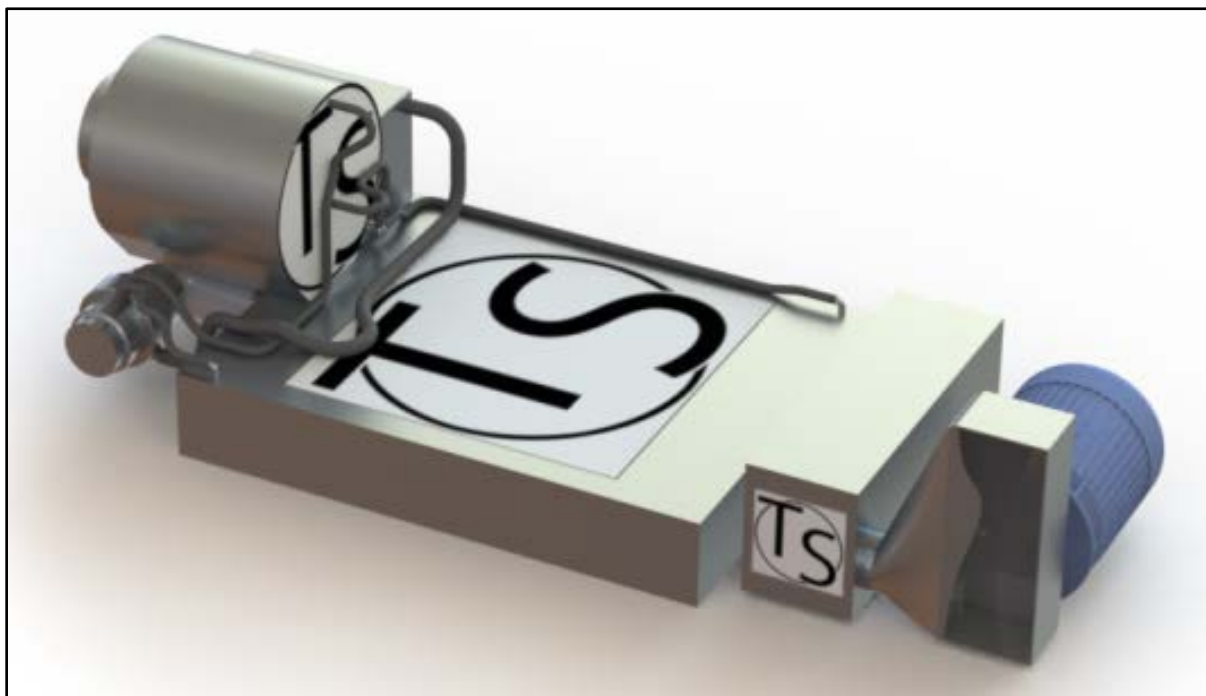
	Side
12.4 Konkurrentanalyse.....	133
<b>13. MARKEDSPRESENTASJON .....</b>	<b>134</b>
13.1 Rendrerte fremstillinger .....	134
13.2 Tekniske beskrivelser.....	137
13.3 Varemerke og emballasje .....	139
<b>14. DISKUSJON OG PROSESSEVALUERING .....</b>	<b>141</b>
14.1 Forbedringspotensialer ved konseptutviklingsarbeidet.....	141
14.2 Design-, produksjon- og kostnadsrevisjon .....	142
<b>15. KONKLUSJON.....</b>	<b>143</b>
15.1 Resultater og anbefalinger .....	143
15.2 Videre arbeid .....	146
<b>16. REFERANSER.....</b>	<b>147</b>
16.1 Skriftlige kilder .....	147
16.2 Nettkilder.....	148
16.2.1 Illustrasjoner.....	150
<b>17. VEDLEGG .....</b>	<b>151</b>

# 1. INNLEDNING

Det settes stadig høyere krav til effektivitet, og det er derfor et ønske om å lage motorer så enkle, lette og effektive som mulig. Gassturbinmotorer er enkle og lette, men siden mange turbinkonstruksjoner er gamle er det er trolig rom for forbedring av effektiviteten. Store forekomster av drivhusgasser i atmosfæren fører til stadig strengere utslippskrav. Siden gassturbiner har lavest utslipp av forbrenningsmotorer, vil disse langt på vei møte kravene om utslipp og effektivitet (10). En ny og forbedret gassturbin vil trolig være enda bedre.

## 1.1 Bakgrunn

Oppgaven baserer seg på forprosjektet TS-FlexiPower (1), og bygger videre på dette. Forprosjektet er en utredning av et gassturbin-konsept med varmegjenvinningsystem, med fokus på plassering og bruk i lettvektskjøretøyet Dolphin (2).



**Figur 1:** *Komplett motorpakke med varmegjenvinningsystem, hentet fra TS-FlexiPower (1).*

Dolphin er et moderne, lite, praktisk og miljøvennlig lettvektskjøretøykonsept, hvor målet er lavt utslipp og høy effektivitet. Kjøretøyet er et resultat av flere tidligere prosjekt- og masteroppgaver ved UMB, hvor det er tiltenkt å ha en effektiv gassturbinmotor som drivkilde.



**Figur 2:** Lettvektskjøretøyet Dolphin og plassering av komplett motorsystem med varmegjenvinning, hentet fra TS-FlexiPower (1) (2).

Forprosjektet resulterte i at et varmegjenvinningsystem er utviklet og konstruert. Systemet utnytter avgitt varme fra en Capstone gassturbin, og det er plassert i Dolphin.

TS-FlexiPower danner grunnlag for mye videre arbeid, og i denne masteroppgaven er det fokusert på utvikling og konstruksjon av en egen mikrogassturbinmotor.

Resultater fra forprosjektet er tatt med videre inn i dette prosjektet, og danner grunnlag for oppgavens prosjektmål.

**Tabell 1: Resultater fra forprosjektet (1).**

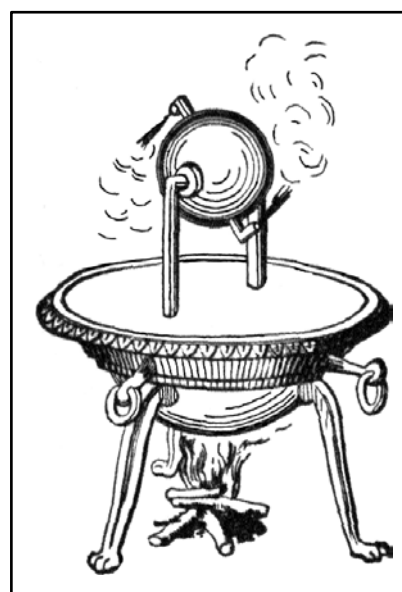
Motortype	Gassturbinmotor	Turboaksel	
Effekt	Elektrisk effekt ut av generator	<b>32,2</b>	<b>kW</b>
Størrelse	Diameter	<b>450</b>	<b>mm</b>
	Lengde	<b>500</b>	
Virkningsgrad	Virkningsgrad ut av generator	<b>25</b>	<b>%</b>

Fra forprosjektet er det bestemt å bruke en turboaksel gasturbinmotor. Motoren skal være en del av en hybridløsning, der gasturbinen tilkoblet en generator produserer elektrisk effekt. Den elektriske effekten brukes til å drive en elektrisk motor, som roterer bilens hjul, og dermed driver bilen fremover. Det er behov for minst 32,2 kW elektrisk effekt ut av generatoren, for at bilen skal holde tilstrekkelig hastighet (1). Gasturbinsystemet i TS-FlexiPower har sylindrisk form, og er 450 mm i diameter og 500 mm lang (1). Disse størrelsene blir øvre ønskelige grenseverdier for størrelsen på gasturbinen i dette prosjektet. Motorsystemet i TS-FlexiPower er bygget rundt en kjøpt gasturbin; Capstone C30, som har en elektrisk virkningsgrad på 25 % (1). Denne verdien blir nedre ønskelige grenseverdi i dette prosjektet.

## 1.2 Gassturbinmotorens historie

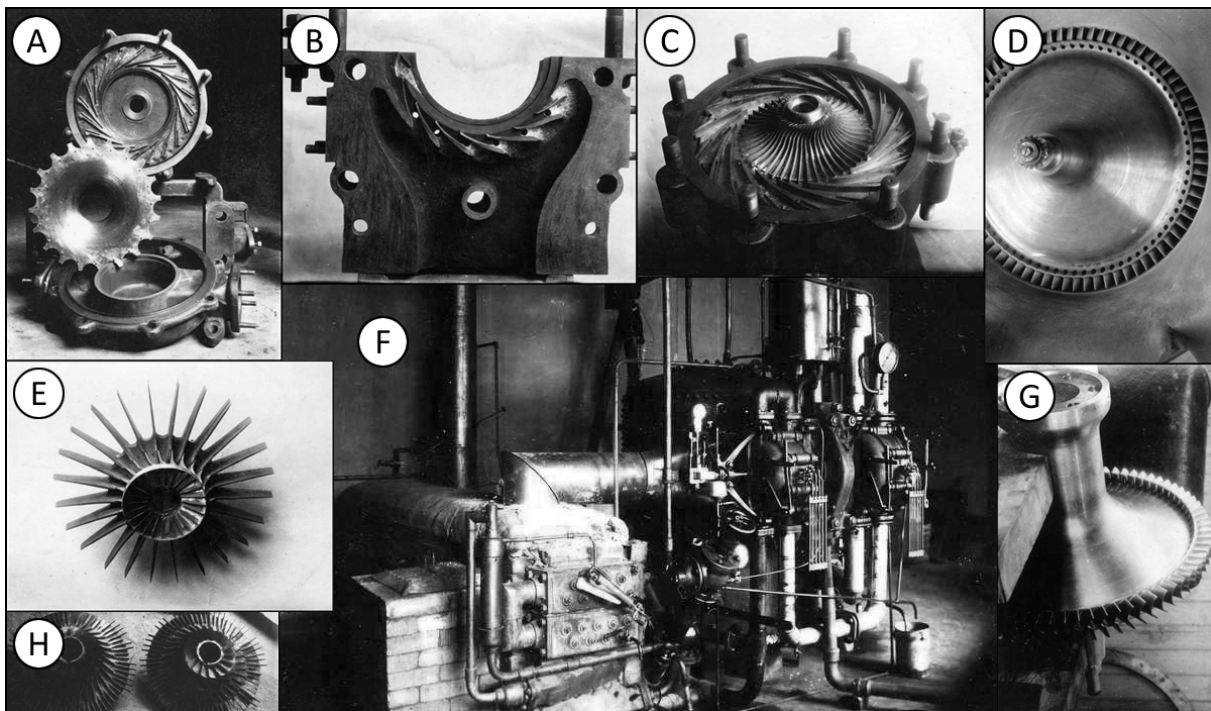
Den første ideen til gasturbinen kan føres tilbake til Heron av Aleksandrias kule fra år 130 f.Kr.(3). Herons kule var en hul kule som fikk tilført vanddamp gjennom to rør fra en kjele. Rørene dannet en akse som kulen kunne rotere om. På hver side av kulen var det to utløpsdyser. Når vannet i kjelen kokte, strømmet vanddamp gjennom rørene, inn i kulen og derfra ut av dysene med stor hastighet. Dette førte til at kulen startet å rotere.

Gjennom tiden har reaksjonsprinsippet opptatt mange, og i 1791 fikk briten John Barber det første patentet på en gasturbin (3). Patentbeskrivelsen inneholdt i prinsippet alle komponenter som inngår i en moderne gasturbin. Det ble aldri laget noen prototype av denne gasturbinen.

**Figur 3: Herons kule (11).**

Den Norske ingeniøren Ægidius Elling er av mange kalt gassturbinens far på grunn av sitt banebrytende arbeid med å utvikle en gassturbinmotor (3). Han patenterte i 1884 sin første gassturbin, men innså fort at gassturbinen ikke kunne virke i praksis. Den manglet turbokompressor. Tanken var at turbinen i stedet skulle ha en injektoranordning som var drevet av gasstrykket i brennkammeret tilsatt vann, som skulle komprimere innsugingstrykket til forbrenningstrykket. I patentbeskrivelsen til denne gassturbinen kommer det frem at Elling alt da hadde funnet fram til divergerende kanaler for å ekspandere gass under høyt trykk. Kanalen akselererer hastigheten på gassen til overlydshastighet. I 1903 prøvekjørte Elling det som trolig var verdens første gassturbin som produserte overskuddskraft.

Elling løste de aerodynamiske problemene ved gassturbinen, men den høye varmen viste seg å bli et problem (3). På den tiden fantes det ikke materialer som kunne motstå temperaturen turbinen jobbet under. Etter bare en times drift forlenget rotorbladene i turbinen seg så mye at de berørte turbinhuset. Ved lengere drift brant turbinbladene opp. I årene frem til 1932 lanserte Elling flere forbedrede utgaver av gassturbinen.



**Figur 4:** Ægidius Ellings gassturbin (12), A) Demontert radialkompressor, B) Diffusorkanal, C) Radialkompressortrinn montert i diffusor, D) Montert aksialturbintrinn, E) Viftehjul, F) Sammenstilling av Ellings gassturbin, G) Aksialturbintrinn, H) Radialkompressortrinn

Utvikling av den moderne gassturbinen stammer i hovedsak fra flyindustrien (3). Nøkkelen til fremgang innenfor luftfart har vært motorene. Kraftigere og mer effektive stempelmotorer og propeller ble tatt i bruk, og flyets ytelser og prestasjoner økte. Propellen var i starten den eneste praktiske måten å omsette motorkreftene til framdrift. For at en propell skal produsere framdriftskraft må den akselerere luften som passerer gjennom den, og i beste tilfelle kan den akselerere luften opp til omtrent  $1200 \text{ km/t}$ . Ved økende flyhastighet avtar propellens virkningsgrad, og dermed også lufthastigheten ut av propellen. Propellmotorer fungerer derfor best jo lavere flyhastigheten er, og i praksis vil det med slike motorer være svært vanskelig å oppnå flyhastigheter over omtrent  $750 \text{ km/t}$ . En annen måte å skape fremdrift på i høye hastigheter ble nødvendig.

Engelskmannen Frank Whittle lanserte i 1928 idéen om å benytte seg av en gassturbin uten propell som flymotor (3). Han skisserte en helt ny motortype, basert på Ellings ideer, som skulle gi fremdrift ved hjelp av skyvekraft fra eksos. Whittle fikk de samme problemene som Elling med materialkvalitet, og det var utfordrende å få høy nok virkningsgrad. I 1936 opprettet Whittle et selskap som hadde som formål å bygge en slik motor, og i 1937 ble motoren første gang prøvekjørt med hell i en prøvebukk. Testresultatene svarte ikke til forventningene, og mye ble utbedret. Motoren ble godkjent for flygning og testkjørt i fly første gang i 1941. Det skulle vise seg at tilsvarende prosjekter ble jobbet med også i Tyskland og i Amerika. Tyskerne prøvekjørte fly med turbinmotor allerede i 1937, og amerikanerne i 1942.

Gassturbiner ble videreutviklet, og raskt den foretrukne motortypen i flyindustrien på grunn av sin evne til å oppnå stor effekt i forhold til vekt og høye flyhastigheter.

### 1.3 Miljøutfordringer

Gassturbinmotorer er forbrenningsmotorer som produserer mekanisk energi. Denne energien oppstår som resultat av forbrenning av et karbon- og hydrogenholdig drivstoff og oksygen. Karbonet blir i forbrenningen overført fra drivstoffet til avgassene, og slippes så ut i atmosfæren. Om forbrenningen får tilførsel av nok oksygen har vi en fullstendig forbrenning. Utslippet til atmosfæren blir da karbondioksid ( $CO_2$ ), vann og varme. Om forbrenningen ikke får tilførsel av nok oksygen har vi en ufullstendig forbrenning. Utslippet blir da karbonmonoksid ( $CO$ ), vann og varme. Hvis  $CO$  kommer i kontakt med oksygen vil det trekke til seg et oksygenatom, og blir da  $CO_2$ .

I det 19. århundre ble det lagt merke til en økning i konsentrasjonen av  $CO_2$  i atmosfæren, samtidig som det ble registrert økning i den globale snittemperaturen på jorden (4). I midten av det 20. århundre ble man klar over at menneskeheten produserte betydelig mer  $CO_2$  og drivhusgasser enn tidligere, og den globale oppvarmingen økte. Dette har gjort at miljøfokus er større enn noen gang, og tiltak iverksettes for å bremse den globale oppvarmingen. Som et av verdens rikeste land tar Norge en lederrolle i arbeidet med å redusere utslipp og har satt et mål om å kutte utslippene av klimagasser med 30 prosent innen år 2020 (7).

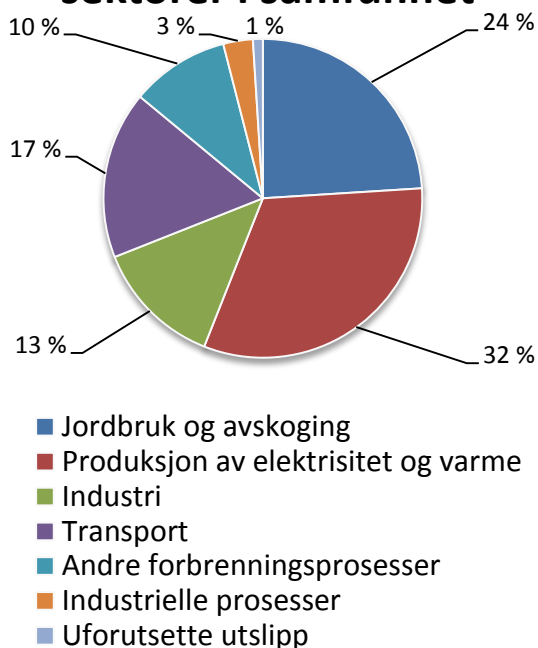
I Norge har de siste årene klimagassutslippene fra transportsektoren økt kraftig, hvor veitrafikken har stått for den største økningen (8). Veitrafikken står for over halvparten av utslippene i denne sektoren, og er forventet å vokse frem mot år 2020. På verdensbasis står transport for 17 prosent av de globale utslippene av klimagasser (15). Tiltak i denne sektoren vil med andre ord potensielt kunne gi store reduksjoner i utslipp av klimagasser på sikt.

På verdensbasis går flere land mot å bli industrinasjoner. Kommende industrielle og økonomiske stormakter som Kina og India bringer inn ny etterspørsel i energi og råvaremarkeder. Befolkningsgrunnlaget i disse to landene er på over 1/3 av verdens befolkning, og hovedtyngden av den økonomiske veksten i fremtiden spås å komme i denne delen av verden. Det samme med økningen i volumet av ny industriell produksjon og fremtidige markeder. Økt industriell aktivitet fører til større bruk av energi, som igjen fører til større utslipp.

En gassturbinmotor som kjøres på karbon- og hydrogenholdig drivstoff produserer betydelig mindre nitrogenoksider i forhold til en stempelmotor med lik ytelse på samme drivstoff (9). Gassturbiner har såpass lavt utslipp at det ikke er behov for kostbare ekstrakomponenter for eksosrensing. De produserer det laveste utslippet av miljøskadelige gasser av alle ikkekatalyserte forbrenningssystemer (10).

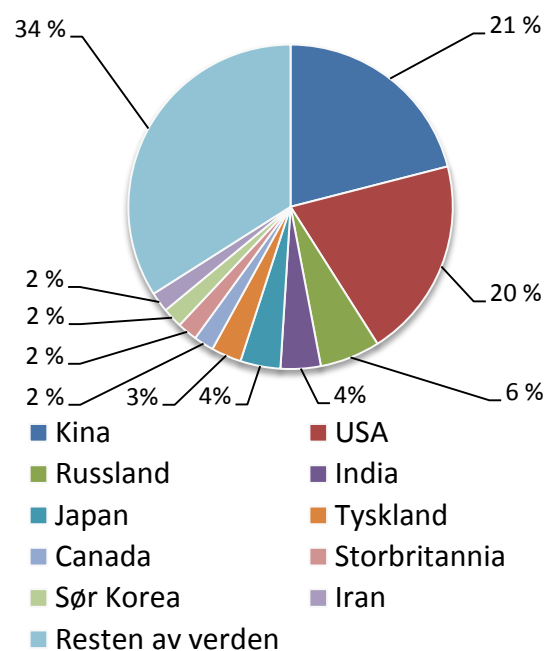


### Globale utslipp av klimagasser fra ulike sektorer i samfunnet



**Figur 5:** Globale utslipp av klimagasser fra ulike sektorer i samfunnet (15).

### Totalt karbonutslipp på verdensbasis



**Figur 6:** Totalt karbonutslipp på verdensbasis (15).

## 1.4 Markedsbehov og potensiale

På sikt kan en velfungerende mikrogassturbinmotor være et foretrukket alternativ over stempelmotorer, og kan potensielt erstatte disse som drivkilde i alle applikasjoner.

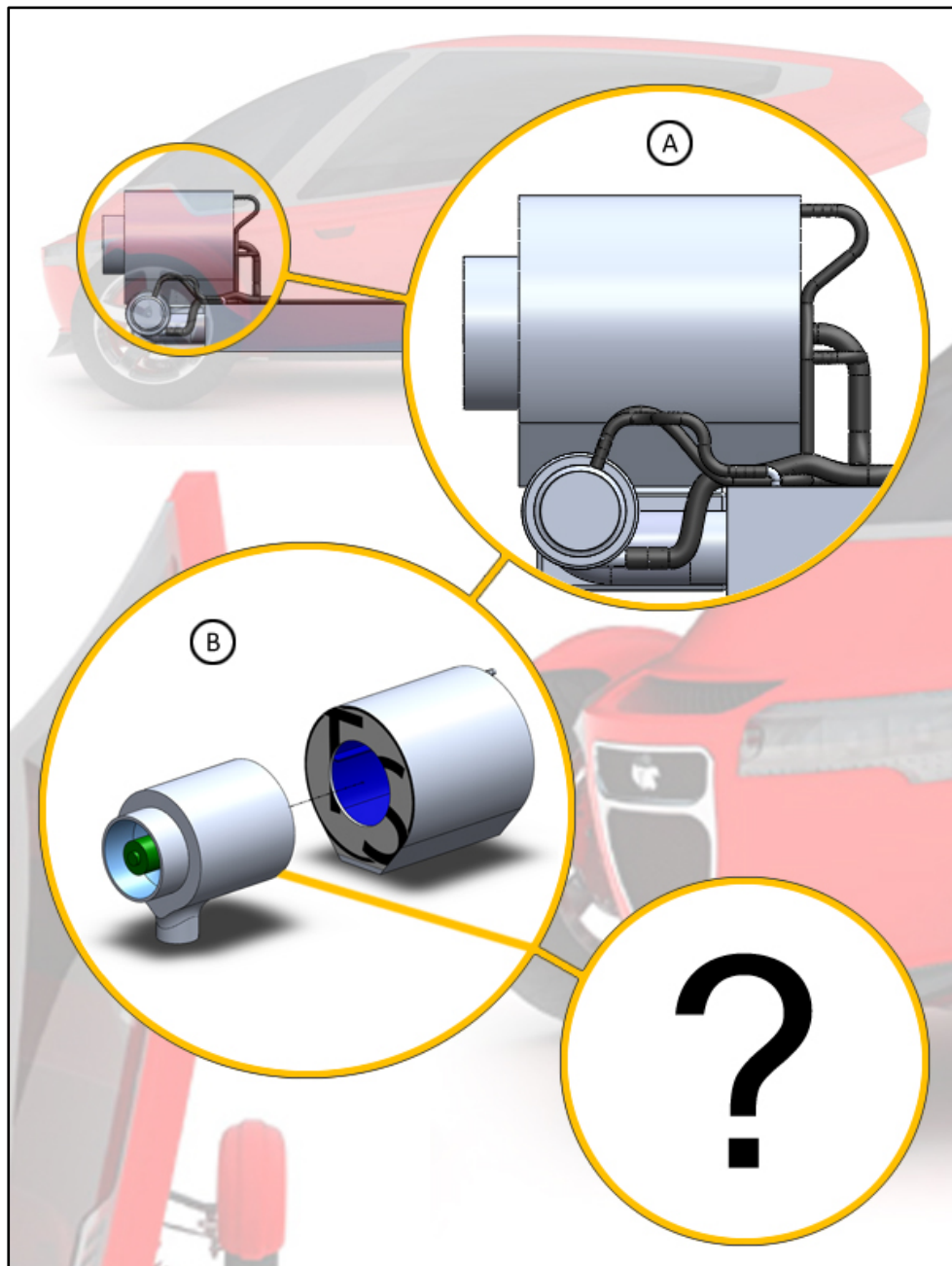
Dagens stempelmotor begynner trolig å nærme seg sitt potensiale med tanke på høy effektivitet og lavt utslipp. Dette vekker interesse for alternative drivkilder som kanskje kan bli mer effektive og gi mindre utslipp. En slik drivkilde, som foreløpig er lite utviklet, er mikrogassturbinen. En gassturbin er i utgangspunktet en liten, lett og enkel drivkilde, og på grunn av sine få bevegelige deler er den i tillegg driftsikker. Den kan kjøres på mange forskjellige drivstoff, blant annet bensin, diesel, parafin og sprit. Industrien har i dag problemer med å bli kvitt avfallssprit, så i fremtiden er det kanskje mulig å bruke dette som drivstoff i mikrogassturbiner. Med videreutvikling av en slik motor er det sannsynlig at effektiviteten kan øke og utslippet reduseres.

Bransjer der bruk av en mikrogassturbin vil være særlig interessant er der lav vekt og liten størrelse er avgjørende, som i transportbransjen. Mikrogassturbinen har potensiale til å være drivkilde i biler, lastebiler og linjetransport, kollektivtransport, motorsykler og båter. I tillegg kan den egne seg i anleggsmaskiner og i strømproduserende aggregater.

## 1.5 Problemstillinger og teknologiske utfordringer

### 1.5.1 Problemstillinger

Problemstillingen i oppgaven er å utvikle, dimensjonere og legge konstruksjonsgrunnlag for en mikrogassturbinmotor i henhold til resultater fra forprosjektet (kapittel 1.1). Det redegjøres også for begrensende faktorer i forhold til effektivitet.



**Figur 7:** A) Gassturbinmotor med varmeveksler plassert i Dolphin, B) Sammenstilling av motor og varmeveksler. Problemstillingen er å utvikle en gassturbinmotor med utgangspunkt i motorkonseptet TS-FlexiPower (1).

## 1.5.2 Teknologiske utfordringer

Teknologiske utfordringer knyttet til utvikling, dimensjonering og konstruksjon av en mikrogassturbin:

- Mikrogassturbiner er på utviklingsstadiet. Det er lite teknisk informasjon å oppdrive siden produsenter anser dette som bedriftshemmeligheter.
- Det er store effekttap i form av friksjonstap og varmetap i alle ledd. Effekttapet kan minimeres ved å fjerne ledd eller forbedre eksisterende ledd.
- Små komponenter har lavere effektivitet enn store komponenter.
- Høye temperaturer kombinert med store belastninger og høy rotasjonshastighet er krevende driftsforhold. Dette gjør materialvalg komplisert.
- Høye krav til pasninger og toleranser gjør produksjon komplisert og dyrt.

## 2. PROSJEKTPLANLEGGING

### 2.1 Oppdragsbeskrivelse

Oppdraget er å utvikle, dimensjonere og legge konstruksjonsgrunnlag for en multifuel mikrogassturbinmotor. Den skal fungere som drivkilde i et lite kjøretøy hvor motoren er etter turboakselprinsippet. Det vil si at den er koblet til en generator som produserer elektrisk effekt. Hvordan denne elektriske effekten brukes videre faller utenfor dette prosjektets rammer og vil derfor ikke bli tatt hensyn til (kapittel 2.5).

Prosjektet har som mål å oppnå følgende spesifikasjoner:

**Tabell 2: Mål om følgende spesifikasjoner.**

Parameter		Verdi	Enhet
Effekt	mellom	30 – 40	<i>kW</i>
Størrelse	Diameter	300	<i>mm</i>
	Lengde	500	
Effektivitet	større enn	25	%
Drivstoff		Multifuel	

### 2.2 Prosjektmål

Følgende hovedmålsetting er definert for mastergradarbeidet:

**Utvikle, dimensjonere og legge konstruksjonsgrunnlag for en multifuel mikrogassturbinmotor for lettvektskjøretøyet Dolphin, med en effekt på over 32,2 kW (kapittel 1.1) og høyest mulig effektivitet.**

Prosjektet belyser problemområder og utfordringer en står ovenfor med gassturbinmotorer, og vil derfor legge grunnlag for videre arbeid med optimering av komponent- og helhetsløsninger.

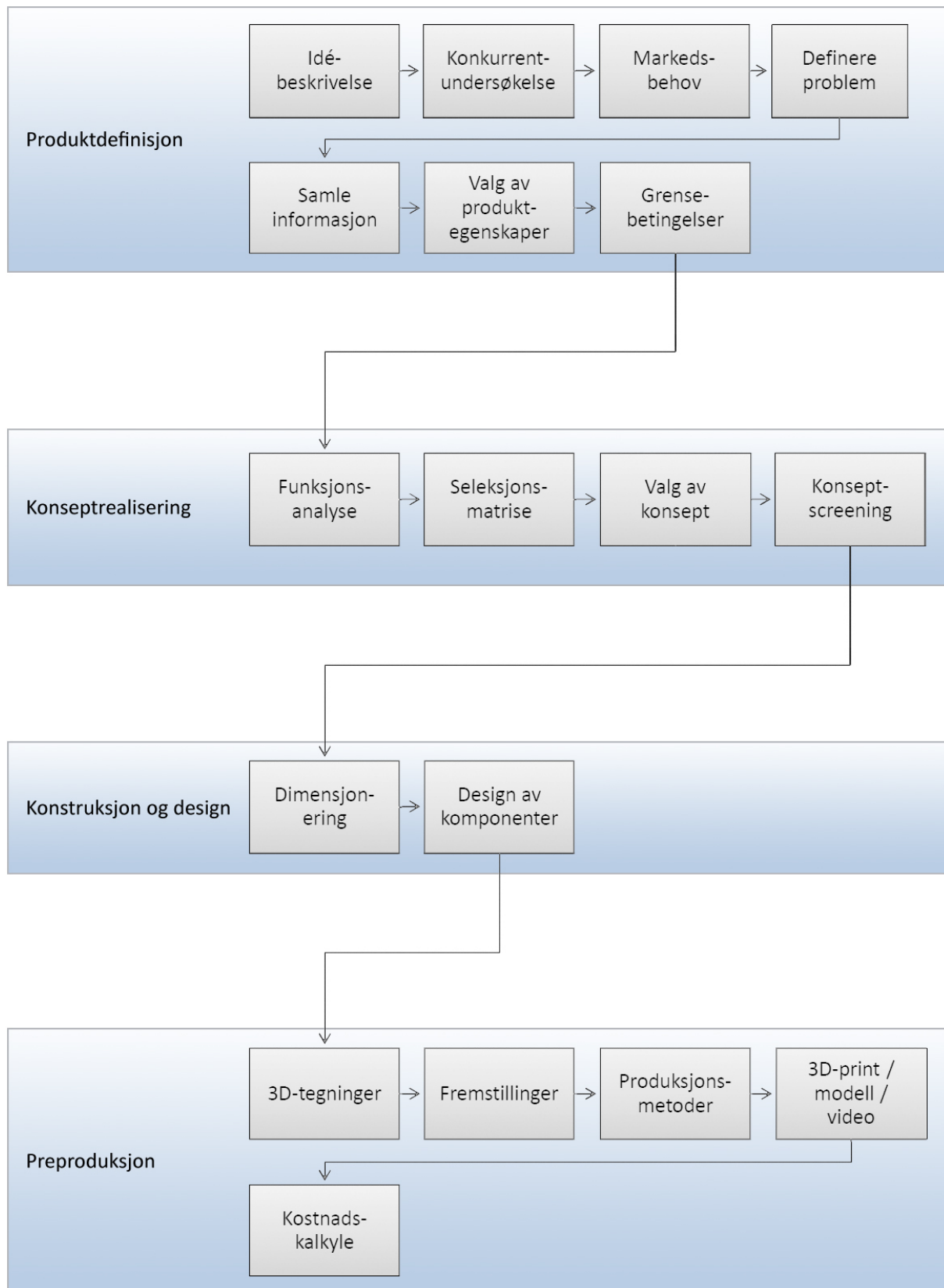
## 2.3 Delmål

Følgende prosesstrinn og delmålsettinger inngår i arbeidet med å oppfylle hovedmålsettingen for prosjektet:

- Fordypning i eksisterende litteratur for å tilegne kunnskap om gassturbiners funksjon, virkemåte og metoder for å dimensjonere hovedkomponenter.
- Utvikle forskjellige løsningsalternativer til gassturbinmotorens hovedkomponenter og velge løsninger som har potensiale til å oppnå høyest mulig virkningsgrad.
- Dimensjonere gassturbinens hovedkomponenter etter nødvendig effektbehov, med valgte løsningsalternativer.
- Konstruere 3D modell i SolidWorks for å visualisere gassturbinen.
- Ferdigstille rapport med tegninger, anvisninger og presentasjon av prosjektresultat.

**Tabell 3: Oversikt over prosjektets milepeler med datoer.**

Dato	Nr.	Milepel
13/04	1	Utviklet og dimensjonert gassturbin
04/05	2	Konstruksjonsgrunnlag
11/05	3	Ferdig rapport



**Figur 8:** Serierkobleddiagram over prosenstrinnene i arbeidet.

## 2.4 Arbeids- og milepelplan

Tabellen er et utdrag av prosjektets arbeids- og milepelplan. Fullstendig plan er vedlagt (vedlegg 1).

**Tabell 4: Arbeids- og milepelplan. Utdrag fra Gantt diagram. Milepeler er merket med sort og fet skrift.**

	Februar	Mars	April	Mai
Produktdefinisjon	■	■		
Konseptrealisering			■	
Konstruksjon og design			■	
<b>1. Utviklet og dimensjonert gassturbin</b>			■	
Preproduksjon				■
<b>2. Konstruksjonsgrunnlag</b>				■
Rapportarbeid	■	■	■	■
<b>3. Ferdig rapport</b>				■

## 2.5 Begrensninger

På grunn av manglende tid og prosjektets rammer er dette oppgavens begrensninger:

- Dette er et tidlig konseptutviklingskonsept.
- Hjelpekomponenter (lufttilførsel, drivstofftilførsel, tenningsystem, eksosystem, elektrisk system osv.) faller utenfor oppgaven.
- Videre funksjonsvalg som antall dyser, plassering og valg av dysemodell faller utenfor oppgaven.
- Valg av generatortype er ikke tatt hensyn til, men føringer er lagt.
- Det er ikke tatt hensyn til effektoverføring til generator, eller opplagring av denne.
- Det er ikke tatt hensyn til hvordan den elektriske effekten ut fra motorsystemet brukes videre.

- Det er ikke tatt hensyn det elektriske systemets spesifikasjoner, som spenning og om det er 1-fase eller 3-fase, kun nødvendig effektbehov.
- Det er kun tatt hensyn til motorens hovedkomponenter ved utvikling og dimensjonering, men det er ikke tatt hensyn til opplagringer.
- Hovedkomponentene er ikke optimalisert med tanke på styrke, materialbruk, produksjonsmetoder eller strømning.
- Kun en forenklet FEM-analyse og analyse av rotasjonskritiske turtall er kjørt, der det blant annet ikke er tatt hensyn til generatorens påvirkning på kritiske turtall.
- Ingen utmattingsberegninger er utført.
- Ingen detaljert temperaturanalyse er utført. Dette er nødvendig får å kunne kjøre nøyaktige analyser, siden metallers elastisitetsmodul påvirkes av temperatur.
- Det er ikke tatt hensyn til valg av nøyaktige materiallegeringer, men føringer er lagt.
- Det er ikke tatt hensyn til å oppnå nødvendig varmeoverføringsareal, fra forprosjektet (1).
- Detaljerte konstruksjonstegninger er ikke produsert. Globale mål er vektlagt.
- Tilgjengelige ressurser er 880 arbeidstimer og 7000 *kr* til litteratur og utviklingskostnader.
- Leveringsfrist 15/05 2012.



## 3. EKSISTERENDE LØSNINGER

### 3.1 Capstone Turbine Corporation

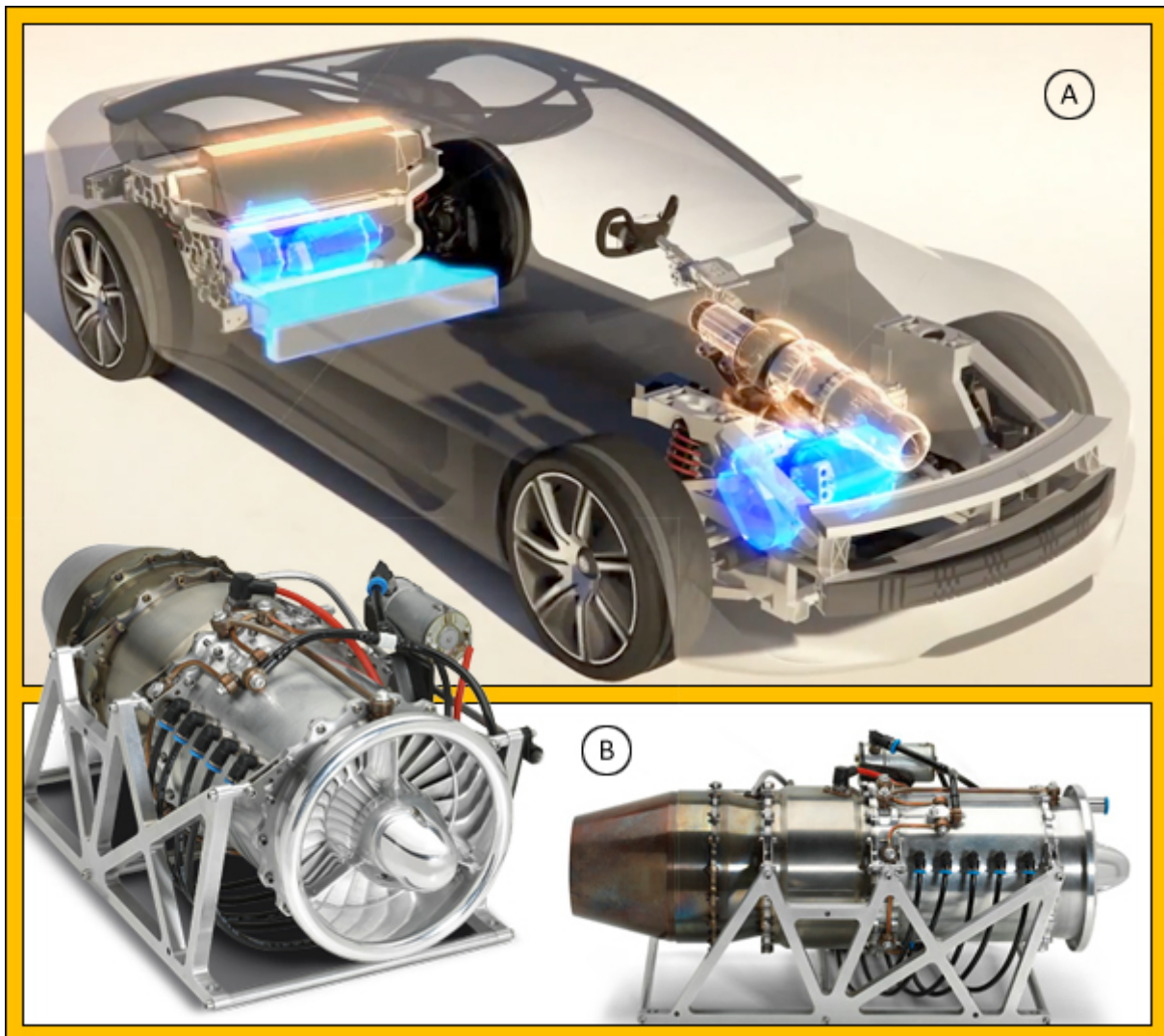


**Figur 9:** A) Capstone CMT-380 konseptbil (24), B) Illustrasjon av en Capstone gassturbin plassert i en vilkårlig bil (25), C) Capstone C30 gassturbin (24).

Capstone Turbine Corporation er en gassturbinprodusent som spesialiserer seg på mikrogasturbiner og kogenerering (18) (19). Bedriften ble grunnlagt i California i 1988. Et konkurransefortrinn i Capstones turbindesign er luftopplagringen av turbinakselen, som reduserer slitasje og tåler høy rotasjonshastighet og temperatur. Dette eliminerer da behovet for kjøling av lagere.

Capstone selger produkter for produksjon av elektrisitet, kogenerering, biogassdrevet fornybar energi og kraftproduksjon i hybridkjøretøy. De produserer mikrogasturbiner i størrelsene 30 kW, 65 kW og 200 kW, og bruker disse til å skape interesse rundt bruk av mikrogasturbin som rekkeviddeforlenger i hybridbiler. Mikrogasturbiners lave vekt, lille størrelse og raske oppstartstid gjør dem ideelle som reservekraft i hybridkjøretøy, og et eksempel på en slik turbindrevet hybridbil er Capstone CTM-380.

### 3.2 Bladon Jets

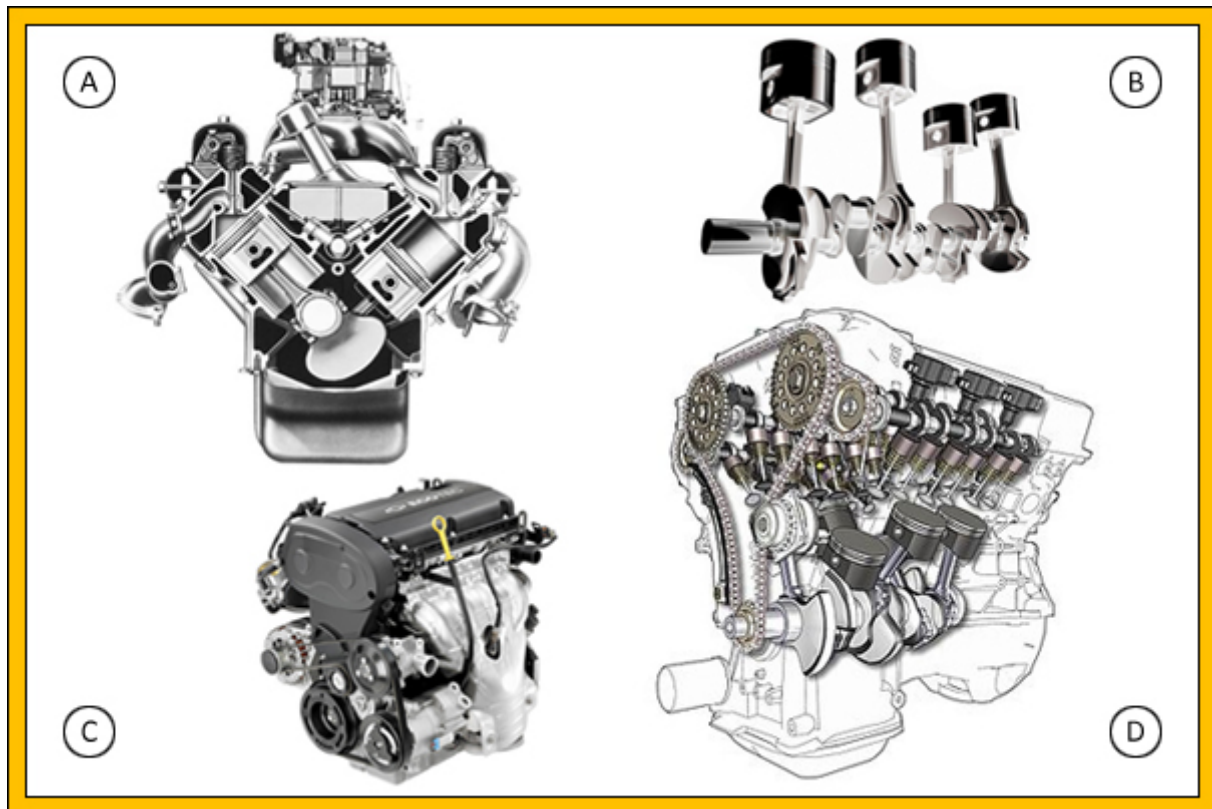


**Figur 10:** *Bladon Jets mikrogasturbin, og turbinens plassering i konseptbilen Pininfarina Cambiano. Turbinen er her plassert under panseret. Fire elektromotorer (blå) er plassert ved hvert hjul. Batteri og drivstofftank er bak i bilen. A) Pininfarina Cambiano. Utlipp fra film (27), B) Bladon Jets gasturbin (29) (26).*

Bladon Jets er et britisk ingeniørselskap som utvikler og produserer mikrogasturbinmotorer (26). De spesialiserer seg på å produsere kompressor- og turbinblader i én del, til bruk i gasturbinmotorer, vakuumpumper, og «vertical takeoff» flymotorer.

To brødre fikk i 1989 idéen om å utvikle en mikrogasturbin med aksial strømning (28). I 2002 tok de patent på sitt nye design og i 2004 ble den første fungerende mikrogasturbinen produsert. De inngikk i 2009 en avtale med Jaguar om å levere sin 70 kW gasturbin til konseptbilen C-X75, som beskrevet i forprosjektet (1). Gasturbinen brukes der til generering av elektrisk effekt som lader batteriene under drift, som forlenger bilens kjørelengde. Nyeste prosjektoppdatering fra Bladon Jets er implementering av deres mikrogasturbin i konseptbilen Pininfarina Cambiano (27).

### 3.3 Stempelmotor

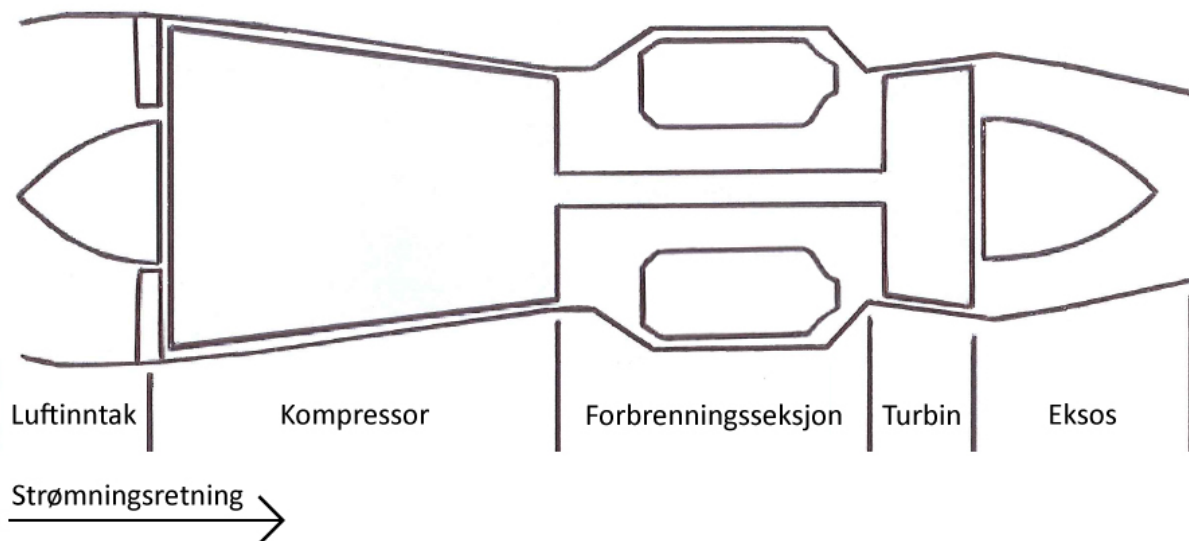


**Figur 11:** *Firetakts stempelmotorer. A) Tverrsnitt av eldre v-motor med enkel overliggende kamaksel (23), B) Veiv med råder og stempler til en firesylindret rekkemotor (21), C) Moderne rekkemotor med doble overliggende kamaksler (22), D) Sekssylindret v-motor med doble overliggende kamaksler (20). Et stålkjede holder timingen i registeret, og tilfører motoren større massetreghet enn hva en gummireim gjør.*

En konkurrerende løsning til gasturbinmotor er stempelmotor. Stempelmotor er en veldig utbredt type motor som i dag brukes som drivkilde i de fleste kjøretøy. Prinsippet for en stempelmotor er at et stempel i en sylinder blir satt i bevegelse. Bevegelsen oppstår ved forbrenning av drivstoff og luft. Stempelet er koblet til en veivaksel, og når stempelet beveger seg roterer veivakselen. En girboks er koblet til veivakselen, og her hentes mekanisk effekt ut. Moderne stempelmotorer er firetaktsmotorer som baserer seg på Otto-prosess (16).

Den første kjente stempelmotoren er briten James Watts dampmaskin fra 1769 (17). Det ble forsket på flere måter å øke trykket på, og i 1860 ble den første gassdrevne forbrenningsmotoren laget av belgieren Jean Joseph Etienne Lenoir. I 1870 årene utviklet tyskeren Nikolaus Otto firetaktsmotoren som er forgjengeren til moderne stempelmotorer. En fordel med stempelmotor er at den lenge har vært forbedret, og begynner nå å bli forholdsvis effektiv. Ulemper er at den er stor, tung, har mange bevegelige deler, og det trolig er et mindre forbedringspotensial enn hos gasturbinmotoren.

### 3.4 Gassturbinmotor

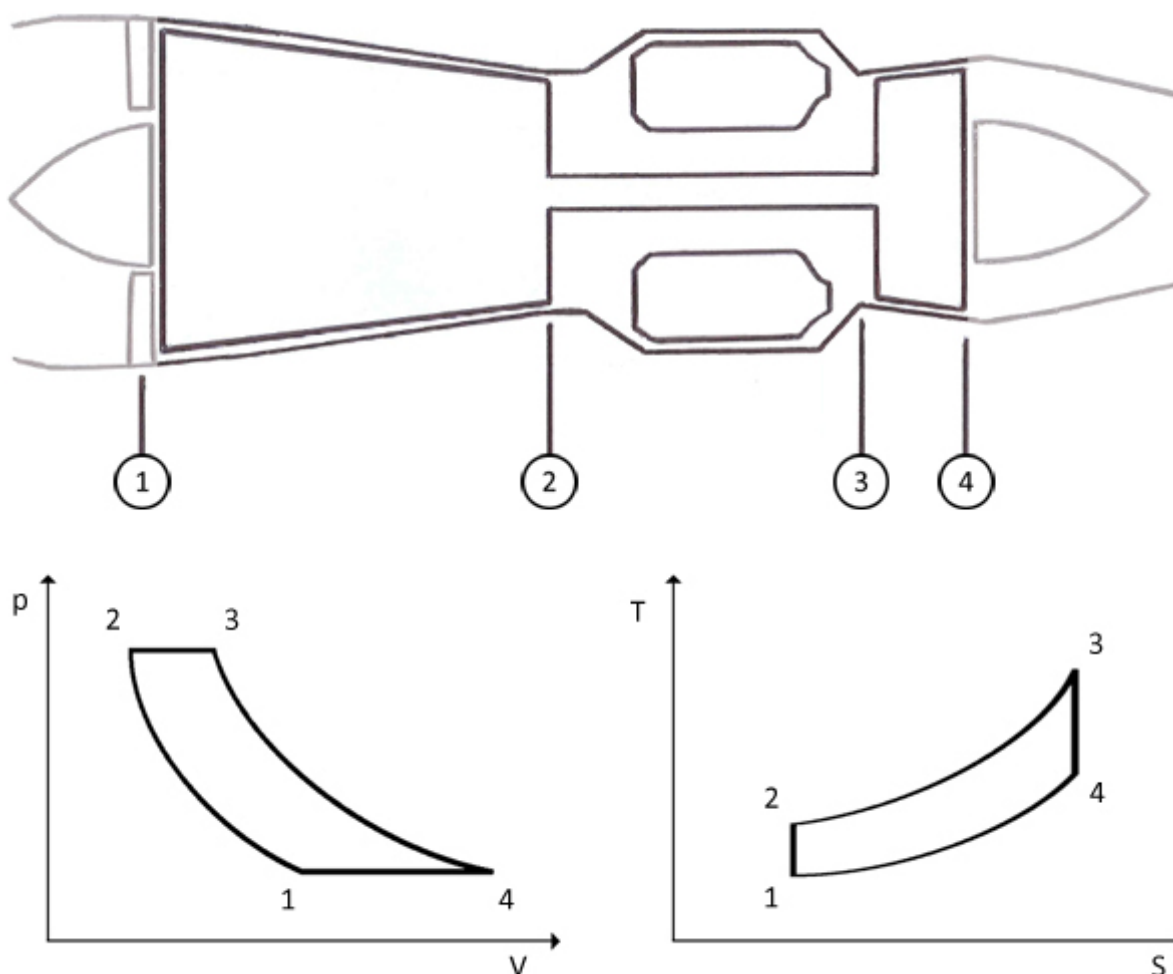


**Figur 12:** Skisse av tverrsnittet til en gassurbin sett fra siden. Motorens hovedkomponenter er luftinntak, kompressor, forbrenningsseksjon, turbin og eksos.

En gassurbinmotor er hovedsakelig bygget opp av fem hovedkomponenter: (3)

- Et luftinntak som fører luft inn til kompressoren.
- En kompressor som skaffer luft til forbrenningsseksjonen. Kompressoren komprimerer luften fra atmosfærisk trykk til forbrenningstrykk.
- En forbrenningsseksjon der den komprimerte luften og brennstoff blir blandet sammen. Ved forbrenning utvider blandingen seg kraftig.
- En turbinseksjon som omgjør endel av energien fra forbrenningsseksjonen til å skape rotasjon på akselen som turbinen og kompressoren er koblet på. Når turbinen roterer vil kompressoren skaffe luft til forbrenningen, og systemet blir selvgående.
- En eksosseksjon som leder eksosgassene fra turbinen og ut i atmosfæren. I jetmotorer skaper eksosgassene skyvekraft. I turboakselmotorer er det ønskelig at mest mulig av forbrenningsenergien fanges opp i turbinen, og minst mulig forbrenningsenergi går tapt gjennom eksosen.

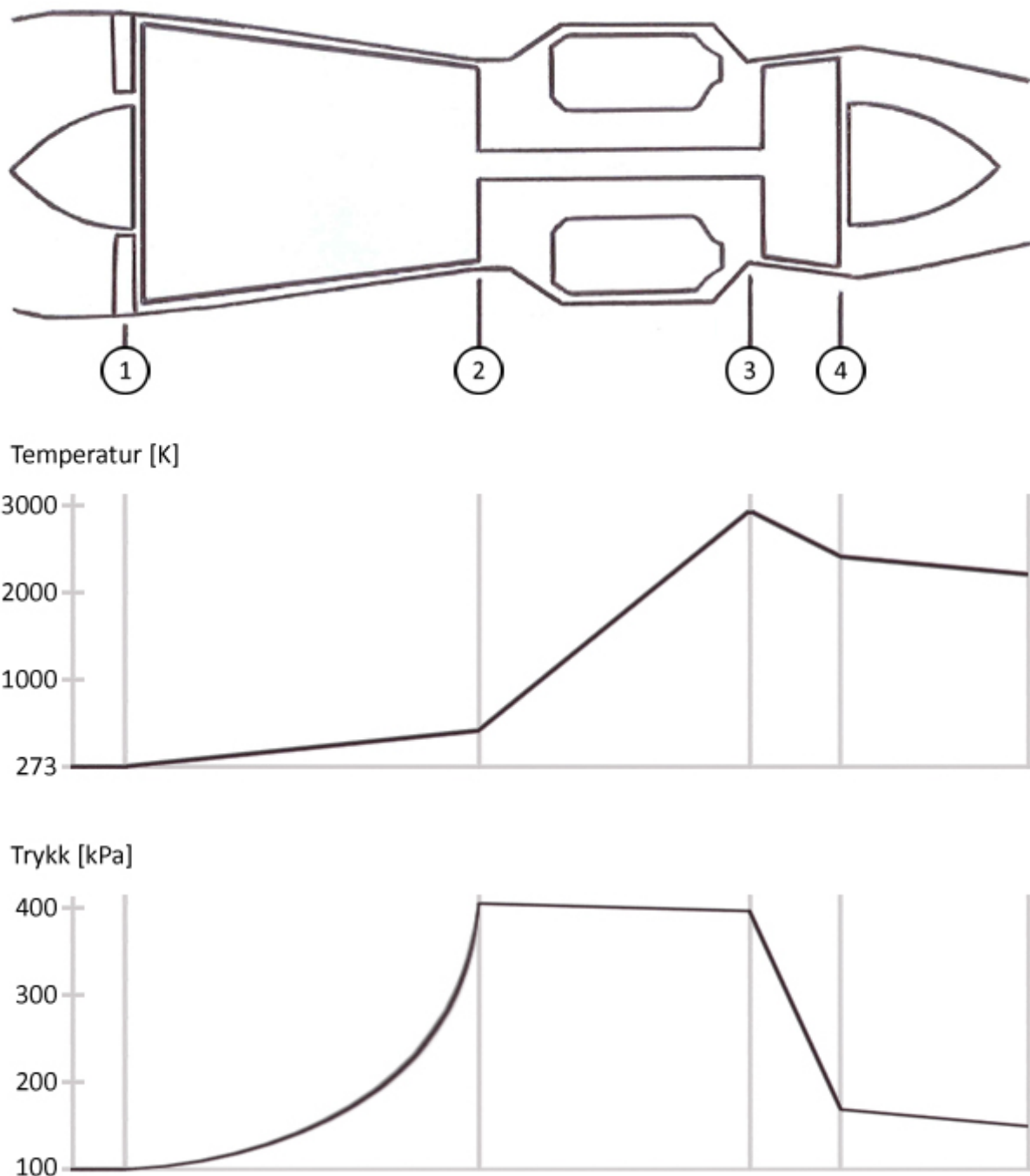
### 3.4.1 Braytonsyklus



**Figur 13:** Braytonsyklus med  $p$ - $V$  og  $T$ - $S$  diagram (30). 1) Inn i kompressor, 2) Ut av kompressor/inn i brennkammer, 3) Ut av brennkammer/inn i turbin, 4) Ut av turbin/inn i eksos,  $p$ ) Trykk,  $V$ ) Volum,  $T$ ) Temperatur,  $S$ ) Entropi.

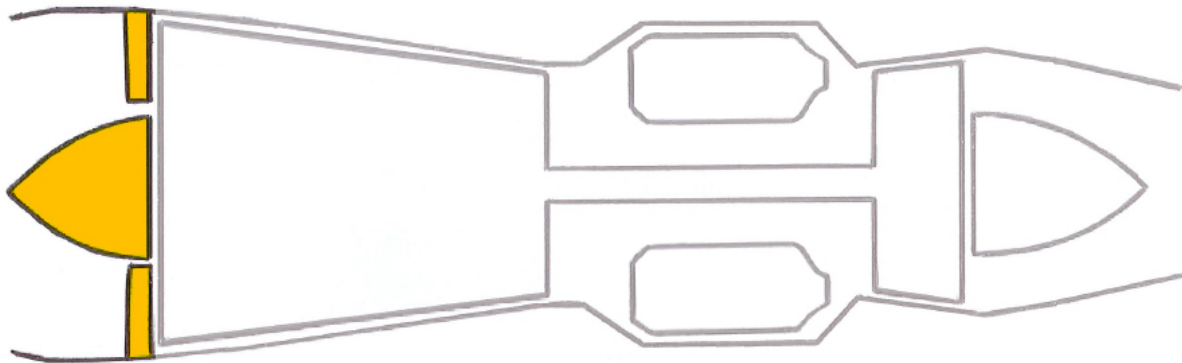
En gassturbinmotor virker etter prinsippet Braytonsyklus (30). Braytonsyklus består i sin idéelle form av to isobariske prosesser og to isentropiske prosesser. De to isobariske prosessene består av forbrenningsseksjonen og atmosfæren rundt gassturbinen. Her er trykket konstant. De to isentropiske prosessene består av kompressoren og turbinen. Her er entropien konstant. De isentropiske prosessene er i tillegg adiabatisk, så her overføres ingen varme til eller fra arbeidsmediet.

Prosessene i Braytonsyklus skjer på samme tid, men på forskjellig stadier i gassturbinen (16). Endring i trykk og temperatur som følger av Braytonsyklus er som følger:



**Figur 14:** Braytonsyklus. Generell endring av temperatur og trykk gjennom en gassturbin (16). Skalaene gir en indikasjon på typiske verdier.

### 3.4.2 Luftinntak



**Figur 15:** Skisse av tverrsnittet til en gassturbin sett fra siden, hvor luftinntak er uthevet.

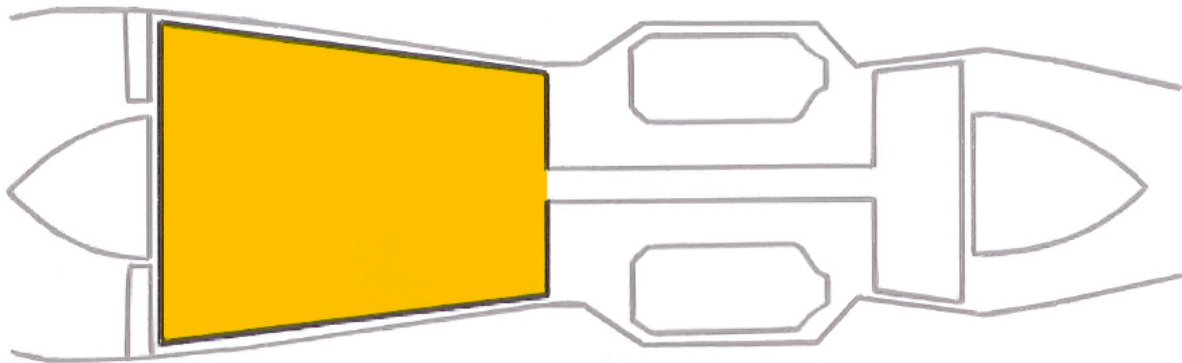
Luftinntaket på en gassturbinmotor har betydelig effekt på motorens virkningsgrad (13). Hovedmålet er å ha så lavt trykktap fram til kompressor som mulig. Dette gjøres ved å sørge for at luften strømmer inn i kompressor med jevnt trykk og jevn hastighet. Ujevn eller forstyrret luftstrøm kan forårsake at motoren staller eller surger.

Utforming på luftinntak bestemmes av luftens inngangshastighet (3). Et luftinntak som er beregnet for subsoniske hastigheter bør ha en avrundet forkant, mens det for supersoniske hastigheter bør være en skarp forkant. Utforming på luftinntak blir viktigere ved høye hastigheter. Tap i luftinntak gir forstørrede tap når luften/gassen passerer gjennom de andre motordelene lengere bak. Lufthastighet inn til kompressor bør ligge i området 0,4 til 0,6 *Mach*. Lufthastigheten inn til kompressor kan manipuleres ved å forme luftinntak som en dyse eller diffusor, avhengig av lufthastighet motoren skal operere i. Et lavt trykktap får vi når:

- Leppene til luftinntak er avrundet.
- Luftinntak har en jevn og glatt overflate.
- Luftinntak ikke har noen skarpe bøyninger.
- Luftinntak er kortest mulig, samtidig som diffusorvinkel holdes under  $10^\circ - 11^\circ$  for å hindre at luft «slipper» veggene.

Bellmouth luftinntak er et mye brukt luftinntak for subsoniske hastigheter. Denne luftinntakstypen har en klokkeformet gjennomstrømningskanal med minimal luftmotstand. Friksjonstapet er så lite at det kan betraktes som null, i lave hastigheter.

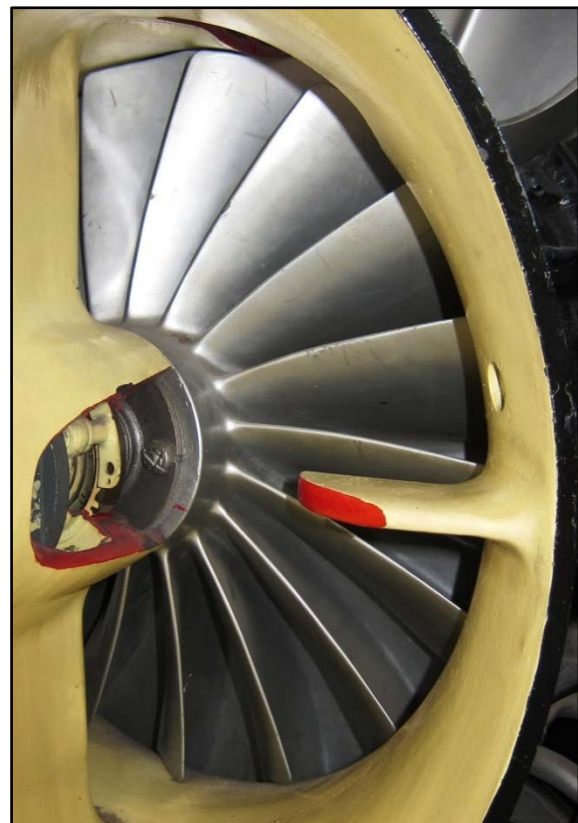
### 3.4.3 Kompressor



**Figur 16:** Skisse av tverrsnittet til en gasturbin sett fra siden, hvor kompressor er uthevet.

En kompressor suger inn og komprimerer luft fra omgivelsene (13). Trykket på den inngående luften øker slik at mye luft tilføres forbrenningsprosessen. Høy kompresjon tilfører forbrenningsprosessen mye luft, som igjen gir høy effektivitet på forbrenningen (30). Kompresjon kan skje i ett eller flere trinn, hvor hvert kompressortrinn består av en rotordel og en statordel. Mange trinn gir høy kompresjon og effektivitet, men også større vekt og kompleksitet. For å øke en gasturbins effektivitet er høy antenningstemperatur viktig (30).

Kompressor er koblet til samme aksling som turbin, som tilfører kompressoren effekt. Kompressoren opptar mellom 55 og 65 prosent av effekten som produseres av forbrenningen (30). I gassturbiner brukes radialkompressor og aksialkompressor, avhengig av bruksområde.

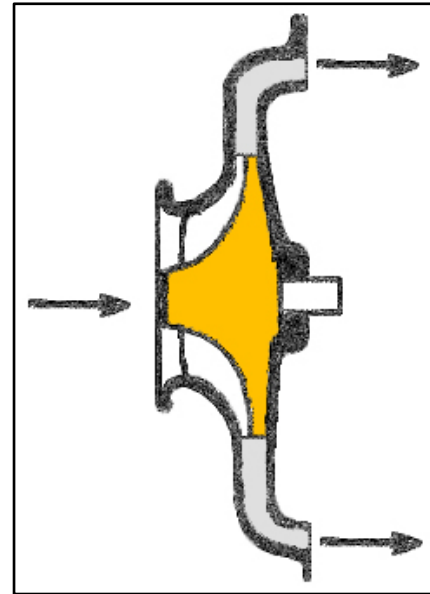


**Figur 17:** Kompressor sett fra luftinntak på en «DH Goblin» gassturbinmotor, fotografert på Teknisk Museum.



## Radialkompressor

En radialkompressor består i hovedsak av et stasjonært kabinett med et roterende pumpehjul og et antall divergerende diffusorkanaler plassert radielt rundt pumpehjulet (13). Luft suges inn i senter av pumpehjulet og blir slynget rundt i høy hastighet av skovlene på pumpehjulet. På et hvert punkt i luftstrømmen gjennom pumpehjulet beholdes den sentripetale akselerasjonen, så det statiske trykket øker fra senter til ytterkanten av pumpehjulet. Den resterende trykkøkningen oppstår i diffusorene, hvor luften retarderer med en påfølgende økning i det statiske trykket. Normal praksis er å utforme en kompressor slik at omtrent halvparten av trykkøkningen oppstår i pumpehjul, og den andre halvparten i diffusorer.



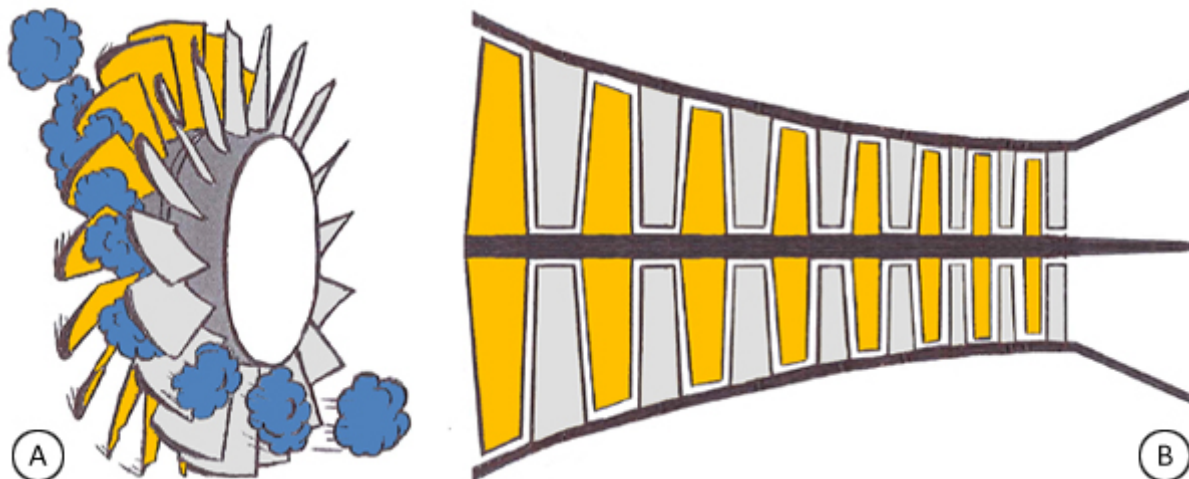
**Figur 18:** Skisse av en radialkompressor. Rotor (oransje) og diffusorer (grå) er illustrert.

Siden det er et roterende pumpehjul inne i et stasjonært kabinett vil det være en liten klaring mellom ytterkanten av pumpehjulet og kabinettet. I dette mellomrommet vil luft strømme rundt ytterkantene av skovlene, noe som resulterer i lavere effektivitet. Det er derfor viktig at dette mellomrommet er så lite som mulig.



**Figur 19:** Tverrsnitt av en diffusor i en radialkompressor, fotografert på Teknisk Museum.

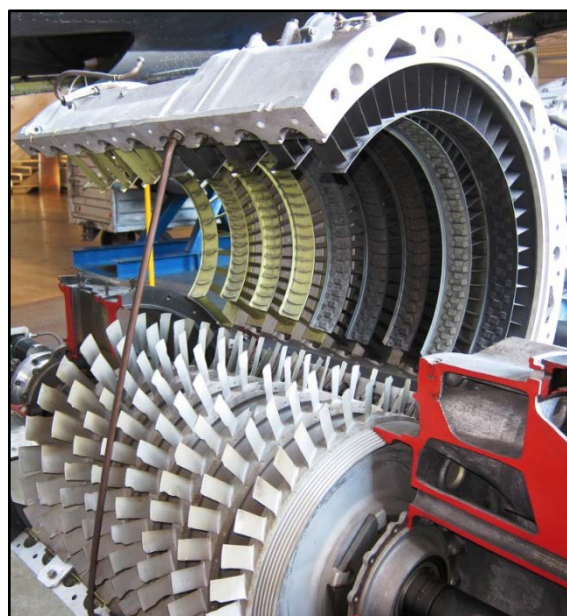
## Aksialkompressor



**Figur 20:** Skisser av en aksialkompressor. Rotorer (oransje) og statorer (grå) er illustrert. A) Ett trinn i en aksialkompressor, hvor rotor (oransje) roterer og suger luft (blå) inn, mens stator (grå) er stillestående (13), B) Tverrsnitt av 8 trinns aksialkompressor.

En aksialkompressor består av en rekke kompresjonstrinn, hvor hvert enkelt trinn består av roterende rotorblader fulgt av stillestående statorblader (13). Luften blir akselerert aksielt av rotor, og deretter retardert av stator, hvor den kinetiske energien overført i rotor konverteres til statisk trykk. Prosessen gjentas i så mange trinn som nødvendig for å oppnå ønsket totalt trykkforhold.

Rotortrinn i en aksialkompressor kan til en viss grad sammenliknes med en propell med mange blader. Rotorblader står forholdsvis tett og er utformet og montert slik at det dannes diffusorpassasjer mellom dem. Når rotor dreier tilfører den luft bevegelsesenergi, og lufthastigheten øker i forhold til stillestående deler i motoren. Siden passasjen mellom rotorblader er diffusorformet avtar lufthastigheten i forhold til rotorbladene, samtidig som temperaturen på luften øker.



**Figur 21:** Aksialkompressor fra "Junkers Jumo 004B" gassturbinmotor, fotografert på Teknisk Museum.

For å skape trykkøkning i en diffusor må det være en moderat økning i arealet. Dette fører til at hvert kompressortrinn gir en relativt liten økning i trykkforholdet. For å oppnå ønsket kompresjonsforhold kan det derfor være behov for flere trinn.

Det er nødvendig med nøyaktig utforming av kompressorblader basert på både aerodynamisk teori og tester. Nøyaktig utforming minimerer tap og forebygger mot stall i kompressoren. Stall oppstår når differansen mellom strømningsretning og bladvinkel blir for stor. For å forebygge mot dette monteres ledeblader foran det første kompressortrinnet. Dette fører luften i riktig retning og reduserer støy og ising. Med variable ledeblader er det mulig å kontinuerlig beholde god luftstrømning.

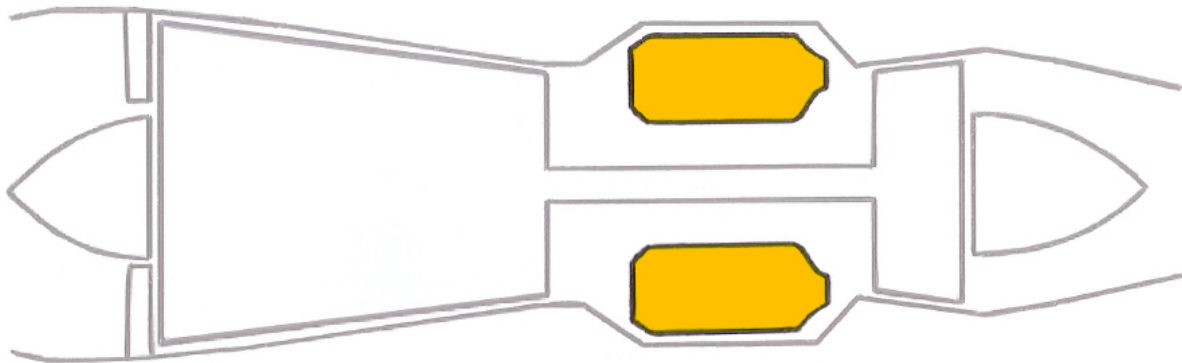
Det er ønskelig å holde lufthastigheten gjennom en aksialkompressor tilnærmet konstant. Siden trykket øker i hvert kompressortrinn er det nødvendig å redusere strømningsareal og høyde på rotorblader.

Vellykket utforming av kompressor er en kompleks prosess, og alle de store turbinmotorprodusentene har over mange år egenutviklet en kjernekompetanse på området, som holdes hemmelig av konkurransemessige hensyn.



**Figur 22:** Nærbilde av rotorblader fra kompressoren til "Junkers Jumo 004B" gassturbinmotor, fotografert på Teknisk Museum. Bladene står forholdsvis tett slik at det dannes diffusorpassasjer mellom dem (13).

### 3.4.4 Forbrenning



**Figur 23:** Skisse av tversnittet til en gasturbin sett fra siden, hvor forbrenningsseksjonen er uthevet.

I en forbrenningsseksjon blir luft tilført energi utenfra ved at brennstoff sprøytes inn og forbrennes (3). Dette fører til at hastighet og temperatur øker. I gasturbiner er eksoshastighet og temperatur ut av motoren større enn lufthastighet og temperatur inn.

Forbrenning i et lukket rom fører til at trykket øker. I et brennkammer skjer forbrenning mens luft strømmer gjennom. Det må derfor utformes slik at utvidelse i strømningsretning er minst like stor som utvidelse ved forbrenning. Det oppstår da ingen trykkøkning, kun økning i temperatur. Energi som frigjøres i forbrenningen går med til å utvide luften og øke bevegelsesenergien. Forbrenningsprosessen foregår uten trykkendring, altså en isobarisk tilstandsending på gassen.

I motorens brennkammer er målet at forbrenningen er effektiv og på så kort aksiell strekning som mulig. To forskjellige innsprøytingsmetoder av drivstoff benyttes for å oppnå dette.

Den ene metoden går ut på at brennstoff kommer inn i forbrenningssonen i dampform, slik at overflaten på drivstoffet blir størst mulig. Brennstoffet blir da varmet opp og forgasset av en brenner.

Den andre, og mest brukte metoden, går ut på at brennstoff sprøytes inn i brennkammeret og blir forstøvet av en kon, slik at overflaten på drivstoffet blir størst mulig.



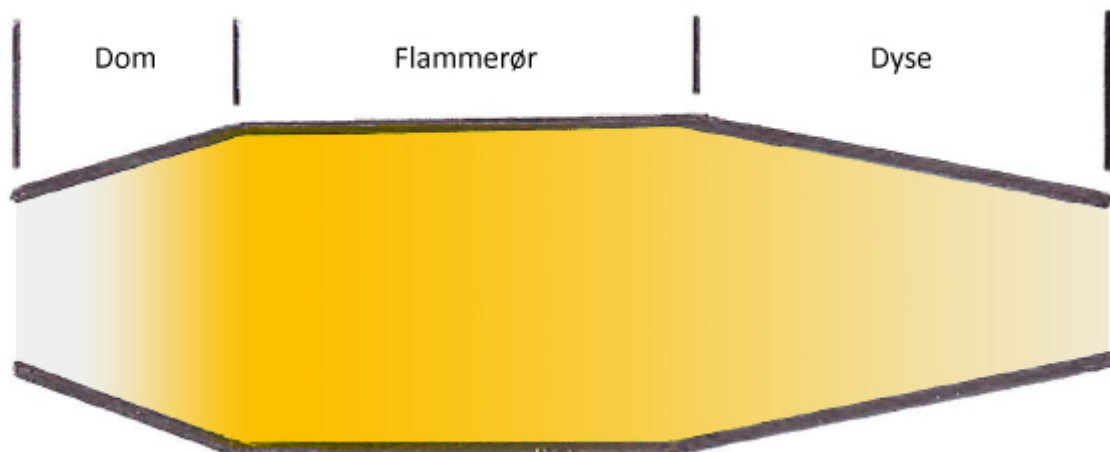
**Figur 24:** Skisse av en duplex regulerbar drivstoffventil. En kon regulerer spredevinkelen ut fra ventilen.

En mye brukt dyse for forstøving er duplex drivstoffdyse. En ventil regulerer der spredevinkel på brennstoffet ut fra konen, slik at det er stor spredevinkel ved lave turtall og

liten spredevinkel ved høye turtall. Dette gjøres for at brennstoffet ved lave turtall skal komme i kontakt med tennpluggene. Ved høye turtall bør ikke brennstoffet komme i kontakt med brennkammerveggene.

Til fullstendig forbrenning kreves et blandingsforhold mellom luft og brennstoff på 15:1 (13). Dette blandingsforholdet gir en svært høy forbrenningstemperatur, høyere enn et brennkammer og en turbin kan tåle. Ved normal drift kan blandingsforholdet variere mellom 60:1 og 120:1. En stor del av luften fra kompressor blir altså benyttet som kjøleluft. En viktig forutsetning for at forbrenning kan finne sted er at forbrenningshastigheten på brennstoff-luft-blandingen er større enn lufthastigheten rundt. Strømningshastigheten rundt forbrenningssonen er derfor ofte omtrent  $5 - 6 \text{ m/s}$ , mens forbrenningshastigheten kan være oppe i  $25 - 30 \text{ m/s}$ .

### Brennkammer, utforming

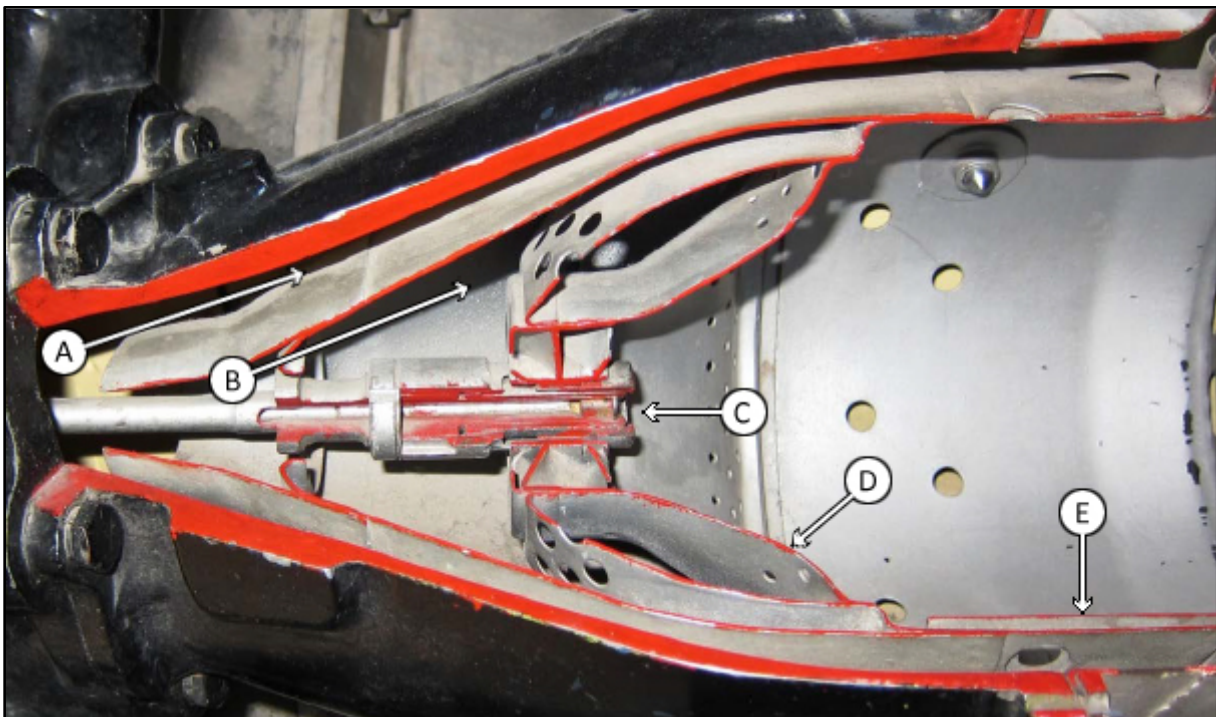


**Figur 25:** Prinsippet i et teoretisk brennkammer. I dommen sprøytes det inn drivstoff som blandes med luft og antennes. Antar at temperaturen øker til omtrent  $2300 \text{ K}$  (14). I flammerør og dyse kjøles luft og avgasser før det går inn i en turbin med omtrent  $1700 \text{ K}$  (14). Varmefordeling i brennkammer er illustrert med en fargegradient fra oransje til lys grå. Oransje er varmere, lys grå er kjøligere.

Et brennkammer er bygget opp av tre seksjoner; dom, flammerør og dyse (3). Tverrsnittsareal varierer i disse tre seksjonene. Inn og ut av brennkammeret er arealet likt, og derfor også hastighet uten forbrenning lik. I flammerør er arealet større og dermed hastigheten lavere enn brennkammerets inn- og utløpshastighet. En brenner er plassert foran brennkammeret, slik at forbrenning skal foregå i dommen og den fremre delen av flammerøret. Ved ideell tilstand utvider brennstoff-luft-blandingen seg ved forbrenning i samme forhold som brennkammeret utvider seg. Dette fører til at hastigheten ved forbrenning blir teoretisk lik gjennom dommen og flammerøret, og at hastigheten ut av dysen

blir mye større enn hastigheten inn i domen. Dersom tilførsel av brennstoff blir for stor blir varmeutvidelsen av forbrenningsgassene større enn det brennkammeret utvider seg. Dette vil bremse lufthastigheten inn og ut av brennkammeret, og det vil føre til kompressorstall eller kompressorsurge. Domseksjonen må derfor utvide seg nok til at dette ikke skjer under normal drift.

I praksis er forbrenningskammer utformet slik at bare 20 til 30 prosent av luften inn i forbrenningskammeret går med til forbrenning, mens den resterende luften går til kjøling og uttynning (3). Luft som bidrar til forbrenning kalles primærluft, og resten kalles sekundærluft. Sekundærluften strømmer på utsiden av indre brennkammer, og kommer inn i indre brennkammeret gradvis gjennom flammerøret. På den måten sørges det for fullstendig forbrenning, og at veggene i brennkammeret får tilstrekkelig med kjøling. Tilførsel av sekundærluft gjør at forbrenningsflammen vil holde seg i senter av brennkammeret, og flammen vil bli kortere når turtallet øker.



**Figur 26:** Tverrsnitt av et kannebrennkammer fra en eldre gassturbinmotor fotografert på Teknisk Museum. A) Strømning sekundærluft, B) Strømning primærluft, C) Drivstoffdyse, D) Domseksjonens divergerende vegg, E) Flammerørets vegg.

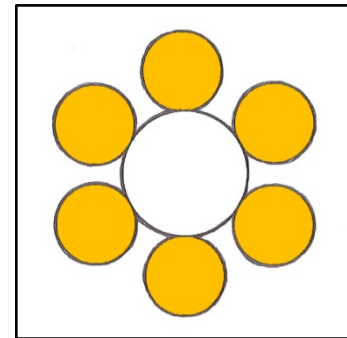
## Hovedtyper brennkamre

Tre hovedtyper brennkamre er mest vanlig:

(3)

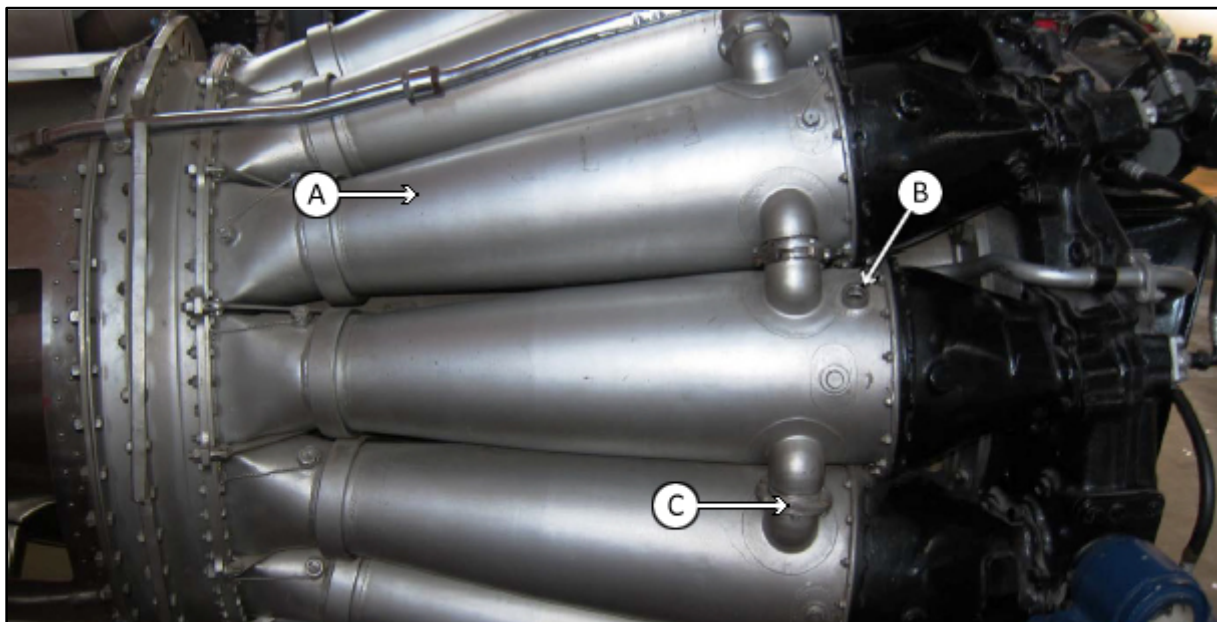
### Kanne

Denne typen brennkammer har separate brennkamre som ligger rundt motorens senterakse. Hvert brennkammer er bygget opp av et indre og ytre brennkammer. I front av hvert brennkammer er det montert en brenner. To av brennkamrene som står  $180^\circ$  fra hverandre har en tennplugg. Tennpluggene tennes ved start av gassturbinen, og flammen overføres til resterende brennkamre gjennom krysstenningsrør. Kannebrennkammer er mye benyttet i eldre motorer.



**Figur 27:** Skisse av utformingen til et kannebrennkammer (oransje) sett forfra.

En fordel med denne typen er at brennkamrene lett kan skiftes ut under vedlikehold. En ulempe er at de utnytter plass dårlig siden gjennomstrømningsarealet blir lite. Dette resulterer i lange brennkamre og stor motordiameter. En nødvendig rammekonstruksjon mellom kompressor og turbin fører til at motoren blir tung.

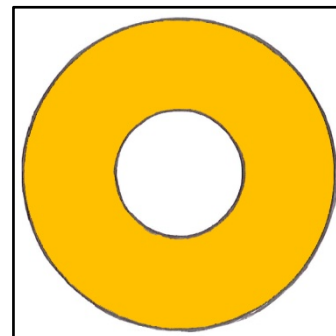


**Figur 28:** Kannebrennkammer på en «DH Goblin» gassturbinmotor, fotografert på Teknisk Museum. A) Kanne, B) Festeboss for tennplugg, C) Krysstenningsrør for sammenkobling av brennkamre.

### Ringformet

Denne typen brennkammer er bygget opp av et ytre rør og et indre rør. Det ytre røret virker som en bæreenhet i motorkonstruksjonen. Selve brennkammeret befinner seg mellom rørene. Denne typen har vanligvis en eller to tennplugger.

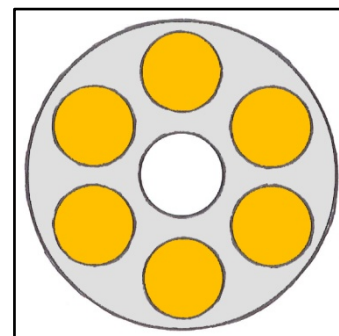
Fordelen med denne typen er at den utnytter plassen godt, og er regnet som den beste brennkammertypen. Kammeret har et stort gjennomstrømningsareal og en liten størrelse. Dette resulterer i et kort brennkammer med lave gjennomstrømningshastigheter og lavt trykktap. Ringformet brennkammer bidrar til en lett motor fordi selve brennkammeret er en bærende enhet i motoren. En ulempe er at vedlikeholdstilgangen er dårlig.



**Figur 29:** Skisse av utformingen til et ringformet brennkammer (oransje) sett forfra.

### Kanne-ringformet

Denne typen brennkammer er en kombinasjon av kanne og ringformet brennkammer. Kanne-ringformet brennkammer kombinerer fordeler og ulemper fra de to andre typene brennkamre. Kammeret er lettere og har mindre trykktap enn kanne, men ikke i samme grad som ringformet. Den kraftige konstruksjonen gjør at dette brennkammeret tåler høyt trykk.



**Figur 30:** Skisse av utformingen til et kanne-ringformet brennkammer (oransje) sett forfra.



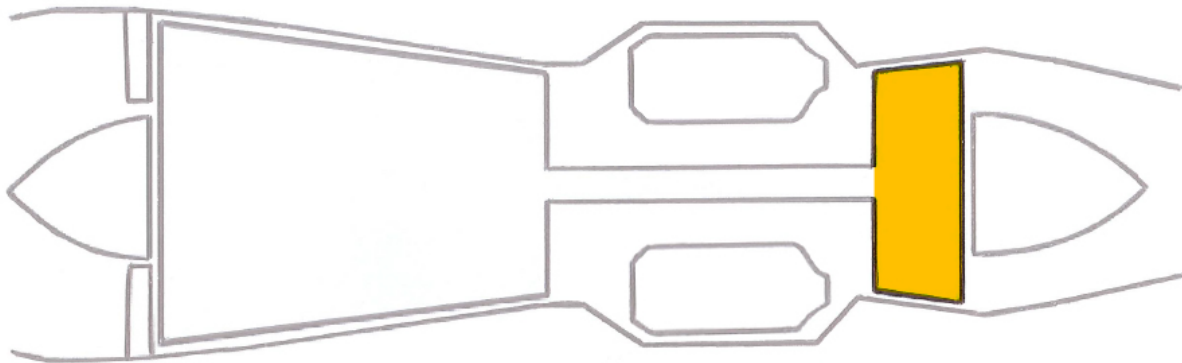
## Krav til brennkamre

De viktigste krav til brennkamre i en gasturbinmotor:

(3)

- Høy forbrenningseffektivitet. Graden av fullstendig forbrenning bør ligge i området 95 – 100 %.
- Kort flammelengde. Forbrenningen må fullføres på så kort aksial strekning som mulig, slik at flammen ikke brenner opp turbinblader bak brennkammeret.
- Stabil forbrenning. Brennkammeret må tåle varierende turtall, brennstoff-luftblandinger og hastigheter uten å få flammekutt.
- Jevn og kontrollert utløpstemperatur. Turbinen bak brennkammeret bør ikke utsettes for store temperaturredifferanser. Dette oppnås ved å ha en jevn drivstofftilførsel.
- Lite og lett. Store og tunge kamre fører til store og tunge motorer. Det vil gi høyt brennstofforbruk, kort rekkevidde, lav hastighet og akselerasjon.
- Lang levetid. Brennkamre må motstå høy varme og være motstandsdyktig mot korrosjon og tretthetssprekker, som følge av vibrasjoner og temperaturredifferanser.
- Lavt utslipp. Utslipp av uforbrent brennstoff, sot/røyk,  $CO$ ,  $SO_2$  og  $NO_x$  er lovregulert for nyregistrerte kjøretøy.

### 3.4.5 Turbin



**Figur 31:** Skisse av tverrsnittet til en gassurbin sett fra siden, hvor turbinen er uthøvet.

En turbin har i oppgave å drive motorens kompressor og motordrevne komponenter som drivstoffpumpe, oljepumpe, generator, osv. (13). Energi som går med til å drive kompressor blir i stor grad tilbakeført til systemet som høyere trykk og temperatur i kompressoren.

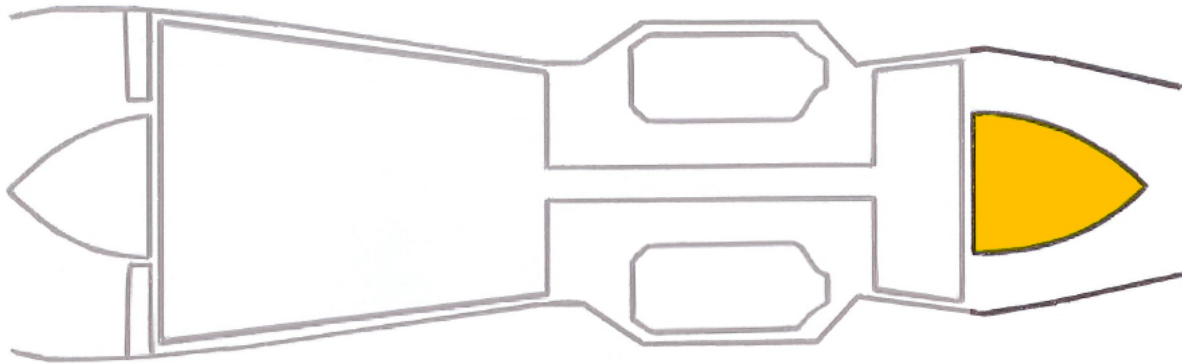
Det er to typer turbiner; aksialturbin hvor strømmingen går aksielt og radialturbin hvor strømmingen går radielt (13). De fleste gassurbiner har aksialell strømning, men i mikroturbiner er det vanlig å bruke radialturbin. Ved lav massestrøm blir blader i en aksialturbin veldig små, hvilket gjør det vanskelig å opprettholde liten avstand mellom skall og bladtupp. Dette resulterer i redusert effektivitet. En radialturbin utnytter små massestrømmer bedre, og disse er mye brukt som turboladere i industrien og i stempelmotorer.



**Figur 32:** Turbinrotor sett fra gassurbinens bakre del, fotografert på Teknisk Museum. Eksosutløpet er demontert, og er ikke med på bildet.

En radialturbin montert på samme aksel som en radialkompressor resulterer i en kort og stiv konstruksjon (13). Dette oppsettet er velegnet for applikasjoner hvor kompakthet er viktigere enn lavt drivstofforbruk. Kombinasjon av radialkompressor og aksialturbin er ofte brukt i mindre aggregater, spesielt i offshoreapplikasjoner hvor plass og vekt er essensielt.

### 3.4.6 Eksos



**Figur 33:** Skisse av tverrsnittet til en gasturbin sett fra siden, hvor eksosen er uthevet.

I jetmotorer er det et poeng at eksos skal akselereres gjennom en utløpsdyse (3). Det er her ønskelig å omgjøre mest mulig trykk- og varmeenergi til skyvekraft ut av motoren. I en turboakselmotor bør mest mulig energi omgjøres til rotasjon på turbinen, som driver kompressor og utgående aksel.

Eksossystemets konstruksjon virker inn på motorytelse. Halerørets gjennomstrømningsareal og eksosdysens utløpsareal virker inn på massestrøm, trykkforhold og turbinens innløpstemperatur. Dette påvirker trykket og hastigheten i eksosgassen, og dermed skyvekraft og brennstofføkonomi.

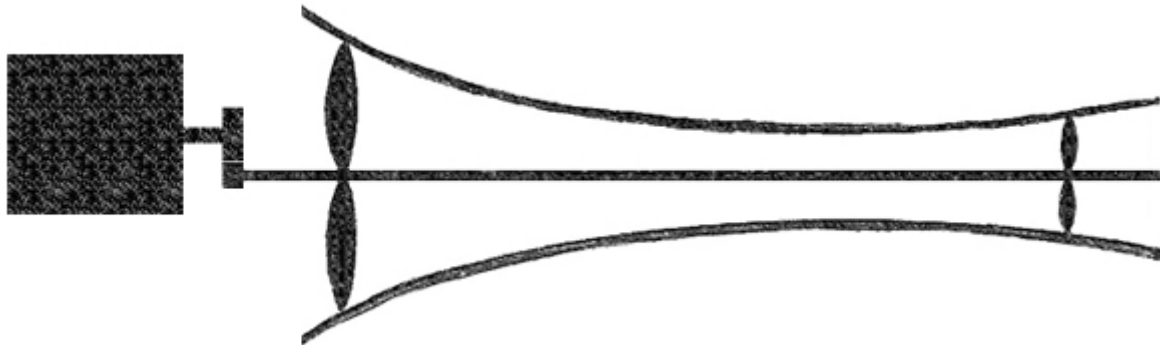
Utvikling og konstruksjon av eksosanlegg er en begrensning i oppgaven (kapittel 2.5). Henviser her til videre arbeid (kapittel 15.2).



**Figur 34:** Eksosutløp på en "DH Goblin" gasturbinmotor sett bakfra, fotografert på Teknisk Museum. Turbinen er i starten av eksosutløpet.

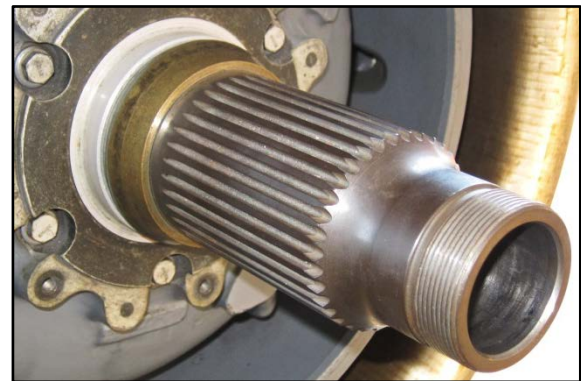
### 3.5 Turboakselmotor

Fra forprosjektet er det bestemt at gassturbinen er av typen turboaksel (kapittel 1.1). Denne motoren kobles til en generator for produksjon av elektrisk effekt (1).



**Figur 35:** Prinsippskisse av en turboakselmotor. Turbinen, til høyre, driver en aksel med påkoblet kompressor og ekstern enhet for strømproduksjon.

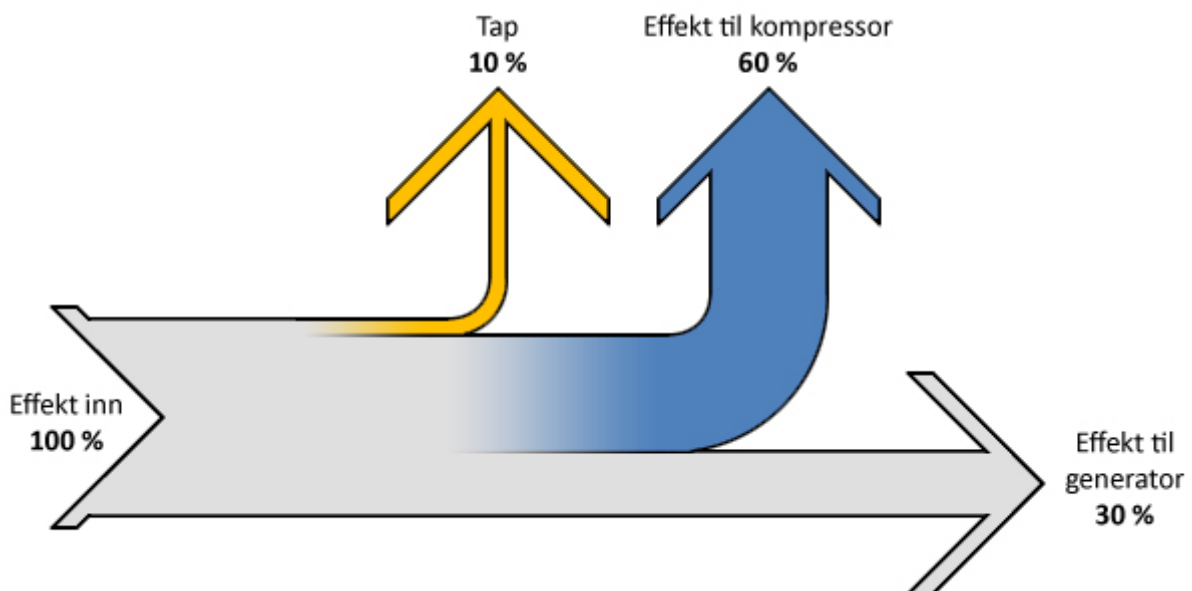
En turboakselmotor er en gassturbinmotor med eller uten friturbin som produserer mekanisk effekt på en utgående aksel (13). En generator krever jevnt turtall på utgående aksel, og en motor uten friturbin egner seg til dette formålet. Hovedforskjellen mellom en jetmotor og en turboakselmotor er at det her tas ut mer effekt av eksosen til drift av turbin, siden det ikke er behov for jetskyvekraft i denne motortypen. En turboakselmotor med reduksjonsgir har et bredt arbeidsfelt, og egner seg til å drive biler, helikopter, skip, tog, strømaggregat, pumpestasjoner osv.



**Figur 36:** Utgående aksel på en Rolls Royce turboakselmotor, fotografert på Teknisk Museum.

En gassturbin er selvgående i drift, men det er behov for starthjelp for å sette igang rotasjonen. En fordel med en strømproduserende turboakselmotorer er at en generator her kan brukes som startmotor, og det er da ikke behov for eksterne hjelpesystemer for å sette motoren i gang.

I en turboakselmotor er turbinen konstruert for å trekke ut mer energi av forbrenningsgassene enn i en jetmotor (13). I denne motortypen trekker turbinen ut omtrent 60 prosent av forbrenningseffekten til å drive kompressor og motordrevne komponentene, og 30 prosent til å drive generator. De resterende 10 prosent produserer jetskyvekraft og varme, og er her å regne som tap.



**Figur 37:** Grovt effektdiagram for en turboaksel turbinmotor, basert på informasjon fra *Gas Turbine Theory* (13). Effekt inn antas å være tilført effekt fra forbrenning.

## 4. TERMINOLOGI

### 4.1 Begreper

Viktige begreper og definisjoner knyttet til tekst, beregninger, tekniske og miljømessige forhold som omtales i rapporten:

**Tabell 5: Ordforklaringer på begreper brukt i rapporten.**

Begrep	Betydning
Mikrogassturbin	Gassturbin med effekt mellom 20 kW og 350 kW (30).
$CO_2$	Den kjemiske forbindelsen til karbondioksid.
$CO$	Den kjemiske forbindelsen til karbonmonoksid.
$SO$	Den kjemiske forbindelsen til svovelmonoksid.
$NO_x$	Felles betegnelse på den kjemiske forbindelsen til nitrogenoksider.
Drivhusgasser	Gasser i atmosfæren som absorberer og reflekterer varmestråler fra jordoverflaten. Dette bidrar til å øke temperaturen på Jorden.
Multifuel	Et begrep som brukes på forbrenningsenheter som er utformet for å kunne kjøres på flere typer drivstoff.
Kogenerering	Samtidig produksjon av elektrisitet og varme.
Hybrid	Bruk av både en forbrenningsmotor og en elektrisk motor som drivkilde.
Stall	Ustabil luftstrøm i kompressoren som ikke fører til tap av kontroll over motoren (3). Bladene steiler, som følge av feil lufthastighet eller for stor angrepsvinkel mot bladene.
Surge	Tap av kontroll over motoren som følge av stall (3).
Mach	Måleformen for hastigheter i forhold til lydshastigheten. 1 Mach tilsvarer lydens hastighet. Ved havoverflaten ved 0°C er lufthastigheten omtrent 332 m/s (3).
Subsonisk	Hastigheter under 0,8 Mach (3).
Transsonisk	Hastigheter mellom 0,8 og 1,3 Mach (3).
Supersonisk	Hastigheter over 1,3 Mach (3).
APU	Auxiliary Power Unit. Hjelpeenhet for produksjon av diverse former for kraft, gjerne elektrisk kraft.
Isobarisk prosess	Termodynamisk tilstandsending der trykket er konstant.
Entropi	<i>Energi /temperatur</i>
Isentropisk prosess	Termodynamisk tilstandsending der entropien er konstant.
Adiabatisk prosess	Termodynamisk tilstandsending der ingen varme overføres til eller fra arbeidsmediet.

Tabell 5: Forts.

Begrep	Betydning
Loading	Mål på hvor mye arbeid som er nødvendig fra en kompressor, turbin eller et trinn (14).
Pitchlinje	Linje gjennom radielt senter av kompressor- og turbinblader.
Creep-rupture	Brudd i et materiale over tid ved høy temperatur, forårsaket av en konstant statisk belastning som er mindre enn materialets normale strekkfasthet.
Borescope	Et borescope er en optisk enhet som består av en slange med et kikkehull i den ene enden og et objektiv i den andre. Man ser gjennom borescopet for å lete etter feil på små trange steder man ellers ikke har innsyn til.
Coating	Beskyttende belegg mot korrosjon og erosjon.
VAR	Vacuum Arc Remelting
ESR	Electroslag remelting
CNC	Computer Numeric Control
FEM	Finite Element Method

## 4.2 Symboler og enheter

Symboler og enheter brukt i rapporten:

Tabell 6: Symboler og enheter brukt i rapporten.

Symbol	Betydning	SI-enhet
$P$	Effekt	$kW$
$\eta$	Virkningsgrad	–
$E_p$	Energitetthet	$kJ/kg$
$\dot{m}$	Massestrøm	$kg/s$
$T$	Temperatur	$K$
$R$	Spesifikk gasskonstant	$kJ/kg \cdot K$
$p$	Trykk	$kPa$
$CP$	Spesifikk entalpi	$kJ/kg$
$z$	Antall trinn	–
$\gamma$	Beregningskonstant	–
$N$	Turtall	$rpm$
$v$	Hastighet	$m/s$

Tabell 6: Forts.

Symbol	Betydning	SI-enhet
$r$	Radie	$m$
$V$	Volum	$m^3$
$W$	Luftstrømning	$kg/s$
$\alpha$	Vinkel	<i>grader</i>
$\sigma$	Spenning	MPa
$L$	Lengde	$m$
$Q$	Strømningsfunksjon fra tabell	$kg \cdot \sqrt{K}/m^2 \cdot kPa \cdot s$
$A$	Areal	$m^2$
$LLF$	Forhold mellom bladlengde og trinnlengde	—
$AN^2$	Grenseverdi for beregning av turtall	$rpm^2 \cdot m^2$
$NTF$	Forhold mellom nav og bladtupp	—
$UMT$	Utgående machtall	—
$DLF$	Forhold mellom drivstoff og luft	—
$GBL$	Gjennomsnittlig bladlengde	$m$
$BV$	Bladvinkel	<i>grader</i>
$GIMT$	Gjennomsnittlig inngående machtall	—
$TRMT$	Tupp relativt machtall	—
$PSMT$	Primærsone machtall	—
$Mach$	Hastighet i forhold til lyd hastighet	—
$OT$	Oppholdstid i brennkammer	$s$
<i>Loading</i>	Mål på hvor mye arbeid som er nødvendig fra en kompressor, turbin eller et trinn (14).	—
<i>Intensitet</i>	Mål på <i>avgitt varme/volum</i>	$MW/atm \cdot m^3$
$PHI$	Korreksjonsfaktor for strømning i brennkammer	—
$SFB$	Sikkerhetsfaktor mot brudd	—



### 4.3 Formler

Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance.

(14)

**Tabell 7: Formler brukt i rapporten.**

Betydning	Formeluttrykk	Indeks
Kompressorens virkningsgrad	$\eta_k = \frac{p_2^{1/(\gamma/(\gamma-1))} - 1}{(p_2^{1/(\gamma/(\gamma-1))} \cdot \eta_{polytropisk}) - 1}$	[1]
Pitchfart	$v_{pitch} = \sqrt{\frac{CP \cdot \Delta T}{z \cdot Loading_{pitch}}}$	[2]
Areal	$A = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T}}{Q \cdot p}$	[3]
Tupp relativt mach tall	$TRMT = \sqrt{Machtall_{strømning}^2 + \left(\frac{v_{bladtupp}}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}}\right)^2}$	[4]
Strømningshastighet	$v = Machtall_{strømning} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}$	[5]
Loading nav	$Loading_{nav} = Loading_{pitch} \cdot \left(\frac{v_{pitch}}{v_{nav}}\right)^2$	[6]
Kammerlengde	$L_{kammer} = z_{trinn} \cdot \frac{L_{blad}}{LLF} + z_{mellomrom} \cdot \frac{L_{mellomrom}}{LLF}$	[7]
Vinkel mellom senterakse og kompressorvegg	$\tan \alpha = \frac{GBL - L_{blad}}{2 \cdot L_{kammer}}$	[8]
Bladvinkel	$\cos(BV) = \frac{Machtall_{strømning}}{TRMT}$	[9]

Tabell 7: Forts.

Betydning	Formeluttrykk	Indeks
Volum brennkammer	$V = \dot{m} \cdot \eta \cdot (E_p/p \cdot \text{Intensitet})$	[10]
Oppholdstid	$OT = L/v$	[11]
Effekt	$P = \dot{m} \cdot CP \cdot \Delta T$	[12]
Temperaturdifferanse	$T_3 - T_4 = T_3 \cdot \eta_{turbin} \cdot \left( 1 - \frac{1}{i_e^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$	[13]
Moment	$M = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot N}$	[14]

## 5. PRODUKTSPESIFISERING

### 5.1 Overordnede produktkrav

Overordnede produktkrav for gassturbinmotoren er høy effektivitet, lav vekt, liten størrelse og god vedlikeholdstilgang.

- Elektrisk effekt over 32,2 *kW*. (kapittel 1.1)
- Effektivitet over 25 %. (kapittel 1.1)
- Lengde under 500 *mm*. (kapittel 1.1)
- Diameter under 450 *mm*. (kapittel 1.1)
- Vekt under 20 *kg*.
- Må kunne demonteres for vedlikehold.

### 5.2 Metriske grensespesifikasjoner og variasjonsbredde

Variasjonsbredde for gassturbin med generator. Verdiene er antatt fra eksisterende løsninger, produktmål og overordnede produktkrav.

**Tabell 8: Antatt variasjonsbredde.**

Parameter	Min	Maks
Elektrisk effekt	32,2 <i>kW</i>	45 <i>kW</i>
Effektivitet	25 %	35 %
Driftsturtall	50 000 <i>rpm</i>	110 000 <i>rpm</i>
Antall kompressortrinn	1	10
Antall turbintrinn	1	3
Lengde	130 <i>mm</i>	500 <i>mm</i>
Diameter	100 <i>mm</i>	450 <i>mm</i>
Vekt	5 <i>kg</i>	20 <i>kg</i>

### 5.3 Metriske grovspesifiseringer

Grovspesifiseringer er hentet fra eksisterende løsninger (kapittel 3) og en markedsundersøkelse av mikrogassturbiner i effektclassen 30 – 50 kW.

**Tabell 9: Metriske grovspesifiseringer. Verdiene gjelder for enhetens største ytre mål.**

Komponent	Parameter	Min [mm]	Maks [mm]
Luftinntak	Diameter	50	100
	Lengde	10	100
Kompressor	Diameter	50	100
	Lengde	40	100
Brennkammer	Diameter	100	450
	Lengde	60	200
Turbin	Diameter	100	450
	Lengde	10	50
Eksos	Diameter	50	150
	Lengde	10	50
<b>Komplett motor</b>	<b>Diameter</b>	<b>100</b>	<b>450</b>
	<b>Lengde</b>	<b>130</b>	<b>500</b>

### 5.4 Tidlige kostnadsvurderinger

Den store kostnaden for en prototype ligger i arbeidstimer. Ved serieproduksjon går arbeidstimer og kostnader per enhet ned.

Ved produksjon av mikrogassturbiner er det strenge krav til nøyaktighet på deler og sammenstillinger. Toleranser og pasninger bør være så små som mulig, komponentene er små og de blir utsatt for høy varme og stor rotasjonshastighet. De strenge produksjonskravene fører til store produksjonskostnader.

**Tabell 10: Grovt estimat av kostnad for produksjon av én prototype.**

Kostnad	Pris, NOK
Utredningsarbeid, 880 timer	572 000
Generator	5 000
Materialer	50 000
Øvrige komponenter	5 000
Produksjonskostnader	130 000
<b>SUM</b>	<b>762 000</b>

## 6. FUNKSJONSANALYSE OG KONSEPTVALG

### 6.1 Funksjonsanalyse

Funksjonsanalysen baserer seg på oppdragsbeskrivelsen og produktmålet. En gassturbin kobles til en generator i et hybridssystem. Systemet hovedkomponenter er luftinntak, kompressor, brennkammer, turbin, eksos og generator. Her kartlegges komponentenes funksjoner.

**Tabell 11:** *Analyse av hovedkomponentenes funksjoner.*

Komponent	Funksjon
Luftinntak	Luftinntaket fører luft til kompressoren. Målet er å ha minst mulig tap gjennom luftinntaket. Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativet knytter seg til utforming av luftinntakets forkant for å møte målet om minst mulig tap (kapittel 2.5).
Kompressor	Kompressoren skaffer luft til forbrenningen. Målet er å øke trykket og temperaturen på luften som skal bidra i forbrenningen.
Forbrenning	Komprimert luft blandes med drivstoff og antennes. Målet er at den tilførte energien øker strømningshastigheten inn til turbinen.
Turbin	Turbinens funksjon er å omgjøre eksosens strømningsenergi til mekanisk energi. Den mekaniske energien brukes til å drive kompressoren og generatoren. Målet er å omgjøre mest mulig strømningsenergi til mekanisk energi.
Eksos	Eksosdelens funksjon er å kvitte seg med avgasser, dempe støy og redusere temperatur og strømningshastighet. Målet er å gjøre det mest mulig effektivt. Oppgavens begrensninger gjør at det ikke er tatt stilling til dette som et funksjonsalternativ (kapittel 2.5).
Generator	Generatorens funksjon er å omgjøre mekanisk energi til elektrisk energi. Målet er å omgjøre mest mulig energi. Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativet knytter seg til plassering av generatoren og effektuttak (kapittel 2.5).

## 6.2 Funksjonsalternativer og seleksjon

### 6.2.1 Luftinntak

**Tabell 12: Luftinntakets funksjon.**

Komponent	Funksjon
Luftinntak	Luftinntaket fører luft til kompressoren. Målet er å ha minst mulig tap gjennom luftinntaket. Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativet knytter seg til utforming av luftinntakets forkant for å møte målet om minst mulig tap (kapittel 2.5).

Luftinntakets funksjonsalternativer er knyttet til inntakets utforming. Det kan utformes med avrundet eller skarp forkant (kapittel 3.4.2). I tillegg bør det ha en jevn og glatt overflate, ingen skarpe bøyninger og være så kort som mulig. Det vil ikke være behov for å manipulere hastigheten med konvergerende eller divergerende luftinntak. Motoren kun vil operere i subsoniske hastigheter og kompressoren vil suge nødvendig luft (kapittel 7.3.2).

Gassturbinen skal primært ha god effektivitet, og sekundært være liten i størrelse. Det er da viktig at det er så lite tap som mulig i luftinntaket.

**Tabell 13: Beskrivelse av luftinntakets funksjonsalternativer.**

	<p><b>Avrundet forkant</b></p> <p>En avrundet forkant egner seg når lufthastigheten er subsonisk. Den vil da ha liten luftmotstand og et lavt trykktap (kapittel 3.4.2).</p>	<b>Valgt</b>
	<p><b>Skarp forkant</b></p> <p>En skarp forkant egner seg når lufthastigheten er supersonisk. Den vil da ha liten luftmotstand og et lavt trykktap (kapittel 3.4.2).</p>	

## 6.2.2 Kompressor

**Tabell 14: Kompressorens funksjon.**

Komponent	Funksjon
Kompressor	Kompressoren skaffer luft til forbrenningen. Målet er å øke trykket og temperaturen på luften som skal bidra i forbrenningen.

Kompressorens funksjonsalternativer er knyttet til hvordan og hvor mye luften må komprimeres. Funksjonsalternativene er radialkompressor og aksialkompressor (kapittel 3.4.3). Antall kompressortrinn avhenger av kompressortype og nødvendig kompresjonsforhold.

Gassturbinen skal primært ha god effektivitet, og sekundært være liten i størrelse. Høy kompresjon gir mye varm luft til forbrenningen, som igjen fører til høy total effektivitet på motoren.

**Tabell 15: Beskrivelse av kompressorens funksjonsalternativer.**

	<p><b>Radialkompressor</b></p> <p>En radialkompressor egner seg når en lett og enkel konstruksjon er viktigere enn graden av kompresjon og effektivitet (kapittel 3.4.3).</p>	
	<p><b>Aksialkompressor</b></p> <p>En aksialkompressor egner seg når graden av kompresjon og effektivitet er viktigere enn en lett og enkel konstruksjon (kapittel 3.4.3).</p>	<b>Valgt</b>

## 6.2.3 Forbrenning

**Tabell 16: Forbrenningens funksjon.**

Komponent	Funksjon
Forbrenning	Komprimert luft blandes med drivstoff og antennes. Målet er at den tilførte energien øker strømningshastigheten inn til turbinen.

Forbrenningsseksjonens funksjonsalternativer er knyttet til utformingen og størrelsen på brennkammeret i tillegg til virkemåten til drivstoffdysen. Brennkammeret kan utformes som kanne, ringformet eller kanne-ringformet (kapittel 3.4.4). For å øke drivstoffets overflate i brennkammeret fordampes eller forstøves drivstoffet i dysene (kapittel 3.4.4). Spredevinkel på innsprøytingen kan manipuleres med valg av drivstoffdyse.

Gassturbinen skal primært ha god effektivitet, og sekundært være liten i størrelse. Det er da viktig at forbrenningskammeret har god effektivitet i forhold til størrelse.

**Tabell 17: Beskrivelse av forbrenningskammerets funksjonsalternativer.**

	<p><b>Kanne</b> Kannebrennkammer har god vedlikeholdstilgang, men utnytter plassen dårlig (kapittel 3.4.4). Dette fører til lav effektivitet i forhold til størrelse og vekt.</p>	<b>Valgt</b>
	<p><b>Ringformet</b> Ringformet brennkammer utnytter plassen godt, og er betraktet som den beste brennkammertypen (kapittel 3.4.4). Dette gir et lite og lett brennkammer med høy effektivitet i forhold til størrelse. Brennkammeret gir lavest trykktap, og derfor høyest effektivitet. En ulempe er dårlig vedlikeholdstilgang.</p>	
	<p><b>Kanne-ringformet</b> Kanne-ringformet brennkammer tåler høyt trykk, men er ikke like effektiv i forhold til størrelse og vekt som ringformet brennkammer (kapittel 3.4.4).</p>	



Gassturbinen kjøres i normal drift på konstant turtall, men ved oppstart varierer gjennomstrømningshastigheten. Det er da viktig at drivstoffdysen tilfører en jevn massestrøm av drivstoff. For å gjøre motoren lettstartet bør spredevinkelen på drivstoffet være variabel. Oppgavens begrensninger gjør at videre funksjonsvalg som antall dyser, plassering og dysemodeller faller utenfor oppgavens rammer (kapittel 2.5). Henviser til videre arbeid (kapittel 15.2).

**Tabell 18: Beskrivelse av drivstoffdysenes funksjonsalternativer.**

	<p><b>Forvarming</b></p> <p>Dyse med forvarming øker overflaten og temperaturen på drivstoffet (kapittel 3.4.4). En ulempe er at behovet for forvarming gjør den mer komplisert og større.</p>	
	<p><b>Duplex</b></p> <p>Duplex drivstoffdyse øker overflaten på drivstoffet (kapittel 3.4.4). En variabel kon endrer spredevinkel på drivstoffet i forhold til gjennomstrømningshastigheten. Metoden er enkel og tar liten plass.</p>	<b>Valgt</b>

## 6.2.4 Turbin

**Tabell 19: Turbinens funksjon.**

Komponent	Funksjon
Turbin	Turbinens funksjon er å omgjøre eksosens strømningsenergi til mekanisk energi. Den mekaniske energien brukes til å drive kompressoren og generatoren. Målet er å omgjøre mest mulig strømningsenergi til mekanisk energi.

Turbinens funksjonsalternativer er knyttet til hvordan og hvor mye av strømningsenergien som skal omgjøres til mekanisk energi. Funksjonsalternativene er radialturbin og aksialturbin (kapittel 3.4.5). Antall turbintrinn avhenger av turbintype og ekspansjonsforhold (kapittel 7.5.2).

Gassturbinen skal primært ha god effektivitet, og sekundært være liten i størrelse.

**Tabell 20: Beskrivelse av turbinens funksjonsalternativer.**

	<p><b>Radialturbin</b></p> <p>Radialturbin egner seg når en enkel konstruksjon er viktigere enn høy effektivitet (kapittel 3.4.5).</p>	
	<p><b>Aksialturbin</b></p> <p>Aksialturbin gir lavt trykktap, og derfor høy effektivitet (kapittel 3.4.5). Høy effektivitet er vektlagt ved å velge aksialkompressor (kapittel 6.2.2). Aksialturbin er et naturlig valg for å holde effektiviteten høy.</p>	<b>Valgt</b>

## 6.2.5 Generator

**Tabell 21: Generatorens funksjon.**

Komponent	Funksjon
Generator	Generatorens funksjon er å omgjøre mekanisk energi til elektrisk energi. Målet er å omgjøre mest mulig energi. Oppgavens begrensninger gjør at funksjonsalternativet knytter seg til plassering av generatoren og effektuttak (kapittel 2.5).

Funksjonsalternativene for uttak av effekt er foran, på siden eller bak på turbinen. Generatoren grovplasseres i nærheten av effektuttaket, men oppgavens begrensninger gjør at det ikke er tatt hensyn til opplagring og effektoverføring (kapittel 2.5). Henviser til videre arbeid (kapittel 15.2).

**Tabell 22: Beskrivelse av generatorens funksjonsalternativer.**

	<p><b>Foran</b></p> <p>Foran på gassturbinen blir ikke generatoren utsatt for høy temperatur, og den kan monteres direkte på turbinakselen. En ulempe er at denne plasseringen kan forstyrre luftstrømmen inn til kompressoren.</p>	<b>Valgt</b>
	<p><b>På siden</b></p> <p>På siden av gassturbinen blir ikke generatoren utsatt for varme, og motorkonstruksjonen blir kortere. Ulemper med plasseringen er at det krever en kompleks konstruksjon, og at flere komponenter i effektoverføringen til generatoren gir lavere effektivitet.</p>	
	<p><b>Bak</b></p> <p>Bak på gassturbinen kan generatoren monteres direkte på turbinakselen. En ulempe med plasseringen er at generatoren blir utsatt for høy temperatur.</p>	

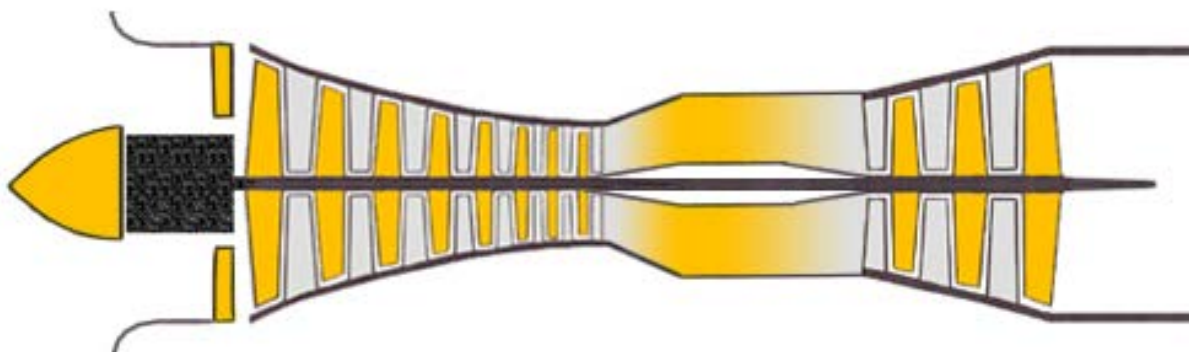
## 6.3 Konseptvalg

Konseptet er et resultat av tidligere seleksjoner.

### Valgt løsning:

- Rund kant på luftinntak
- Aksialkompressor
- Ringformet brennkammer
- Duplex drivstoffdyse
- Aksialturbin
- Uttak av effekt foran

Konseptvalget er en gasturbinmotor som er tiltenkt å være drivkilde i et lite kjøretøy. Forkanten på luftinntaket er avrundet. Luften komprimeres gjennom en aksialkompressor. I et ringformet brennkammer blir drivstoff sprøytet inn gjennom duplex drivstoffdyser. Drivstoffet blandes med luften fra kompressoren. Drivstoff-luft-blandingen antennes i brennkammeret, og eksos med økt strømningshastighet strømmer gjennom en aksialturbin. Effektuttaket og plassering av generatoren er foran på gasturbinen.

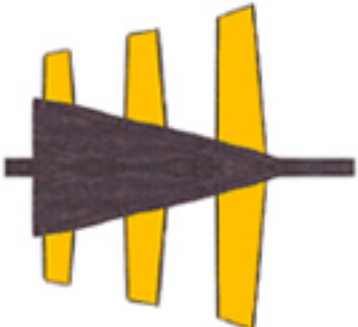




**Figur 38:** Valgt gasturbinkonsept.

## 6.4 Konseptscreening

I konseptscreeningen evalueres og velges utformingsalternativer som forbedrer konseptet. Utformingsalternativer som evalueres er knyttet til måten å utforme de roterende komponentene, som aksel, nav og blader. Dette kan konstrueres i ett stykke, hver for seg eller en blanding.

**Tabell 23: Akselens utformingsalternativer.**

Utformingsalternativer	
<p><b>A</b></p> 	<p><b>Alternativ A</b></p> <p>Aksel, nav og blader i ett stykke</p>
<p><b>B</b></p> 	<p><b>Alternativ B</b></p> <p>Nav og blad i ett stykke, montert på aksel</p>
<p><b>C</b></p> 	<p><b>Alternativ C</b></p> <p>Blader montert på nav, montert på aksel</p>

**Tabell 24: Testkriterier og vekting for konseptscreening.**

Testkriterier		Vekting
Opplagring	Mulighet for god opplagring/mange opplagringspunkter.	x1
Toleranser	Små toleranser er viktig for å opprettholde god effektivitet. Flere deler gir potensiale for slark og slitasje i koblingene, spesielt ved varierende grad av varmeutvidelse. Toleranser vektes høyt for å møte prosjektålet om høyest mulig effektivitet (kapittel 2.2).	x3
Vekt	Totalvekt på aksel, nav og blader. Flere koblingspunkter fører til større materialbruk og mindre mulighet for vektoptimering. Vekt vektes moderat for å møte produktkravet om liten og lett gassturbinmotor (kapittel 5.1). Gassturbinen skal primært ha god effektivitet og sekundært være liten og lett.	x2
Kompleksitet	Antall komponenter/ting som kan gå galt. Enkelt system er å foretrekke. Kompleksitet vektes moderat for å gjøre konstruksjonsarbeidet enklere og resultatet bedre.	x2
Produksjon	Enkelhet ved produksjon og krav til utstyr og kompetanse.	x1
Vedlikehold	Vedlikeholdsbehov og slitasje. Få koblingspunkter gir liten slitasje.	x1
Reparasjon	Mulighet for å bytte enkeltkomponenter, f.eks. ett enkelt blad.	x1

**Tabell 25: Konseptscreening. Det gis poeng fra 1 til 3 hvor 3 er best.**

Seleksjonsmatrise									
	Opplagring	Toleranser	Vekt	Kompleksitet	Produksjon	Vedlikehold	Reparasjon	Totalt	
<b>A</b>	2	3 · 3	2 · 3	2 · 3	1	3	1	<b>28</b>	😊
<b>B</b>	3	3 · 2	2 · 2	2 · 2	2	2	2	<b>23</b>	
<b>C</b>	3	3 · 1	2 · 1	2 · 1	3	1	3	<b>17</b>	

Seleksjonen ender med alternativ A. Dette alternativet har lavest toleranser, vekt, kompleksitet og vedlikeholdsbehov. Dette fører til høyest effektivitet i forhold til størrelse. Alternativet er mindre produksjonsvennlig og har dårligere opplagringsmuligheter og reparasjonsmuligheter, men dette er ikke tillagt stor betydning siden effektivitet og størrelse er de viktigste produktkravene.

**Valgt løsning:**

**Alternativ A**

## 6.5 Form og estetikkalternativer

Gassturbinmotoren bør utformes på en produksjonsvennlig, enkel og kostnadseffektiv måte. Sprikende operasjonsforhold i ulike deler av motoren gjør at de dimensjonerende faktorene er forskjellige. For å enkelt dimensjonere motoren er den inndelt i seksjoner med tilnærmet like operasjonsforhold, og materialer er valgt etter seksjonens mest kritiske punkt. Motoren er inndelt i tre seksjoner; kald-, varm- og roterende seksjon.

Kald seksjon består av fremre del av gassturbinen, til og med kompressoren. Komponentene i kald seksjon er luftinntak, kompressorkammer og -statorer. Høyeste temperatur er  $418,7\text{ K}$  (kapittel 7.3.1). Dette er så lavt at de fleste metaller vil beholde sin krystallstruktur og dermed bevare sin styrke.

Varm seksjon består av bakre del av gassturbinen, fra og med forbrenningskammeret. Komponentene i varm seksjon er forbrenningskammer, drivstoffdyser, turbinkammer, turbinstatorer og eksos. Høyeste temperatur er  $2300\text{ K}$  (kapittel 7.4.2). Dette er så høyt at vanlige metaller ikke vil beholde sin krystallstruktur og dermed miste sin styrke.

Roterende seksjon består av alle roterende komponenter. Konseptscreeningen gir at aksel, nav og blader lages i én del (kapittel 6.4).

Andre viktige ting å ta stilling til i utformingen av gassturbinmotoren er å minimere strømningstap, oppnå god kjøling, riktig materialbruk og god vedlikeholdstilgang. Lavt strømningstap oppnås ved å ha jevne og glatte overflater (kapittel 3.4). Dette forhindrer ustabil strømning og lokal turbulens i strømningen. Store retningsforandringer i strømningen bør også unngås. Ved bruk av aksialkompressor og aksialturbin unngås problemet med retningsforandring i stor grad.

For å kjøle gassturbinmotoren må varmekilden, brennkammeret, i størst mulig grad isoleres fra andre komponenter. Dette gjøres ved å lage to luftstrømningssoner; primærsone og sekundærsone (kapittel 3.4.4). Luften i primærsonen brukes direkte til forbrenning av drivstoff. Sekundærsonen omslutter primærsonen i hele brennkammeret, og har små hull inn til primærsonen. Luften gjennom sekundærsonen fungerer som en isolator og tar med seg varmen ut av gassturbinen. I tillegg holder den flammen i primærsonen borte fra brennkammerets vegger og supplerer primærluften.

Riktig materialbruk er viktig i en gassturbinmotor. En begrensende faktor er turbinen, som utsettes for temperaturer opp mot  $1700\text{ K}$  (kapittel 7.5.1) og driftsturtall på  $78\ 000\text{ rpm}$  (kapittel 7.5.3). Dette er utfordrende med tanke på materialvalg da ingen vanlige metaller klarer å motstå så høye temperaturer. For å møte produktkravet om vedlikeholdstilgang er motoren konstruert slik at den deles på midten. Det er da mulig å åpne motoren, ta ut akselen, inspisere og gjøre reparasjoner.

Ved normalt bruk er ikke motoren synlig for bruker av kjøretøyet. Estetikk er derfor ikke tillagt betydning.

## 7. DIMENSJONERING OG ANALYSE

### 7.1 Fremgangsmåte

Ved dimensjonering av en turboakselmotor må først motorens operasjonsforhold redegjøres. Differanse i lufthastighet, trykk og temperatur påvirker motorens design og grensebetingelser ved dimensjonering (14).

Andel av tilført effekt som overføres til generatoren antas, og nødvendige massestrømmer med drivstoff og luft kan da beregnes.

Antall kompressortrinn og kompresjonsforhold velges fra tabell. Siden motoren er liten velges konservativ kurve (14).

Når dette er bestemt dimensjoneres brennkammeret slik at det passer de gitte operasjonsforholdene, massestrømmene og brennkammertrykket.

Før kompressoren kan dimensjoneres til å oppfylle krav om kompresjonsforhold må driftsturtall beregnes. Hele motoren spinner på samme aksel. På grunn av høy varme fra brennkammeret er turbinen begrensende faktor for turtallet. Når spenningene er på et akseptabelt nivå i turbinen, vil også kompressoren tåle påkjenningene.

Når turbinen og kompressoren er dimensjonert må de kontrolleres mot gitte grenseverdier (14).

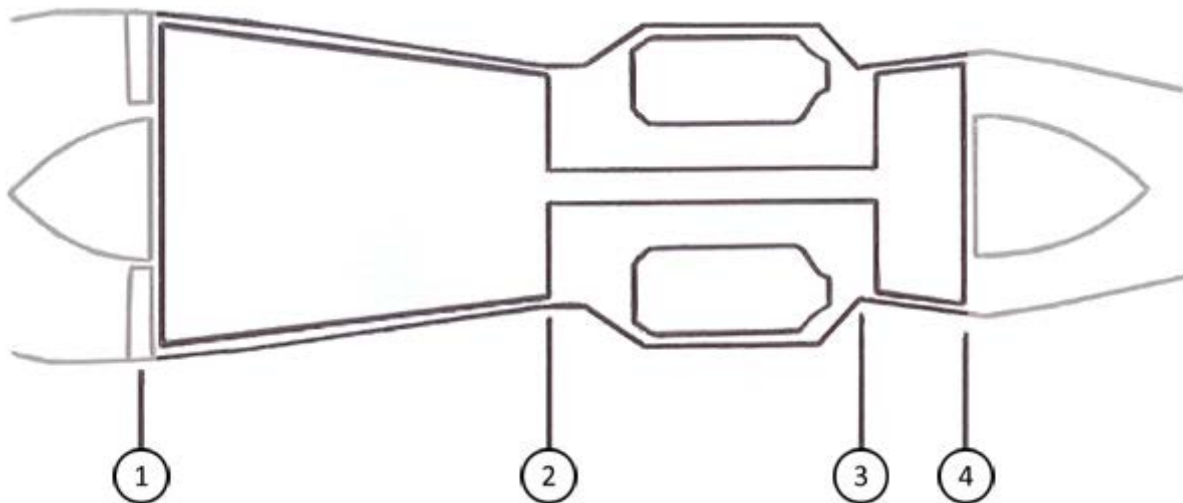
Nøkkeltall til konstruksjon av 3D-modell hentes ut fra regnearbeidet.

Komponentene kontrolleres styrkemessig med FEM-analyse, og driftsturtall kontrolleres opp mot kritiske turtall.



## 7.2 Grunnlag for beregninger

Grunnlag og forutsetninger for beregningene redegjøres i dette kapitlet.



**Figur 39:** Tallene indekserer stadiene i gassturbinen. 1) Inn til kompressor, 2) Ut av kompressor/inn i brennkammer, 3) Ut av brennkammer/inn til turbin, 4) Ut av turbin/inn til eksos.

### 7.2.1 Nødvendig generatoreffekt

Forutsetninger:

- Effektbehovet for å drive Dolphin:  $P_{EL\,n\ddot{o}dvendig} = 32,2\,kW$  (1)
- Generatorens virkningsgrad:  $\eta_G = 0,9$  (14)

$$P_{Generator} = \frac{P_{EL\,n\ddot{o}dvendig}}{\eta_G} = \frac{32,2\,kW}{0,9} = 35,78\,kW$$

## 7.2.2 Nødvendige massestrømmer

Beregning av nødvendige massestrømmer for å oppnå  $P_{EL\,nødvendig}$ .

Forutsetninger:

- Andel effekt som tas opp i turbin:  $\eta_{turbin} = 0,3$  (kapittel 3.5)
- Gasturbinen er multifuel, men i dimensjoneringen er det forutsatt at drivstoffet er bensin. Bensin brukes siden det er tilgjengelig overalt og det har høy energitetthet. Dersom andre drivstoff benyttes vil motoreffekten eller drivstofforbruk endres. Energitetthet bensin:  $E_{\rho\,bensin} = 46800\text{ kJ/kg}$  (14)
- $P_{Generator} = 35,78\text{ kW}$  (kapittel 7.2.1)
- Blandingsforhold bensin/luft, konstant turtall:  $\frac{\text{andel luft}}{\text{andel bensin}} = \frac{100}{1}$  (14)

$$\dot{m}_{bensin} = 0,00256 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{luft} = 0,256 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Forbrenningseffekt,  $P_{forbrenning}$ :

$$P_{forbrenning} = \frac{P_{Generator}}{\eta_{turbin}}$$

$$P_{forbrenning} = \frac{35,78\text{ kW}}{0,3}$$

$$P_{forbrenning} \approx 120\text{ kW} = 120 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Massestrøm bensin,  $\dot{m}_{bensin}$ :

$$\dot{m}_{bensin} = \frac{P_{forbrenning}}{E_{\rho \text{ bensin}}}$$

$$\dot{m}_{bensin} = \frac{120 \frac{kJ}{s}}{46800 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{bensin} = 0,00256 \frac{kg}{s}$$

Massestrøm luft,  $\dot{m}_{luft}$ :

$$\dot{m}_{luft} = \frac{\text{andel luft}}{\text{andel bensin}} \cdot \dot{m}_{bensin}$$

$$\dot{m}_{luft} = \frac{100}{1} \cdot 0,00256 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{luft} = 0,256 \frac{kg}{s}$$

### 7.2.3 Atmosfæriske forhold

Atmosfæriske forhold som danner grunnlag for beregninger.

- Antar 15°C:  $T_1 = 288,15 \text{ K}$  (14)
- Trykk ved havoverflaten og 15°C:  $p_1 = 1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa}$  (14)
- Spesifikk gasskonstant for tørr luft:  $R_{luft} = 287,05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$   
Antar konstant verdi. (14)
- $\gamma_t = 1,333$ . Gjelder brennkammer og turbin. (14)
- $\gamma_k = 1,4$ . Gjelder kompressor. (14)
- $CP_{kompressor} = 1,005 \text{ kJ/kg}$ . Antar konstant verdi. (14)
- $CP_{turbin} = 1,150 \text{ kJ/kg}$ . Antar konstant verdi. (14)

## 7.2.4 Teoretisk virkningsgrad

Forutsetninger:

- Effektbehovet for å drive Dolphin:  $P_{EL\ n\ddot{o}dvendig} = 32,2\ kW$  (1)
- Forbrenningseffekt:  $P_{forbrenning} = 120\ kW$  (kapittel 7.2.2)

$$\eta_{teoretisk} = 27\ \%$$

Gassturbinens teoretiske virkningsgrad,  $\eta_{teoretisk}$ :

$$\eta_{teoretisk} = \frac{P_{EL\ n\ddot{o}dvendig}}{P_{forbrenning}}$$

$$\eta_{teoretisk} = \frac{32,2\ kW}{120\ kW}$$

$$\eta_{teoretisk} = 0,268 = 27\ \%$$

Gassturbinens virkningsgrad er helt teoretisk da faktisk virkningsgrad baserer seg på målinger på en ferdig konstruert motor.

## 7.3 Kompressor

Beregning av temperatur- og trykkdifferanse over kompressoren, antall nødvendige kompressortrinn og dimensjonene på disse.

### 7.3.1 Trykk og temperatur

Resulterende temperatur og trykk i stadie 2, ut av kompressor/inn i brennkammer.

Forutsetninger:

- $T_1 = 288,15K$  (kapittel 7.2.3)
- $p_1 = 1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa}$  (kapittel 7.2.3)
- Avlesning av tabell gir: *antall kompresjonstrinn* = 6 (14)
- Avlesning av tabell gir: *totalt kompresjonsforhold* = 3:1 (14)
- Avlesning av tabell gir:  $\eta_k \text{ polytropisk} = 0,84$  (14)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

$$T_2 = 418,7 K$$

$$p_2 = 3 \text{ atm} = 303,975 \text{ kPa}$$

Trykk i stadie 2,  $p_2$ :

$$p_2 = \text{totalt kompresjonsforhold} \cdot P_1$$

$$p_2 = 3 \text{ atm} = 303,975 \text{ kPa}$$

Kompressorens virkningsgrad,  $\eta_k$ :

$$\eta_k = \frac{p_2^{1/3,5} - 1}{(p_2^{1/3,5 \cdot \eta_k \text{ polytropisk}}) - 1} \quad [1]$$

$$\eta_k = \frac{3^{(1/3,5)} - 1}{(3^{(1/3,5 \cdot 0,84)}) - 1}$$

$$\eta_k = 0,814 = 81,4 \%$$

Temperatur i stadie 2,  $T_2$ :

$$T_2 = T_1 + T_1 \cdot \eta_k$$

$$T_2 = 288,15 \text{ K} + 288,15 \text{ K} \cdot 0,814$$

$$T_2 = 418,7 \text{ K}$$

### 7.3.2 Dimensjoner og hastigheter

#### Pitchfart og pitchradie

Forutsetninger:

- $CP_{kompressor} = 1,005 \text{ kJ/kg}$ . Antar konstant verdi. (kapittel 7.2.3)
- Antall kompressortrinn:  $z_k = 6$  (kapittel 7.3.1)
- $T_1 = 288,15 \text{ K}$  (kapittel 7.2.3)
- $T_2 = 418,7 \text{ K}$  (kapittel 7.3.1)
- Turtall:  $N_{turbin} = 78\,000 \text{ rpm}$  (kapittel 7.5.3)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $0,25 < Loading_{k\ pitch} < 0,5$ . Gjelder subsoniske lufthastigheter, hvor lave verdier egner seg for små kompressorer med flere trinn. Velger  $Loading_{k\ pitch} = 0,3$  (14)

$$v_{k\ pitch} = 269,98 \frac{m}{s}$$

$$r_{k\ pitch} = 0,0331 \text{ m}$$

Pitchfart,  $v_{k\ pitch}$ :

$$v_{k\ pitch} = \sqrt{\frac{CP_{kompressor} \cdot (T_2 - T_1)}{z_k \cdot Loading_{k\ pitch}}} \quad [2]$$

$$v_{k\ pitch} = \sqrt{\frac{1005 \frac{kJ}{kg} \cdot (418,7 K - 288,15 K)}{6 \cdot 0,3}}$$

$$v_{k\ pitch} = 269,98 \frac{m}{s}$$

Pitchradie,  $r_{k\ pitch}$ :

$$r_{k\ pitch} = \frac{60 s \cdot v_{k\ pitch}}{2 \cdot \pi \cdot N_{turbin}}$$

$$r_{k\ pitch} = \frac{60 s \cdot 269,98 \frac{m}{s}}{2 \cdot \pi \cdot 78000 rpm}$$

$$r_{k\ pitch} = 0,0331 m$$

## Dimensjoner, første kompressortrinn

Forutsetninger:

- $T_1 = 288,15 \text{ K}$  (kapittel 7.2.3)
- $p_1 = 101,325 \text{ kPa}$  (kapittel 7.2.3)
- $\dot{m}_{\text{luft}} = 0,256 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.2.2)
- $R_{\text{luft}} = 287,05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  (kapittel 7.2.3)
- $\gamma_k = 1,4$  (kapittel 7.2.3)
- $r_{k \text{ pitch}} = 0,0331 \text{ m}$  (kapittel 7.3.2)
- $\text{Loading}_{k \text{ pitch}} = 0,3$  (kapittel 7.3.2)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $0,4 < GIMT_{k1} < 0,6$ . Gjennomsnittlig innløps mach-tall. Høye verdier gir lite frontareal. Velger  $GIMT_{k1} = 0,55$   
 Avlesning av tabell gir:  $GIMT_{k1} = 0,55 \rightarrow Q_{k1} = 32,2016 \frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}}$  (14)
- $NTF_{k1} > 0,65$ . Nav tupp forhold. Gjelder første kompressortrinn.  
 Lave verdier gir høye spenninger i nav og blad. Høye verdier gir lav effektivitet og lav surge margin. (14)
- $v_{k1 \text{ bladtupp}} < 500 \text{ m/s}$ . Gjelder titanblader. Hastigheten påvirker spenninger i nav og blad. Størst hastighet er i første kompressortrinn. (14)
- $0,9 < TRMT_{k1} < 1,3$ . Tupp relativt mach-tall. Lave verdier er konservative og høye verdier er ambisiøse. Høyeste mach-tall er i første kompressortrinn. (14)
- $0,5 < v_{k1 a} / v_{k \text{ pitch}} < 0,75$ . Forhold mellom aksial strømningshastighet og pitchhastighet. Lave verdier gir akseptable mach-tall ut av kompressoren. (14)
- $0,6 < \text{Loading}_{k1 \text{ nav}} < 0,9$ . Lave verdier er konservative og høye verdier er ambisiøse. Kontrolleres på første kompressortrinn, der navhastigheten er lavest. (14)

$$A_1 = 0,001332 \text{ m}^2$$

$$r_{k1 \text{ nav}} = 0,0299 \text{ m} = 29,9 \text{ mm}$$

$$r_{k1 \text{ bladtupp}} = 0,0364 \text{ m} = 36,3 \text{ mm}$$

$$L_{k1 \text{ blad}} = 0,0064 \text{ m} = 6,4 \text{ mm}$$



Nødvendig strømningsareal i første kompressortrinn,  $A_1$ :

$$A_1 = \frac{\dot{m}_{luft} \cdot \sqrt{T_1}}{Q_{k1} \cdot p_1} \quad [3]$$

$$A_1 = \frac{0,256 \frac{kg}{s} \cdot \sqrt{288,15 K}}{32,2016 \frac{kg \cdot \sqrt{K}}{m^2 \cdot kPa \cdot s} \cdot 101,325 kPa}$$

$$A_1 = 0,001332 m^2$$

Radie fra senterlinje til bladtupp,  $r_{k1 \text{ bladtupp}}$ , og radie fra senterlinje til nav,  $r_{k1 \text{ nav}}$ :

$$A_1 = \pi \cdot (r_{k1 \text{ bladtupp}}^2 - r_{k1 \text{ nav}}^2)$$

$$1) r_{k1 \text{ bladtupp}} = \sqrt{\frac{A_1}{\pi} + r_{k1 \text{ nav}}^2}$$

$$r_{k \text{ pitch}} = \frac{r_{k1 \text{ bladtupp}} + r_{k1 \text{ nav}}}{2}$$

$$2) r_{k1 \text{ bladtupp}} = 2 \cdot r_{k \text{ pitch}} - r_{k1 \text{ nav}}$$

Ligning 1) og ligning 2) slått sammen:

$$\sqrt{\frac{A_1}{\pi} + r_{k1 \text{ nav}}^2} = 2 \cdot r_{k \text{ pitch}} - r_{k1 \text{ nav}}$$

$$\frac{A_1}{\pi} + r_{k1 \text{ nav}}^2 = (2 \cdot r_{k \text{ pitch}} - r_{k1 \text{ nav}})^2$$

$$\frac{A_1}{\pi} + r_{k1 \text{ nav}}^2 = (2 \cdot r_{k \text{ pitch}})^2 - 2 \cdot (2 \cdot r_{k \text{ pitch}}) \cdot (r_{k1 \text{ nav}}) + (r_{k1 \text{ nav}})^2$$

$$\frac{A_1}{\pi} = 4 \cdot r_{k \text{ pitch}}^2 - 4 \cdot r_{k \text{ pitch}} \cdot r_{k1 \text{ nav}}$$

$$4 \cdot r_{k \text{ pitch}} \cdot r_{k1 \text{ nav}} = 4 \cdot r_{k \text{ pitch}}^2 - \frac{A_1}{\pi}$$

$$r_{k1 \text{ nav}} = \frac{4 \cdot r_{k \text{ pitch}}^2 - \frac{A_1}{\pi}}{4 \cdot r_{k \text{ pitch}}}$$

$$r_{k1 \text{ nav}} = \frac{4 \cdot (0,0331 \text{ m})^2 - \frac{0,001332 \text{ m}^2}{\pi}}{4 \cdot 0,0331 \text{ m}}$$

$$r_{k1 \text{ nav}} = 0,0299 \text{ m} = 29,9 \text{ mm}$$

$r_{k1 \text{ nav}}$  innsatt i likning 2):

$$r_{k1 \text{ bladtupp}} = 2 \cdot r_{k1 \text{ pitch}} - r_{k1 \text{ nav}}$$

$$r_{k1 \text{ bladtupp}} = 2 \cdot 0,0331 \text{ m} - 0,0299 \text{ m}$$

$$r_{k1 \text{ bladtupp}} = 0,0363 \text{ m} = 36,3 \text{ mm}$$

Kontroll av  $NTF_{k1}$ :

$$NTF_{k1} = \frac{r_{k1 \text{ nav}}}{r_{k1 \text{ bladtupp}}}$$

$$NTF_{k1} = \frac{0,0299 \text{ m}}{0,0363 \text{ m}}$$

$$NTF_{k1} = 0,824 > 0,65 \rightarrow \text{OK!}$$

Bladlengde,  $L_{k1 \text{ blad}}$ :

$$L_{k1 \text{ blad}} = r_{k1 \text{ bladtupp}} - r_{k1 \text{ nav}_1}$$

$$L_{k1 \text{ blad}} = 0,0363 \text{ m} - 0,0299 \text{ m}$$

$$L_{k1 \text{ blad}} = 0,0064 \text{ m} = 6,4 \text{ mm}$$

Kontroll av hastighet,  $v_{k1 \text{ bladtupp}}$ :

$$v_{k1 \text{ bladtupp}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_{\text{turbin}} \cdot r_{k1 \text{ bladtupp}}}{60 \text{ s}}$$

$$v_{k1 \text{ bladtupp}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 78000 \text{ rpm} \cdot 0,0363 \text{ m}}{60 \text{ s}}$$

$$v_{k1 \text{ bladtupp}} = 297 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 500 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow \text{OK!}$$

Kontroll av  $TRMT_{k1}$ :

$$TRMT_{k1} = \sqrt{GIMT_{k1}^2 + \left( \frac{v_{k1 \text{ bladtupp}}}{\sqrt{\gamma_k \cdot R_{\text{luft}} \cdot T_1}} \right)^2} \quad [4]$$

$$TRMT_{k1} = \sqrt{0,55^2 + \left( \frac{297 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\sqrt{1,4 \cdot 287,05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 288,15 \text{ K}}} \right)^2}$$

$$TRMT_{k1} = 1,064$$

$$0,9 < TRMT_{k1} < 1,3 \rightarrow \text{OK!}$$

Kontroll av  $v_{k1 a}/v_{k pitch}$ :

$$v_{k1 a} = GIM T_{k1} \cdot \sqrt{\gamma_k \cdot R_{luft} \cdot T_1} \quad [5]$$

$$\frac{v_{k1 a}}{v_{k pitch}} = \frac{GIM T_{k1} \cdot \sqrt{\gamma_k \cdot R_{luft} \cdot T_1}}{v_{k pitch}}$$

$$\frac{v_{k1 a}}{v_{k pitch}} = \frac{0,55 \cdot \sqrt{1,4 \cdot 287,05 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 288,15 K}}{269,98 \frac{m}{s}}$$

$$\frac{v_{k1 a}}{v_{k pitch}} = 0,693$$

$$0,5 < v_{k1 a}/v_{k pitch} < 0,75 \rightarrow OK!$$

Kontroll av  $Loading_{k1 nav}$ :

$$Loading_{k1 nav} = Loading_{k pitch} \cdot \left( \frac{v_{k pitch}}{v_{k1 nav}} \right)^2 \quad [6]$$

$$Loading_{k1 nav} = 0,3 \cdot \left( \frac{269,98 \frac{m}{s}}{\left( \frac{2 \cdot \pi \cdot 78000 rpm \cdot 0,0299 m}{60 s} \right)} \right)^2$$

$$Loading_{k1 nav} = 0,366 < 0,9 \rightarrow OK!$$

$Loading_{k1 nav}$  ligger her utenfor anbefalt variasjonsbredde. Lave verdier gir konservativt svar, og  $Loading_{k1 nav}$  er derfor ok. Loadingen ved navet på første kompressortrinn er svært konservativt, og det bør undersøkes om kompressoren kan optimaliseres. Henviser til videre arbeid (kapittel 15.2).

## Dimensjoner, siste kompressortrinn

Forutsetninger:

- $T_2 = 418,7 \text{ K}$  (kapittel 7.3.1)
- $p_2 = 303,975 \text{ kPa}$  (kapittel 7.3.1)
- $\dot{m}_{luft} = 0,256 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.2.2)
- $R_{luft} = 287,05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  (kapittel 7.2.3)
- $\gamma_k = 1,4$  (kapittel 7.2.3)
- $r_{k \text{ pitch}} = 0,0331 \text{ m}$  (kapittel 7.3.2)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $0,65 < NTF_{k6} < 0,92$ . Nav tupp forhold. Gjelder siste kompressortrinn. Lave verdier gir høye spenninger i nav og blad. Høye verdier gir lav effektivitet og lav surgemargin. (14)
- $v_{k6 \text{ nav}} < 350 \text{ m/s}$ . Gjelder titannav. Hastigheten påvirker spenninger i nav og blad. Størst hastighet er i siste kompressortrinn. (14)
- $UMT_{k6} < 0,35$ . Utgående machttall. Lave verdier minimerer trykktap. Velger  $UMT_{k6} = 0,33$ . Da får  $v_{k6 a}/v_{k \text{ pitch}}$  akseptabel verdi. Avlesning av tabell gir:  $UMT_{k6} = 0,33 \rightarrow Q_{k6} = 21,6018 \frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}}$  (14)
- $0,5 < v_{k6 a}/v_{k \text{ pitch}} < 0,75$ . Forhold mellom aksial strømningshastighet og pitchhastighet. Lave verdier gir akseptable machttall ut av kompressoren. (14)

$$A_{k6} = 0,000798 \text{ m}^2$$

$$r_{k6 \text{ nav}} = 0,0312 \text{ m} = 31,2 \text{ mm}$$

$$r_{k6 \text{ bladtupp}} = 0,0350 \text{ m} = 35,0 \text{ mm}$$

$$L_{k6 \text{ blad}} = 0,0038 \text{ m} = 3,8 \text{ mm}$$

Nødvendig strømningsareal i siste kompressortrinn,  $A_{k6}$ :

$$A_{k6} = \frac{\dot{m}_{luft} \cdot \sqrt{T_1}}{Q_{k6} \cdot P_1} \quad [3]$$

$$A_{k6} = \frac{0,256 \frac{kg}{s} \cdot \sqrt{418,7 K}}{16,8191 \frac{kg \cdot \sqrt{K}}{m^2 \cdot kPa \cdot s} \cdot 303,975 kPa}$$

$$A_{k6} = 0,000798 m^2$$

Radie fra senterlinje til bladtupp,  $r_{k6 \text{ bladtupp}}$ , og radie fra senterlinje til nav,  $r_{k6 \text{ nav}}$ :

$$A_{k6} = \pi \cdot (r_{k6 \text{ bladtupp}}^2 - r_{k6 \text{ nav}}^2)$$

$$1) r_{k6 \text{ bladtupp}} = \sqrt{\frac{A_{k6}}{\pi} + r_{k6 \text{ nav}}^2}$$

$$r_{k \text{ pitch}} = \frac{r_{k6 \text{ bladtupp}} + r_{k6 \text{ nav}}}{2}$$

$$2) r_{k6 \text{ bladtupp}} = 2 \cdot r_{k \text{ pitch}} - r_{k6 \text{ nav}}$$

Ligning 1) og ligning 2) slått sammen:

$$\sqrt{\frac{A_{k6}}{\pi} + r_{k6 \text{ nav}}^2} = 2 \cdot r_{k \text{ pitch}} - r_{k6 \text{ nav}}$$

$$\frac{A_{k6}}{\pi} + r_{k6 \text{ nav}}^2 = (2 \cdot r_{k \text{ pitch}} - r_{k6 \text{ nav}})^2$$

$$\frac{A_{k6}}{\pi} + r_{k6 \text{ nav}}^2 = (2 \cdot r_{k \text{ pitch}})^2 - 2 \cdot (2 \cdot r_{k \text{ pitch}}) \cdot (r_{k6 \text{ nav}}) + (r_{k6 \text{ nav}})^2$$

$$\frac{A_{k6}}{\pi} = 4 \cdot r_{k \text{ pitch}}^2 - 4 \cdot r_{k \text{ pitch}} \cdot r_{k6 \text{ nav}}$$

$$4 \cdot r_{k \text{ pitch}} \cdot r_{k6 \text{ nav}} = 4 \cdot r_{k \text{ pitch}}^2 - \frac{A_{k6}}{\pi}$$

$$r_{k6 \text{ nav}} = \frac{4 \cdot r_{k \text{ pitch}}^2 - \frac{A_{k6}}{\pi}}{4 \cdot r_{k \text{ pitch}}}$$

$$r_{k6 \text{ nav}} = \frac{4 \cdot (0,0331 \text{ m})^2 - \frac{0,000798 \text{ m}^2}{\pi}}{4 \cdot 0,0331 \text{ m}}$$

$$r_{k6 \text{ nav}} = 0,0312 \text{ m} = 31,2 \text{ mm}$$

$r_{k6 \text{ nav}}$  innsatt i likning 2):

$$r_{k6 \text{ bladtupp}} = 2 \cdot r_{k \text{ pitch}} - r_{k6 \text{ nav}}$$

$$r_{k6 \text{ bladtupp}} = 2 \cdot 0,0331 \text{ m} - 0,0312 \text{ m}$$

$$r_{k6 \text{ bladtupp}} = 0,0350 \text{ m} = 35,0 \text{ mm}$$

Kontroll av  $NTF_{k6}$ :

$$NTF_{k6} = \frac{r_{k6 \text{ nav}}}{r_{k6 \text{ bladtupp}}}$$

$$NTF_{k6} = \frac{0,0312 \text{ m}}{0,0350 \text{ m}}$$

$$NTF_{k6} = 0,891 < 0,92 \rightarrow OK!$$

Bladlengde,  $L_{k6 \text{ blad}}$ :

$$L_{k6 \text{ blad}} = r_{k6 \text{ bladtupp}} - r_{k6 \text{ nav}}$$

$$L_{k6 \text{ blad}} = 0,0350 \text{ m} - 0,0312 \text{ m}$$

$$L_{k6 \text{ blad}} = 0,0038 \text{ m} = 3,8 \text{ mm}$$

Kontroll av hastighet,  $v_{k6 \text{ nav}}$ :

$$v_{k6 \text{ nav}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_{\text{turbin}} \cdot r_{k6 \text{ nav}}}{60 \text{ s}}$$

$$v_{k6 \text{ nav}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 78000 \text{ rpm} \cdot 0,0312 \text{ m}}{60 \text{ s}}$$

$$v_{k6 \text{ nav}} = 255 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 350 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow OK!$$

Kontroll av  $v_{k6 a}/v_{k pitch}$ :

$$v_{k6 a} = UMT_{k6} \cdot \sqrt{\gamma_k \cdot R_{luft} \cdot T_2} \quad [5]$$

$$\frac{v_{k6 a}}{v_{k pitch}} = \frac{UMT_{k6} \cdot \sqrt{\gamma_k \cdot R_{luft} \cdot T_2}}{v_{k pitch}}$$

$$\frac{v_{k6 a}}{v_{k pitch}} = \frac{0,33 \cdot \sqrt{1,4 \cdot 287,05 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 418,7 K}}{269,98 \frac{m}{s}}$$

$$\frac{v_{k6 a}}{v_{k pitch}} = 0,501$$

$$0,5 < v_{k6 a}/v_{k pitch} < 0,75 \rightarrow OK!$$

## Dimensjoner, kompressorkammer

Forutsetninger:

- Antall kompressortrinn og statortrinn:  $z_k trinn = 2 \cdot z_k = 12$  (kapittel 7.3.2)
- Antall mellomrom mellom trinn:  $z_k mellomrom = 11$
- Konstant  $L_k trinn$  og  $L_k mellomrom$  grunnet små variasjoner i  $L_k blad$ .
- $L_k mellomrom$  er 20 % av  $L_k trinn$ . (14)
- $L_{k1 blad} = 0,0064 m$  (kapittel 7.3.2)
- $L_{k6 blad} = 0,0038 m$  (kapittel 7.3.2)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $1,5 < LLF_k < 3,5$ . Forhold mellom  $L_k blad$  og  $L_k trinn$ . Lave verdier gjelder for små motorer. Velger  $LLF_k = 1,5$ . (14)
- $\alpha_k < 10^\circ$ . Vinkel mellom senterakse og kompressorvegg. (14)

$$L_k kammer = 0,0483 m = 48,3 mm$$

$$\alpha = 0,77^\circ$$

$$L_k trinn = 0,0034 m = 3,4 mm$$

$$L_k mellomrom = 0,0007 m = 0,7 mm$$



Gjennomsnittlig bladlengde,  $GBL_k$ :

$$GBL_k = \frac{L_{k1 \text{ blad}} + L_{k6 \text{ blad}}}{2}$$

$$GBL_k = \frac{0,0064 \text{ m} + 0,0038 \text{ m}}{2}$$

$$GBL_k = 0,0051 \text{ m} = 5,1 \text{ mm}$$

Kompressorkammerets lengde,  $L_k \text{ kammer}$ :

$$L_k \text{ kammer} = z_k \text{ trinn} \cdot \frac{GBL_k}{LLF_k} + z_k \text{ mellomrom} \cdot \frac{0,2 \cdot GBL_k}{LLF_k} \quad [7]$$

$$L_k \text{ kammer} = 12 \cdot \frac{0,0051 \text{ m}}{1,5} + 11 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,0051 \text{ m}}{1,5}$$

$$L_k \text{ kammer} = 0,0483 \text{ m} = 48,3 \text{ mm}$$

Lengde pr trinn,  $L_k \text{ trinn}$ :

$$L_k \text{ trinn} = \frac{GBL_k}{LLF_k}$$

$$L_k \text{ trinn} = \frac{0,0051 \text{ m}}{1,5}$$

$$L_k \text{ trinn} = 0,0034 \text{ m} = 3,4 \text{ mm}$$

Lengde pr mellomrom,  $L_k \text{ mellomrom}$ :

$$L_k \text{ mellomrom} = \frac{0,2 \cdot GBL_k}{LLF_k}$$

$$L_k \text{ mellomrom} = \frac{0,2 \cdot 0,0051 \text{ m}}{1,5}$$

$$L_k \text{ mellomrom} = 0,0007 \text{ m} = 0,7 \text{ mm}$$

Kontroll av  $\alpha_k$ :

$$\tan \alpha_k = \frac{GBL_k - L_{k6 \text{ blad}}}{2 \cdot L_{k \text{ kammer}}} \quad [8]$$

$$\tan \alpha_k = \frac{0,0051 \text{ m} - 0,0038 \text{ m}}{2 \cdot 0,0483 \text{ m}}$$

$$\tan \alpha_k = 0,01345756$$

$$\alpha_k = 0,77^\circ < 10^\circ \rightarrow \text{OK!}$$

## Vinkel, kompressorblad

Forutsetninger:

- $GIMT_{k1} = 0,55$  (kapittel 7.3.2)
- $R_{luft} = 287,05 \text{ kJ/kg} \cdot K$  (kapittel 7.2.3)
- $T_1 = 288,15 \text{ K}$  (kapittel 7.2.3)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)
- Antar at kompressorbladene må dekke det nødvendige strømningsarealet for å utnytte det maksimalt. Antall kompressorblader modelleres etter dette, men optimal utforming og antall er en begrensning i oppgaven (kapittel 2.5). Henviser her til videre arbeid (kapittel 15.2).

Grenseverdier:

- $0,9 < TRMT_{k1} < 1,3$ . Tupp relativt mach-tall. Lave verdier er konservative og høye verdier er ambisiøse. Høyeste mach-tall er i første kompressortrinn. (14)

$$\mathbf{Bladvinkel = 57,8^\circ}$$

Tupp relativt machfall,  $TRMT_{k1}$ :

$$TRMT_{k1} = \sqrt{GIMT_{k1}^2 \cdot \left( \frac{v_{k1 \text{ bladtupp}}}{\sqrt{\gamma_k \cdot R_{luft} \cdot T_1}} \right)^2} \quad [4]$$

$$TRMT_{k1} = \sqrt{0,55^2 \cdot \left( \frac{297 \frac{m}{s}}{\sqrt{1,4 \cdot 287,05 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 288,15 K}} \right)^2}$$

$$TRMT_{k1} = 1,032$$

$$0,9 < TRMT_{k1} < 1,3 \rightarrow OK!$$

Bladvinkel,  $BV_k$ :

$$\cos(BV_k) = \frac{GIMT_{k1}}{TRMT_{k1}} \quad [9]$$

$$\cos(BV_k) = \frac{0,55}{1,032}$$

$$BV_k = 57,8^\circ$$

## 7.4 Forbrenningskammer

### 7.4.1 Strømning

#### Strømning, primærsone

Forutsetninger:

- Drivstoff/Luftblanding som gir fullstendig forbrenning: 1/15 (kapittel 3.4.4)
- $PHI = 1,02$ . Korreksjonsfaktor. Gjelder for primærsone brennkammer ved havoverflaten. (14)
- $\dot{m}_{bensin} = 0,00256 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.2.2)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

$$W_{b \text{ primær}} = 0,0376 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Drivstoff/luftforhold,  $DLF$ : (14)

$$DLF = PHI \cdot \frac{1}{15}$$

$$DLF = 1,02 \cdot \frac{1}{15} = 0,068$$

Strømning primærsone brennkammer,  $W_{b \text{ primær}}$ :

$$W_{b \text{ primær}} = \frac{\dot{m}_{bensin}}{DLF} = \frac{0,00256 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,068} = 0,0376 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

## 7.4.2 Dimensjoner

### Volum, brennkammer

Forutsetninger:

- Forbrenningens virkningsgrad:  $\eta_{forbrenning} = 0,999$  (14)
- Bensin som brennstoff. Energitetthet bensin:  $E_{\rho \text{ bensin}} = 46800 \text{ kJ/kg}$  (14)
- $\dot{m}_{bensin} = 0,00256 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.2.2)
- $p_2 = 3 \text{ atm} = 303,975 \text{ kPa}$  (kapittel 7.3.1)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- *Intensitet*  $< 60 \frac{MW}{atm \cdot m^3}$ . Brennkammerets intensitet, mål på avgitt varme pr volumenhet. Gjelder ved havoverflaten. Høye verdier gir lite volum. Velger  $Intensitet = 55 \frac{MW}{atm \cdot m^3}$  (14)

$$V_b = 0,000725 \text{ m}^3$$

Brennkammerets volum,  $V_b$ :

$$V_b = \dot{m}_{bensin} \cdot \eta_{forbrenning} \cdot \frac{E_{\rho \text{ bensin}}}{p_2 \cdot Intensitet} \quad [10]$$

$$V_b = 0,00256 \frac{kg}{s} \cdot 0,999 \cdot \frac{46,8 \frac{MJ}{kg}}{3 \text{ atm} \cdot 55 \frac{MW}{atm \cdot m^3}}$$

$$V_b = 0,000725 \text{ m}^3$$

## Areal, brennkammer primærsone

Forutsetninger:

- $W_{b \text{ primær}} = 0,0376 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.4.1)
- $T_{b \text{ primær ut}} = 2300 \text{ K}$  (14)
- $p_3 = p_2 = 303,975 \text{ kPa}$ . Antar neglisjerbart trykktap over brennkammer. (kapittel 3.4.1)
- $PSMT_b = 0,02$ . Primærsone machttall. Avlesning av tabell gir:  
 $PSMT_b = 0,02 \rightarrow Q_{b1} = 1,3609 \frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}}$  (14)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

$$A_b = 0,0042 \text{ m}^2$$

Brennkammerets areal,  $A_b$ :

$$A_b = \frac{W_{b \text{ primær}} \cdot \sqrt{T_{b \text{ primær ut}}}}{Q_{b1} \cdot p_3} \quad [3]$$

$$A_b = \frac{0,0376 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \sqrt{2300 \text{ K}}}{1,3609 \frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}} \cdot 303,975 \text{ kPa}}$$

$$A_b = 0,0042 \text{ m}^2$$

## Lengde, brennkammer

Forutsetninger:

- $\gamma_t = 1,333$  (kapittel 7.2.3)
- $R_{luft} = 287,05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  (kapittel 7.2.3)
- $PSMT_b = 0,02$ . Primærsone mach-tall. (14)
- $T_{b \text{ primær ut}} = 2300 \text{ K}$  (14)
- $A_b = 0,0042 \text{ m}^2$  (kapittel 7.4.2)
- $V_b = 0,000725 \text{ m}^3$  (kapittel 7.4.2)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $OT_b > 3 \text{ ms}$ . Oppholdstid. Tiden ett luftmolekyl oppholder seg i brennkammeret. (14)

$$L_b = 0,164 \text{ m}$$

Brennkammerets lengde,  $L_b$ :

$$L_b = \frac{V_b}{A_b}$$

$$L_b = \frac{0,000725 \text{ m}^3}{0,0042 \text{ m}^2}$$

$$L_b = 0,164 \text{ m}$$

Brennkammerets strømningshastighet,  $v_b$ :

$$v_b = PSMT_b \cdot \sqrt{\gamma \cdot R_{luft} \cdot T_{b \text{ primær ut}}} \quad [5]$$

$$v_b = 0,02 \cdot \sqrt{1,333 \cdot 287,05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 2300 \text{ K}}$$

$$v_b = 18,76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kontroll av  $OT_b$ :

$$OT_b = \frac{L_b}{v_b} \quad [11]$$

$$OT_b = \frac{0,164 \text{ m}}{18,75 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$OT_b = 0,00875 \text{ s} = 8,75 \text{ ms}$$

$$OT_b = 8,75 \text{ ms} > 3 \text{ ms} \rightarrow \text{OK!}$$

## Areal, brennkammer utgang

Forutsetninger:

- $UMT_b = 0,1$ . Utgående mach-tall. Avlesning av tabell gir:

$$UMT_b = 0,1 \rightarrow Q_{b2} = 6,9414 \frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}} \quad (14)$$

- $p_2 = 303,975 \text{ kPa}$  (kapittel 7.3.1)

- $T_2 = 418,7 \text{ K}$  (kapittel 7.3.1)

- $\dot{m}_{luft} = 0,256 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.2.2)

- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance.

(14)

$$A_3 = 0,002483 \text{ m}^2$$

Strømningsareal,  $A_3$ :

$$A_3 = \frac{\dot{m}_{luft} \cdot \sqrt{T_2}}{p_2 \cdot Q_{b2}} \quad [3]$$

$$A_3 = \frac{0,256 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \sqrt{418,7 \text{ K}}}{303,975 \text{ kPa} \cdot 6,9414 \frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}}}$$

$$A_3 = 0,002483 \text{ m}^2$$



## 7.5 Turbin

### 7.5.1 Trykk og temperatur

Resulterende trykk og temperatur i stadie 4, ut av turbin/inn i eksos.

Forutsetninger:

- $T_3 = 1700 \text{ K}$  (14)
- $p_3 = p_2 = 303,975 \text{ kPa}$ . Antar neglisjerbart trykktap over Brennkammer. (kapittel 3.4.1)
- $i_e = 2,96$  (kapittel 7.5.2)
- $\dot{m}_{\text{luft}} = 0,256 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.2.2)
- $CP_{\text{turbin}} = 1,150 \text{ kJ/kg}$ . Antar konstant verdi. (kapittel 7.2.3)
- $P_{\text{forbrenning}} = 120 \text{ kW}$  (kapittel 7.2.2)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

$$p_4 = 102,694 \text{ kPa}$$

$$T_4 = 1292 \text{ K}$$

Trykk,  $p_4$ :

$$p_4 = \frac{p_3}{i_e}$$

$$p_4 = \frac{303,975 \text{ kPa}}{2,96}$$

$$p_4 = 102,694 \text{ kPa}$$

Temperatur,  $T_4$ :

$$P_{\text{forbrenning}} = \dot{m}_{\text{luft}} \cdot CP_{\text{turbin}} \cdot (T_3 - T_4) \quad [12]$$

$$T_4 = \frac{P_{\text{forbrenning}}}{\dot{m}_{\text{luft}} \cdot CP_{\text{turbin}}} - T_3$$

$$T_4 = \frac{120 \text{ kW}}{0,256 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,150 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} - 1700 \text{ K}$$

$$T_4 = 1292 \text{ K}$$

## 7.5.2 Antall turbintrinn

Forutsetninger:

- $T_3 = 1700 \text{ K}$  (14)
- $T_4 = 1292 \text{ K}$  (kapittel 7.5.1)
- $\eta_{turbin} = 0,9$  (14)
- $\gamma_t = 1,333$  (kapittel 7.2.3)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $2:1 < i_e < 4,5:1$ . Ekspansjonsforhold pr turbintrinn. (14)

$$i_e = 2,96:1 \rightarrow 1 \text{ turbintrinn}$$

Ekspansjonsforhold,  $i_e$ :

$$T_3 - T_4 = T_3 \cdot \eta_{turbin} \cdot \left( 1 - \frac{1}{i_e^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad [13]$$

$$408 \text{ K} = 1700 \text{ K} \cdot 0,9 \cdot \left( 1 - \frac{1}{i_e^{\frac{1}{3,5}}} \right)$$

$$\frac{408 \text{ K}}{1700 \text{ K} \cdot 0,9} = 1 - \frac{1}{i_e^{\frac{1}{3,5}}}$$

$$\frac{1}{i_e^{\frac{1}{3,5}}} = 1 - 0,267$$

$$i_e^{\frac{1}{3,5}} = \frac{1}{0,733}$$

$$\frac{1}{3,5} \cdot \log i_e = \log 1,364$$

$$\log i_e = \frac{\log 1,364}{\frac{1}{3,5}}$$

$$i_e = 10^{\left(\frac{\log 1,364}{\frac{1}{3,5}}\right)}$$

$$i_e = 2,96 : 1$$

Antall turbintrinn:

$$i_e = 2,96 : 1 \rightarrow 1 \text{ turbintrinn}$$

### 7.5.3 Turtall

Forutsetninger:

- $A_4 = 0,00468 \text{ m}^2$  (kapittel 7.5.4)
- Turbin tilkobles topolet 1300 Hz high-speed generator med optimalt turtall  
 $N_G = 78\,000 \text{ rpm}$ . (kapittel 8.3.2)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $20 \cdot 10^6 \text{ rpm}^2 \cdot \text{m}^2 < AN^2 < 50 \cdot 10^6 \text{ rpm}^2 \cdot \text{m}^2$ . Tillatt  $AN^2$  med hensyn på creep. Lave verdier gjelder små luftkjølte motorer med enkel teknologi. Velger  $AN^2 = 30 \cdot 10^6 \text{ rpm}^2 \cdot \text{m}^2$ . (14)

$$N_{\text{turbin}} = 78\,000 \text{ rpm}$$

Maksimalt turtall,  $N_{\text{maks turbin}}$ :

$$AN^2 = A_4 \cdot N_{\text{maks turbin}}^2$$

$$30 \cdot 10^6 \text{ rpm}^2 \cdot \text{m}^2 = 0,00468 \text{ m}^2 \cdot N_{\text{maks turbin}}^2$$

$$N_{\text{maks turbin}}^2 = \frac{30 \cdot 10^6 \text{ rpm}^2 \cdot \text{m}^2}{0,00468 \text{ m}^2}$$

$$N_{maks\ turbin} = \sqrt{\frac{30 \cdot 10^6}{0,00468}} \text{ rpm}^2$$

$$N_{maks\ turbin} = 80\ 064 \text{ rpm}$$

Turtall,  $N_{turbin}$ , med hensyn til  $N_G$ :

For å opprettholde effektivitet og minimere tap er generatoren koblet rett på motorakselen uten reduksjonsgir.

$$N_{turbin} = N_G = 78\ 000 \text{ rpm}$$

### 7.5.4 Dimensjoner, turbintrinn

Forutsetninger:

- $\dot{m}_{luft} = 0,256 \text{ kg/s}$  (kapittel 7.2.2)
- $T_4 = 1292 \text{ K}$  (kapittel 7.5.1)
- $p_4 = 102,694 \text{ kPa}$  (kapittel 7.5.1)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $UMT_t < 0,55$ , og normalt 0,3. Utgående machttall. Lave verdier gir god strømning, og mye av energien er da tatt opp i turbinen. Velger  $UMT_t = 0,3$ .  
Avlesning av tabell gir:  $UMT_t = 0,3 \rightarrow Q_t = 19,3834 \frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa} \cdot \text{s}}$  (14)
- $0,5 < NTF_t < 0,85$ . Nav tupp forhold. Gjelder turbintrinn. Lave verdier gir tap og høye verdier påvirker klaring ved bladtupp. Verdier i dette området gir akseptable spenningsverdier. Velger  $NTF_t = 0,7$ . (14)
- $v_{t\ nav} < 400 \text{ m/s}$ . Gjelder ved lave verdier av  $AN^2$  (kapittel 7.5.3). Hastigheten påvirker spenninger i nav og blad. (14)

$$A_4 = 0,00468 \text{ m}^2$$

$$r_{t\ blad} = 0,054 \text{ m} = 54 \text{ mm}$$

$$r_{t\ nav} = 0,0378 \text{ m} = 37,8 \text{ mm}$$

$$L_{t\ blad} = 0,0162 \text{ m} = 16,2 \text{ mm}$$

Strømningsareal,  $A_4$ :

$$A_4 = \frac{\dot{m}_{luft} \cdot \sqrt{T_4}}{p_4 \cdot Q_t} \quad [3]$$

$$A_4 = \frac{0,256 \frac{kg}{s} \cdot \sqrt{1292 K}}{102,694 kPa \cdot 19,3834 \frac{kg \cdot \sqrt{K}}{m^2 \cdot kPa \cdot s}}$$

$$A_4 = 0,00468 m^2$$

Radie fra senterlinje til bladtupp,  $r_{t blad}$ :

$$A_4 = \pi \cdot (r_{t blad}^2 - r_{t nav}^2)$$

$$\frac{r_{t nav}}{r_{t blad}} = 0,7 \rightarrow r_{t nav} = 0,7 \cdot r_{t blad}$$

$$r_{t nav}^2 = 0,7^2 \cdot r_{t blad}^2$$

$$r_{t nav}^2 = 0,49 \cdot r_{t blad}^2$$

$$A_4 = \pi \cdot (r_{t blad}^2 - 0,49 \cdot r_{t blad}^2)$$

$$A_4 = \pi \cdot 0,51 \cdot r_{t blad}^2$$

$$r_{t blad}^2 = \frac{A_4}{0,51 \cdot \pi}$$

$$r_{t blad} = \sqrt{\frac{A_4}{0,51 \cdot \pi}}$$

$$r_{t blad} = \sqrt{\frac{0,00468 m^2}{0,51 \cdot \pi}}$$

$$r_{t blad} = 0,054 m = 54 mm$$

Radie fra senterlinje til nav,  $r_{t nav}$ :

$$r_{t nav} = 0,7 \cdot r_{t blad}$$

$$r_{t nav} = 0,7 \cdot 0,054 m$$

$$r_{t nav} = 0,0378 m = 37,8 mm$$

Bladlengde,  $L_{t blad}$ :

$$L_{t blad} = r_{t bladtupp} - r_{t nav}$$

$$L_{t blad} = 0,054 \text{ m} - 0,0378 \text{ m}$$

$$L_{t blad} = 0,0162 \text{ m} = 16,2 \text{ mm}$$

Kontroll av hastighet,  $v_{t nav}$ :

$$v_{t nav} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N_{turbin} \cdot r_{t nav}}{60 \text{ s}}$$

$$v_{t nav} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 78000 \text{ rpm} \cdot 0,0378 \text{ m}}{60 \text{ s}}$$

$$v_{t nav} = 318,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 400 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow \text{OK!}$$

### 7.5.5 Dimensjoner, turbinkammer

Forutsetninger:

- Antall turbintrinn og statortrinn:  $z_{t trinn} = 2$  (kapittel 7.5.2)
- Antall mellomrom mellom trinn:  $z_{t mellomrom} = 1$
- $L_{t mellomrom}$  er 25 % av  $L_{t trinn}$ . (14)
- $L_{t blad} = 0,0162 \text{ m}$  (kapittel 7.5.4)
- Formelverk er hentet fra Gas Turbine Performance. (14)

Grenseverdier:

- $2,5 < LLF_t < 3,5$ . Forhold mellom  $L_{t blad}$  og  $L_{t trinn}$ . Lave verdier gjelder for små motorer. Velger  $LLF_t = 2,5$ . (14)

$$L_{t kammer} = 0,0146 \text{ m} = 14,6 \text{ mm}$$

$$L_{t trinn} = 0,0065 \text{ m} = 6,5 \text{ mm}$$

$$L_{t mellomrom} = 0,0016 \text{ m} = 1,6 \text{ mm}$$

Turbinkammerets lengde,  $L_{t\ kammer}$ :

$$L_{t\ kammer} = z_{t\ trinn} \cdot \frac{L_{t\ blad}}{LLF_t} + z_{t\ mellomrom} \cdot \frac{0,25 \cdot L_{t\ blad}}{LLF_t} \quad [7]$$

$$L_{t\ kammer} = 2 \cdot \frac{0,0162\ m}{2,5} + 1 \cdot \frac{0,25 \cdot 0,0162\ m}{2,5}$$

$$L_{t\ kammer} = 0,0146\ m = 14,6\ mm$$

Lengde pr trinn,  $L_{t\ trinn}$ :

$$L_{t\ trinn} = \frac{L_{t\ blad}}{LLF_t}$$

$$L_{t\ trinn} = \frac{0,0162\ m}{2,5}$$

$$L_{t\ trinn} = 0,0065\ m = 6,5\ mm$$

Lengde pr mellomrom,  $L_{t\ mellomrom}$ :

$$L_{t\ mellomrom} = \frac{0,25 \cdot L_{t\ blad}}{LLF_t}$$

$$L_{t\ mellomrom} = \frac{0,25 \cdot 0,0162\ m}{2,5}$$

$$L_{t\ mellomrom} = 0,0016\ m = 1,6\ mm$$

## 7.5.6 Vinkel, turbinblad

Forutsetninger:

- Antar lik bladvinkel som på kompressorblad (kapittel 7.3.2.5). Lavere mach-tall gir konservativ verdi. (14)
- Antar at turbinbladene må dekke det nødvendige strømningsarealet for å utnytte det maksimalt. Antall turbinblader modelleres etter dette, men optimal utforming og antall er en begrensning i oppgaven (kapittel 2.5). Henviser her til videre arbeid (kapittel 15.2).

$$\mathbf{Bladvinkel = 57,8^\circ}$$

## 7.6 Analyse

### 7.6.1 FEM-analyse

#### Kald seksjon

FEM-analysen av kald seksjon er basert på forenklinger ved å opplagre modellen i sammenkoblingsbrakttene, og påføre et jevnt fordelt indre trykk på 303,975 kPa (kapittel 7.3.1). Resultatet av analysen er lave spenninger på opp til 51,3 MPa. Dette vil med syrefast stål gi en sikkerhetsfaktor mot brudd på 11,3, og det er tydelig at det er rom for optimalisering av denne komponenten. Viser her til videre arbeid (kapittel 15.2).

Sikkerhetsfaktor mot brudd,  $SFB_{kald\ seksjon}$ :

$$SFB_{kald\ seksjon} = \frac{strekkfasthet_k}{\sigma_{k\ maks}}$$

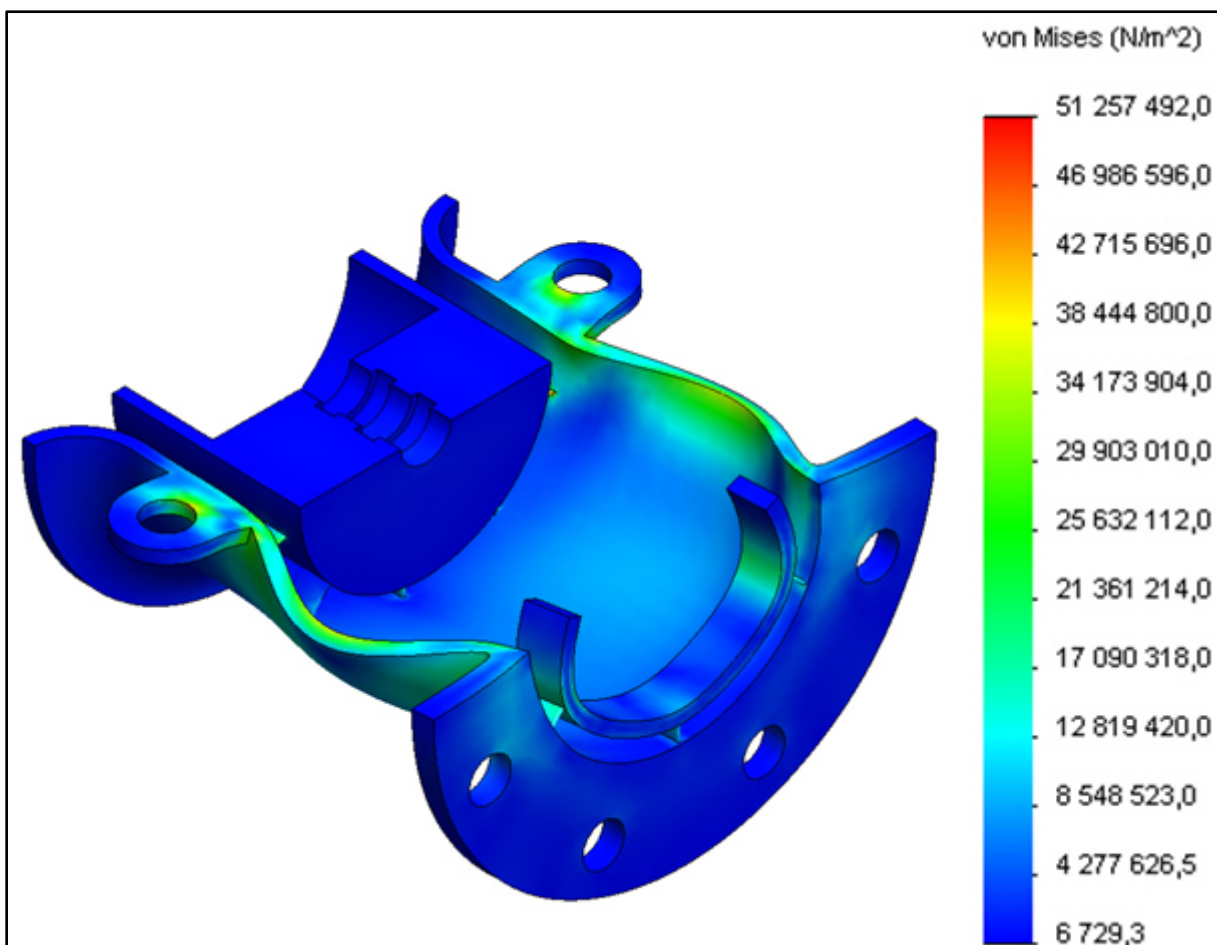
$$strekkfasthet_k = 580\ MPa$$

(kapittel 10.3.4)

$$\sigma_{k\ maks} = 51,3\ MPa$$

(vedlegg 5)

$$SFB_{varm\ seksjon} = \frac{580\ MPa}{51,3\ MPa} = 11,3$$



**Figur 40:** Von-Mises spenningsplott av kald seksjon fra SolidWorks-analyse (vedlegg 4). Deformasjonen er forstørret med en faktor på 781,5.



## Varm seksjon

FEM-analysen av varm seksjon er basert på forenklinger ved å opplagre modellen i sammenkoblingsbrakettene og seksjonens indre del, da denne mister sin stivhet når seksjonen er demontert. Et jevnt fordelt indre trykk på 303,975 kPa (kapittel 7.3.1) er påført. Resultatet av analysen er spenninger på opp til 281,1 MPa. Dette gir en sikkerhetsfaktor mot brudd på 3,7, og det er tydelig at det er rom for optimalisering av denne komponenten. Viser her til videre arbeid (kapittel 15.2).

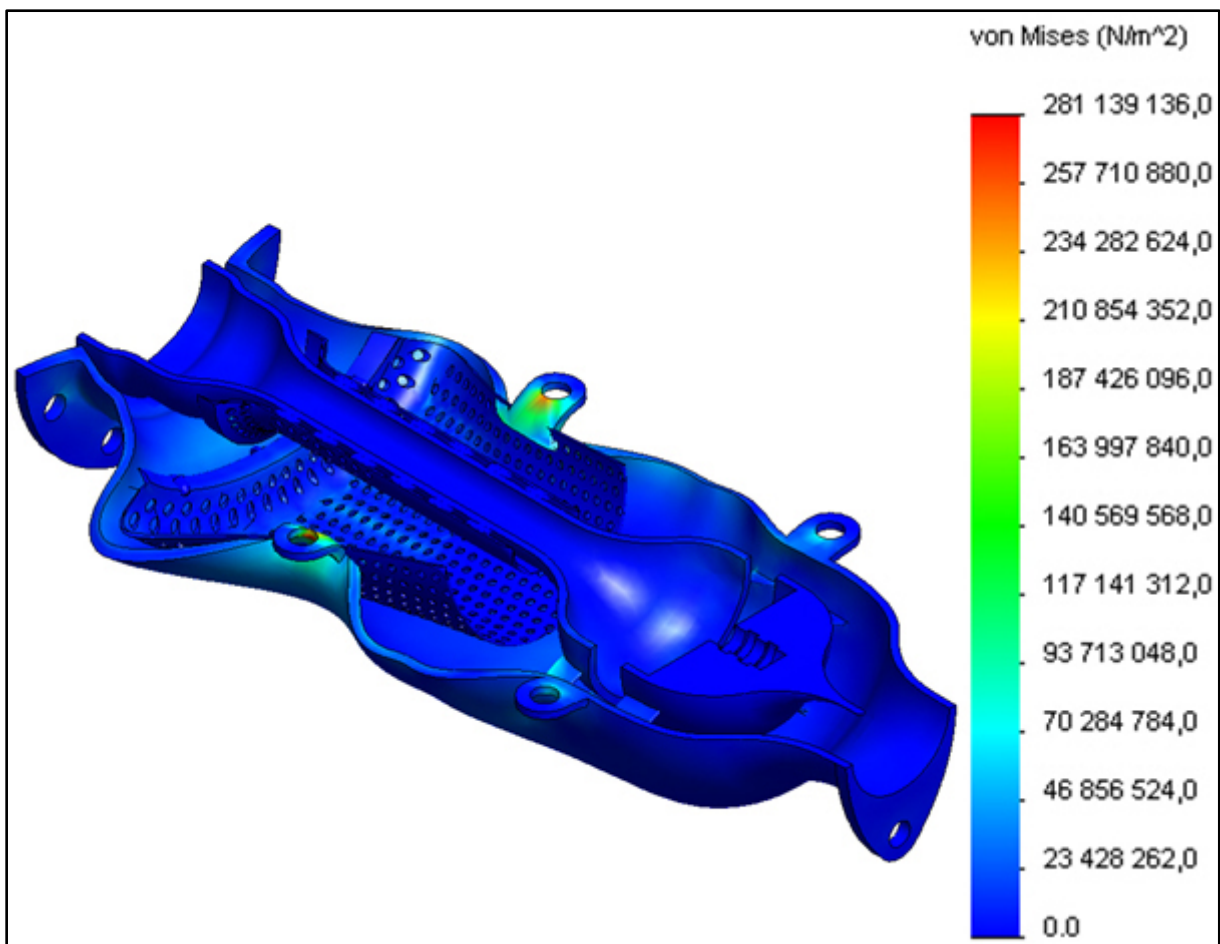
Sikkerhetsfaktor mot brudd,  $SFB_{\text{varm seksjon}}$ :

$$SFB_{\text{varm seksjon}} = \frac{\text{strekkfasthet}_v}{\sigma_{v \text{ maks}}}$$

$$\text{strekkfasthet}_v = 1050 \text{ MPa} \quad (\text{kapittel 10.3.4})$$

$$\sigma_{v \text{ maks}} = 281,1 \text{ MPa} \quad (\text{vedlegg 5})$$

$$SFB_{\text{varm seksjon}} = \frac{1050 \text{ MPa}}{281,1 \text{ MPa}} = 3,7$$



**Figur 41:** Von-Mises spenningsplott av varm seksjon fra SolidWorks-analyse (vedlegg 5). Deformasjonen er forstørret med en faktor på 315.

## Roterende seksjon

FEM-analysen av roterende seksjon er basert på forenklinger ved å opplagre modellen som fast innspent i generatorkoblingen, og radielt i de kjeramiske lagrene. Momentet skapt av forbrenningseffekten er påført turbinen, og et motmoment er påført kompressoren. Resterende moment blir tatt opp i generatorkoblingen. Et jevnt fordelt trykk på 303,975 kPa (kapittel 7.3.1) er påført kompressor og turbinnvet. Resultatet av analysen er spenninger på opp til 225,8 MPa. Dette vil gi en sikkerhetsfaktor mot brudd på 4,6, og det er tydelig at det er rom for optimalisering av denne komponenten. Viser her til videre arbeid (kapittel 15.2).

Forutsetninger:

- $P_{forbrenning} = 120 \text{ kW}$  (kapittel 7.2.2)
- $N_{turbin} = 78\,000 \text{ rpm}$  (kapittel 7.5.3)
- 90 % av forbrenningseffekt tatt opp i turbin. (kapittel 3.3)
- 60 % av forbrenningseffekt tatt opp i kompressor. (kapittel 3.3)

Turbinmoment,  $M_{turbin}$ :

$$M_{turbin} = \frac{0,9 \cdot 60 \text{ s} \cdot P_{forbrenning}}{2 \cdot \pi \cdot N_{turbin}} \quad [14]$$

$$M_{turbin} = \frac{0,9 \cdot 60 \text{ s} \cdot 120 \text{ kW}}{2 \cdot \pi \cdot 78\,000 \text{ rpm}}$$

$$M_{turbin} = 13,2 \text{ Nm}$$

Kompressormoment,  $M_{kompressor}$ :

$$M_{kompressor} = - \frac{0,6 \cdot 60 \text{ s} \cdot P_{forbrenning}}{2 \cdot \pi \cdot N_{turbin}} \quad [14]$$

$$M_{kompressor} = - \frac{0,6 \cdot 60 \text{ s} \cdot 120 \text{ kW}}{2 \cdot \pi \cdot 78\,000 \text{ rpm}}$$

$$M_{kompressor} = - 8,8 \text{ Nm}$$

Sikkerhetsfaktor mot brudd,  $SFB_{\text{roterende seksjon}}$ :

$$SFB_{\text{roterende seksjon}} = \frac{\text{strekkfasthet}_r}{\sigma_{r \text{ maks}}}$$

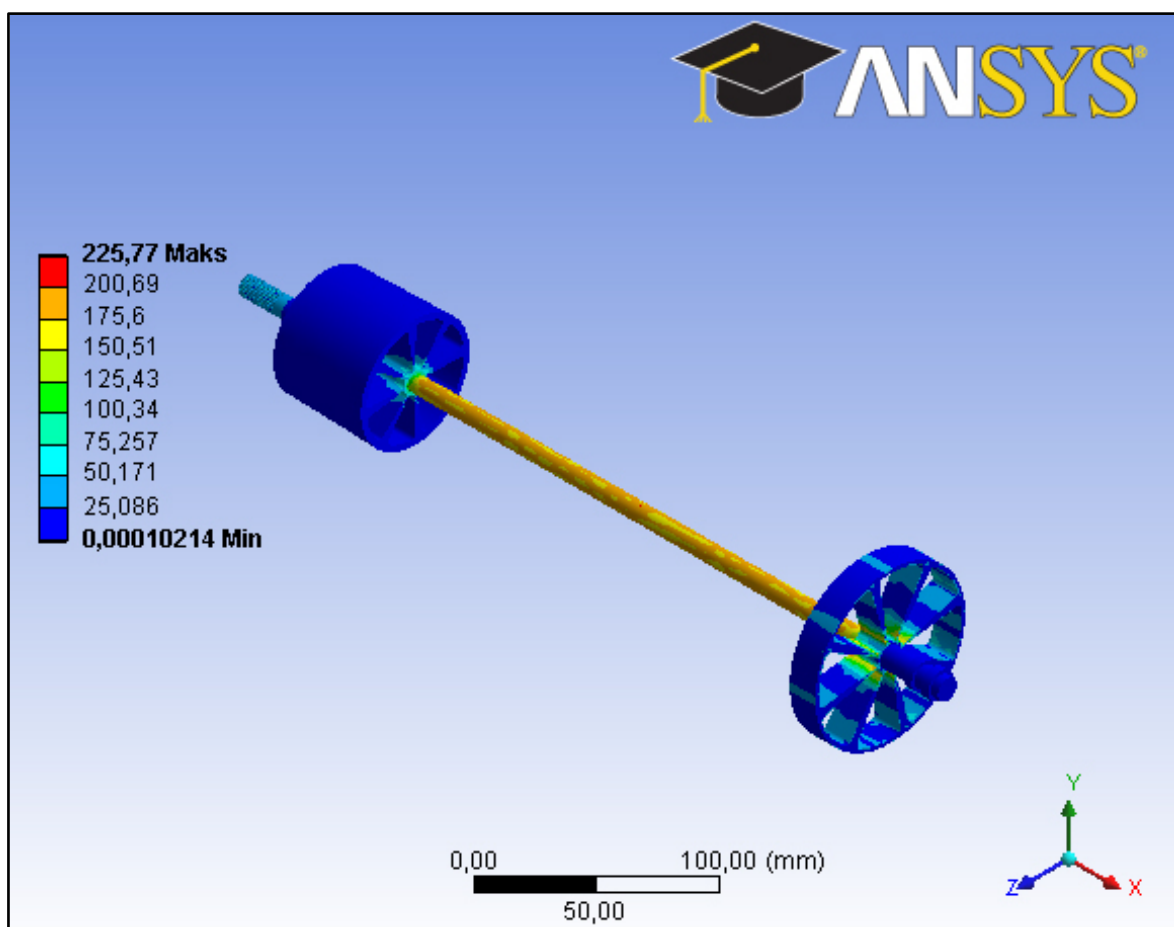
$\text{strekkfasthet}_r = 1050 \text{ MPa}$

(kapittel 10.3.4)

$\sigma_{r \text{ maks}} = 225,8 \text{ MPa}$

(vedlegg 5)

$$SFB_{\text{roterende seksjon}} = \frac{1050 \text{ MPa}}{225,8 \text{ MPa}} = 4,6$$

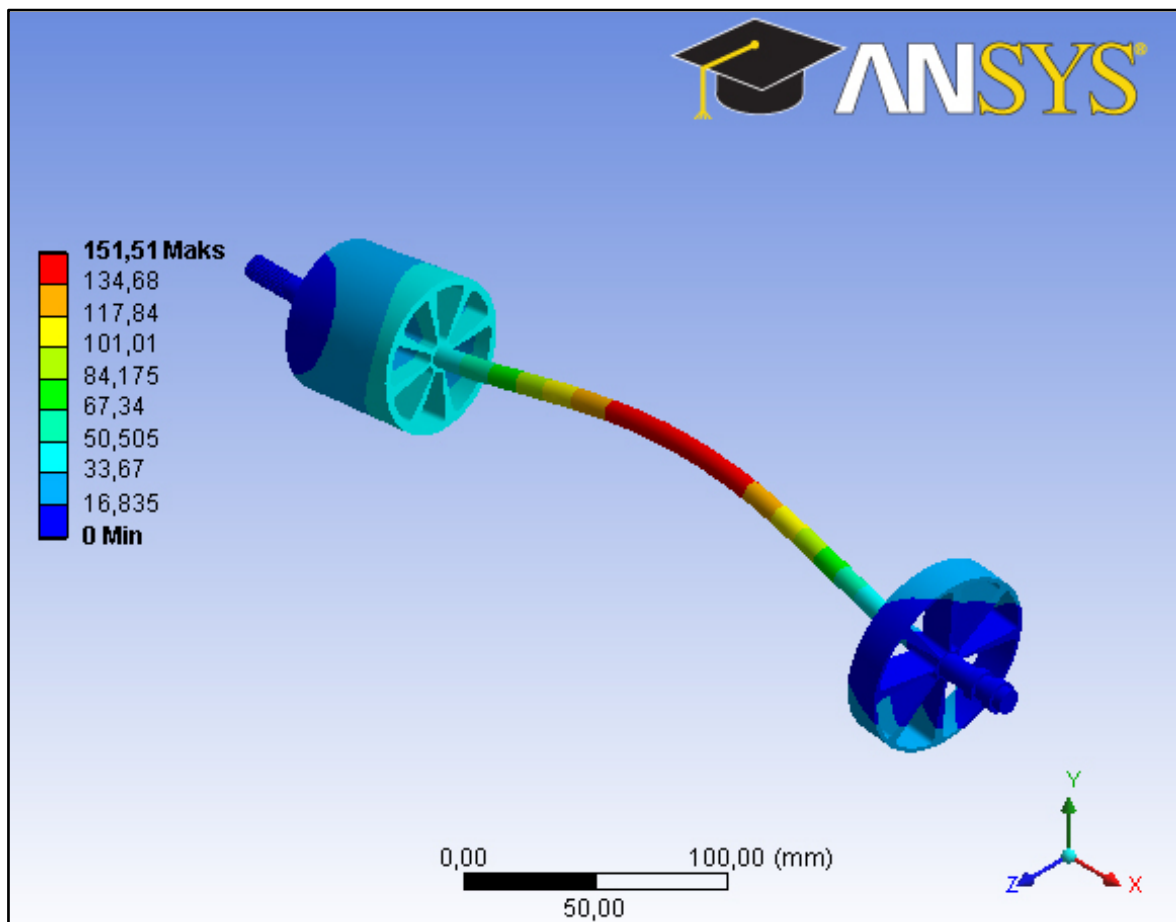


Figur 42: Von-Mises spenningsplott [MPa] av roterende seksjon fra ANSYS-analyse (vedlegg 3).

## 7.6.2 Kritisk turtall

Analyse av bøye- og torsjonskritiske turtall er utført i ANSYS. Systemets egenvekt, oppstivende effekt og gyroeffekt er medregnet.

Resultatet av analysen er et estimat. Generatoren vil tilføre systemet økt stivet i koblingen og et massetregghetsmoment. Dette vil påvirke både bøye- og torsjonskritiske turtall. Vekten av kompressor- og turbinbladene er ikke medregnet, og dette vil tilføre systemet økt masse og økt massetregghetsmoment, som igjen vil påvirke både bøye- og torsjonskritiske turtall. Materialets elastisitetsmodul vil synke ved høy temperatur, så en detaljert analyse av temperatur systemet blir utsatt for er nødvendig før endelig analyse kan kjøres. Oppgavens begrensninger (kapittel 2.5) gjør at disse faktorene ikke er tatt hensyn til. Henviser til videre arbeid (kapittel 15.2).



**Figur 43:** Deformasjon [mm] av roterende seksjon ved kritisk turtall av 1. orden fra ANSYS-analyse (vedlegg 2).

**Tabell 26: Den roterende seksjonens kritiske turtall. Kritiske turtall nærmest driftsturtall er uthevet (vedlegg 2).**

	Frekvens [Hz]	Turtall [rpm]
1. orden	360,81	21 649
2. orden	361,19	21 672
3. orden	525,86	31 552
4. orden	618,82	37 130
5. orden	619,56	37 174
6. orden	686,79	41 208
7. orden	1033,00	61 980
<b>8. orden</b>	<b>1034,30</b>	<b>62 058</b>
<b>9. orden</b>	<b>1648,20</b>	<b>98 892</b>
10. orden	1649,60	98 976

Driftsturtall,  $N_{turbin}$ :

(kapittel 7.5.3)

$$N_{turbin} = 78\,000 \text{ rpm}$$

Ser at driftsturtallet ligger mellom de kritiske turtallene av 8. og 9. orden.

Grenseverdi:

$$- 0,8 \cdot N_{turbin} > N_{kritisk} > 1,25 \cdot N_{turbin} \quad (39)$$

$$- N_{turbin} = 78\,000 \text{ rpm gir:}$$

$$62\,400 \text{ rpm} > N_{kritisk} > 97\,500 \text{ rpm.} \quad (\text{kapittel 7.5.3})$$

Kontroll av kritisk turtall,  $N_{kritisk}$ :

$$N_{kritisk\ 8} < 62\,400 \text{ rpm}$$

$$N_{kritisk\ 9} > 97\,500 \text{ rpm}$$

$$62\,400 \text{ rpm} > N_{kritisk} > 97\,500 \text{ rpm} \rightarrow \text{OK!}$$

## 8. EKSTERNE RÅD

### 8.1 Målsettinger for intervjuene

Målsettingen for intervjuene er å få informasjon og anbefalinger til produksjonsmetoder, produksjonskostnader og generatorteknologi. Intervjuene resulterer i råd som underbygger valg i utviklingen, dimensjoneringen og konstruksjonen av gasturbinen. De bidrar også til å belyse problemområder som krever videre arbeid (kapittel 15.2).

### 8.2 Intervjupopulasjon

Denne masteroppgaven er en utredning og dimensjonering av et teknisk konsept, og intervjuobjektene er derfor personer med teknologisk kompetanse.

#### **Bjørn Brenna – Senioringeniør og verkstedsjef ved UMB**

Intervjuet om produksjonsmetoder og produksjonskostnader.

#### **Petter H. Heyerdahl – Førsteamanuensis ved UMB**

Intervjuet om generatoren som skal produsere elektrisk effekt.

Intervjupopulasjonen er faglærere på Universitetet for miljø- og biovitenskap, og de har høy kompetanse innen sine fagfelt.

### 8.3 Intervju

#### 8.3.1 Produksjonsteknikk og kostnader

Intervju om produksjonsteknikk og produksjonskostnader er gjennomført med senioringeniør Bjørn Brenna, og rådene er basert på 3D-modell av motoren.

**Spørsmål 1) Hvordan produsere den roterende seksjonen? Hvilke verktøy kreves, hvilke utfordringer er knyttet til produksjonen og hvor lang tid vil det ta å produsere én prototype?**

Denne delen må fresas ut med en 5-akset CNC fres. Slike maskiner kalles Integrex, de har to chucker, og både dreier og freser. Utfordringer her er at titan er tungt å bearbeide. Det er også fare for sperring, vibrasjon, når rotorbladene fresas ut. Et tidsestimat for produksjon av en prototype er 40 timer.

**Spørsmål 2) Hvordan produsere den kalde seksjonen? Hvilke verktøy kreves, hvilke utfordringer er knyttet til produksjonen og hvor lang tid vil det ta?**

Denne seksjonen må freses ut med en Integrex, men den må produseres i 4 deler og boltes sammen; 2 x ytre skall og 2 x opplager for kjeramiske lager og generator. Utfordringer her er sperring ved fresing av statorblader og høyt krav til pasninger ved lagrene. Det ytre skallet og opplageret bør borres, gjenges og skrus sammen. Slik det er festet nå er det unødvendig vanskelig å produsere. Et tidsestimat for produksjon av prototype er 100 *timer*.

**Spørsmål 3) Hvordan produsere den varme seksjonen? Hvilke verktøy kreves, hvilke utfordringer er knyttet til produksjonen og hvor lang tid vil det ta?**

Denne seksjonen må freses ut med en Integrex, men den må produseres i 10 deler; 2 x ytre skall, 2 x opplager for kjeramiske lager, 2 x indre skall, 2 x indre flammegitter og 2 x ytre flammegitter. Kulefres må brukes for å oppnå fin nok overflate. Flammegitrene dreies ut og laserskjæres. Også her bør opplagringen til de indre delene gjøres annerledes, slik at det kan produseres enklere. Et tidsestimat for produksjon av prototype er 200 *timer*.

**Spørsmål 4) Hvordan produsere plastdekselet som dekker generatoren? Hvilke verktøy kreves, hvilke utfordringer er knyttet til produksjonen og hvor lang tid vil det ta?**

Dette er veldig enkelt i forhold til de andre delene. Plastdekselet kan dreies, men for serieproduksjon bør det nok lages en støpeform. Et tidsestimat for produksjon av prototype er 1 *time*.

**Spørsmål 5) Kan du estimere arbeidskostnader for produksjon av én prototype?**

Arbeidskostnadene for bruk av slike avanserte maskiner ligger på omtrent 1200 *kr/time* uten moms. Annet arbeid ligger på omtrent 650 *kr/time* uten moms.

**Spørsmål 6) Kan du estimere materialkostnader for produksjon av én prototype?**

Titanlegeringene vil ligge på omtrent 1000 *kr/kg*, og de kjøpes i form av en bolt.

Syrefast stål vil ligge på omtrent 200 *kr/kg*, og de kjøpes i form av en bolt.

Plast vil ligge på omtrent 100 *kr/kg*, og de kjøpes i form av en bolt.

Bolter og muttere i 12.9 syrefast stål vil ligge på omtrent 500 *kr*, siden man ikke får kjøpt disse i løsvekt.

Kjeramiske lager vil ligge på omtrent 2500 *kr/stk*.

Generator vil ligge på omtrent 10 000 kr.

Dyser vil ligge på omtrent 3 000 kr pr/stk.

Alle priser er uten moms.

**Spørsmål 7) Kan du anslå hvor mye det er å spare ved serieproduksjon i forhold til produksjon av én prototype?**

I arbeidstid kan tiden omtrent halveres, siden programmene da ligger i maskinene og rutiner er etablert. Materialer kjøpes billigst i store kvanta, og man kan da spare opp til 75 % på stål. Kanskje ikke mer enn 50 % på titan.

**Spørsmål 8) Er det andre ting å ta hensyn til ved en kostnadsberegning?**

Det må lages spesialverktøy for å spenne opp delene i fresen. Dette estimeres til å ta omtrent 50 timer å lage. Montering av alle de ferdigproduserte delene til ta omtrent 1 time.

### 8.3.2 Generatorteknologi

Intervju om generatorteknologi er gjennomført med førsteamanuensis Petter H. Heyerdahl.

**Spørsmål 1) Finnes generatorer som tåler rundt 80 000 rpm, eller må de gires ned?**

Ja, slike generatorer finnes. Det kalles high-speed generator. Et finsk firma, High Speed Technology, og et amerikansk firma, Capstone, lager dette. Professor Robert Nilssen på NTNU har også mye kompetanse på området.

**Spørsmål 2) Hva slags type generator er dette?**

Dette er generatorer med permanent magnet. Ved så høye turtall er det trolig behov for en topolet variant med ganske høy frekvens.

**Spørsmål 3) Hva er utfordringene med en slik generator?**

En stor utfordring ligger her i lagrene, siden rotasjonshastigheten er så høy. Det er behov for magnetiske lager. De fleste av Capstones patenter ligger i lagerteknologi.

**Spørsmål 4) Hvor stor vil en slik 35 kW generator bli?**

De blir små, trolig på størrelse med en colaflaske. Grovt sett kan man si at turtallet avgjør størrelsen på generatorer, det vil si at størrelsen kan ganges med  $1/N$ .



## 8.4 Resultater og resultatdrøfting

Intervjuene førte til følgende resultater som er tatt med videre i prosjektarbeidet.

### Produksjonsteknikk og kostnader

Intervjuet med Bjørn Brenna førte til tips om å endre produksjonen av kald og varm seksjon ved å dele de opp i flere små komponenter. På denne måten vil seksjonene bli enklere og billigere å produsere. Anbefalinger ble gitt til forbedring av festepunkter for de indre delene i motoren, for å enklere kunne produsere disse. Henviser til videre arbeid (15.2).

**Tabell 27: Resultater fra intervju med Bjørn Brenna.**

Produksjonsteknikk og kostnader	
Produksjonskostnader	1200 <i>kr/time</i> ved leie og bruk av avanserte maskiner. 650 <i>kr/time</i> for normalt verkstedarbeid. Priser uten merverdiavgift.
Produksjonsmetoder	CNC fresing Dreining Laserskjæring Støping
Produksjonstid	Roterende seksjon 40 <i>timer</i> Kald seksjon 100 <i>timer</i> Varm seksjon 200 <i>timer</i> Plastdeksel 1 <i>time</i> Produksjonstider gjelder for produksjon av én prototype.
Materialkostnader	Syrefast stål 200 <i>kr/kg</i> Titanlegering 1000 <i>kr/kg</i> Plast 100 <i>kr/kg</i> Kjeramiske lager 2500 <i>kr/stk</i> Generator 10 000 <i>kr</i> Dyser 3000 <i>kr/stk</i> Priser er anslag uten merverdiavgift.

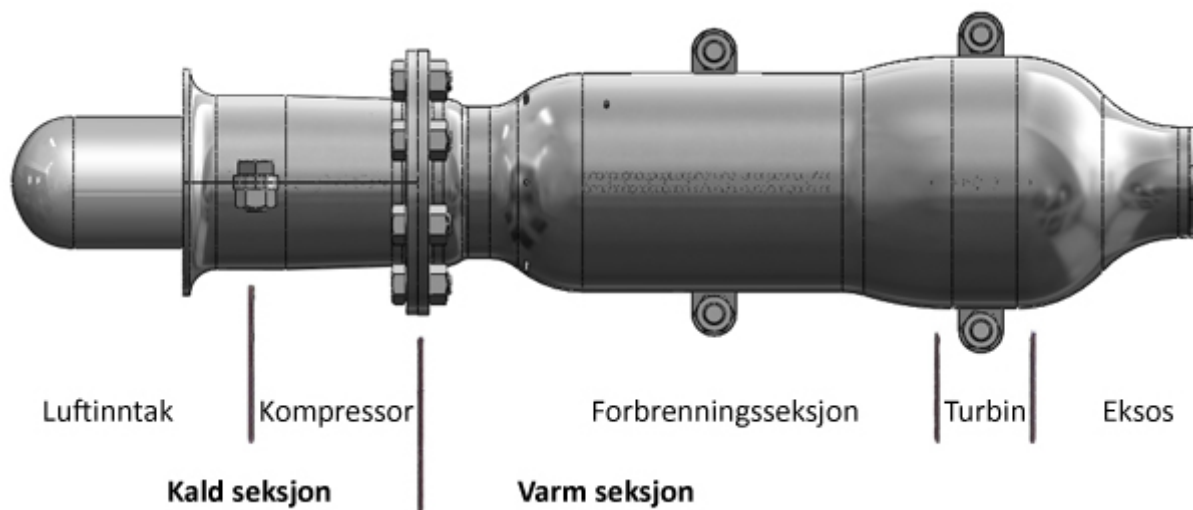
### Generatorteknologi

Intervjuet med Petter H. Heyerdahl førte til en bekreftelse på at det er mulig å koble generatoren rett på motoren uten reduksjonsgir. Generatorer går grovt sett ned i størrelse med  $1/N$ , noe som i vårt tilfelle vil gi en liten generator. Tips om generatortype og produsenter ble gitt, og generatoren ble anslått til å være på størrelse med en colaflaske. Henviser til videre arbeid (15.2).

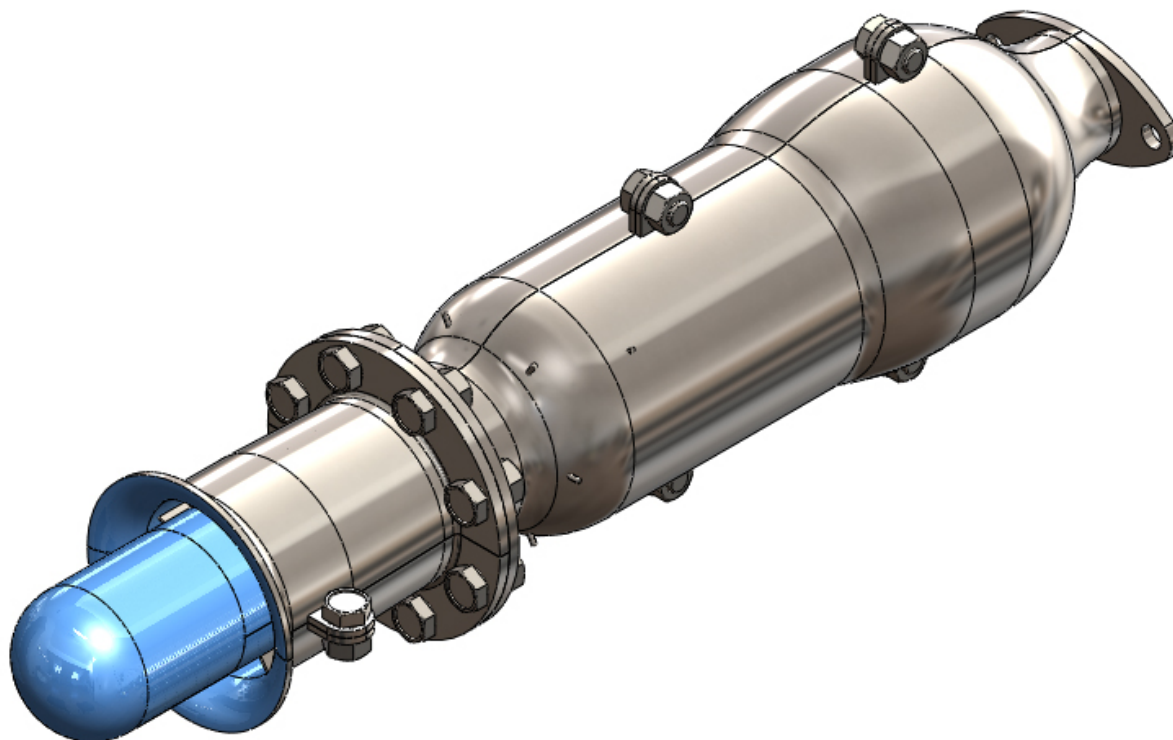
## 9. PRODUKTARKITEKTUR OG DESIGN

### 9.1 Sammenstilling

Kapittelet inneholder sammenstilling- og eksplisjonsstegninger av komplett gasturbinmotor.

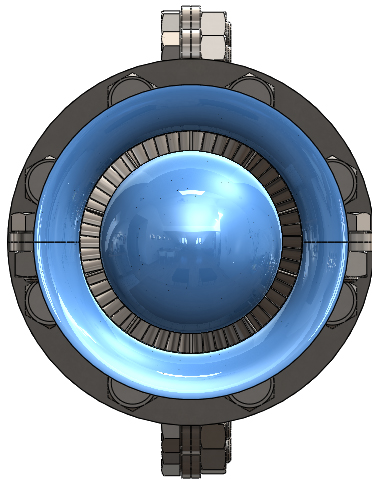


*Figur 44: Gråtone sammenstilling av gasturbinmotoren, sett fra venstre side.*

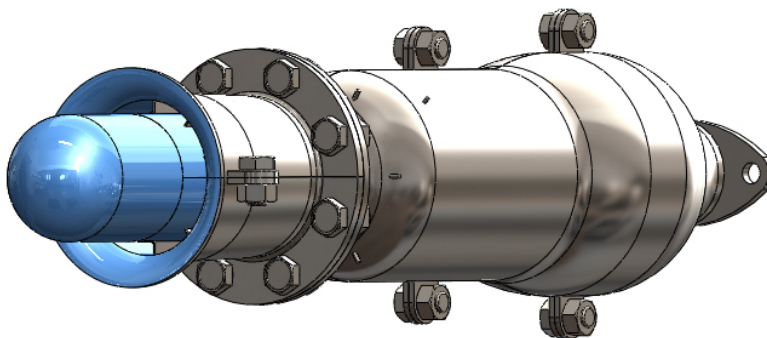


*Figur 45: Farget sammenstilling av gasturbinmotoren, sett fra fremre venstre hjørne.*

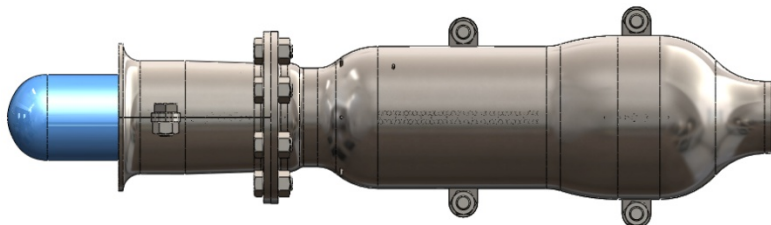
## 9.2 Design av hovedelementer



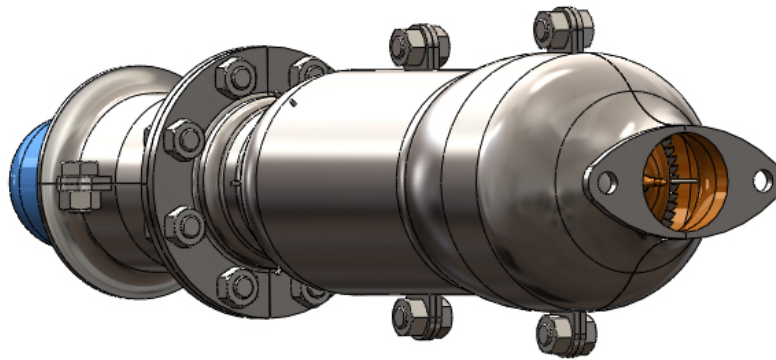
**Figur 46:**  
*Sammenstilling av gass-  
turbinmotoren, sett forfra.*



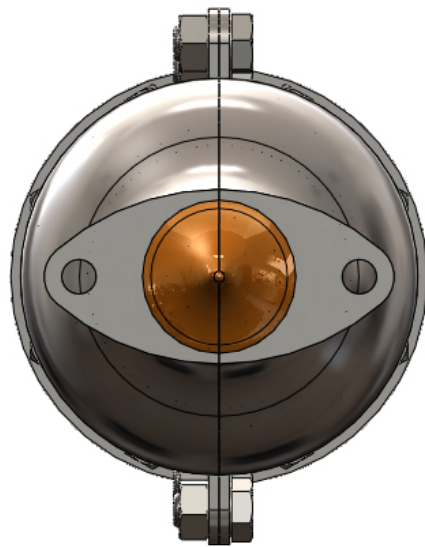
**Figur 47:**  
*Sammenstilling av gass-  
turbinmotoren, sett fra  
fremre venstre hjørne.*



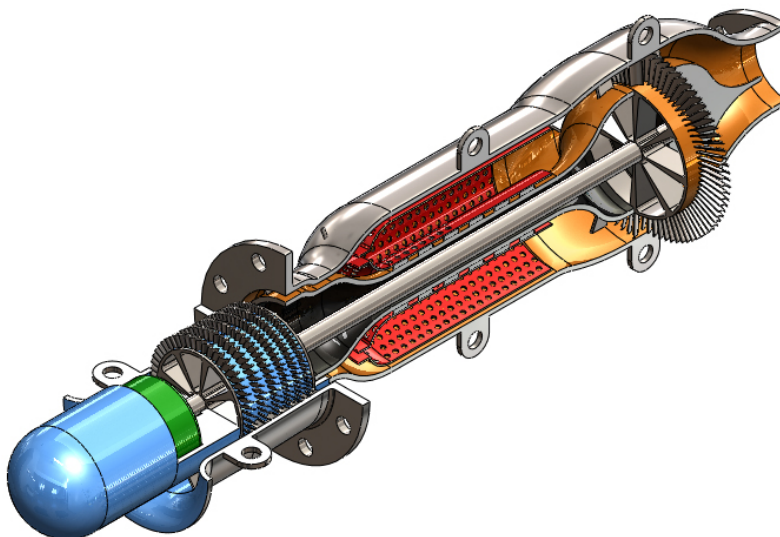
**Figur 48:**  
*Sammenstilling av gass-  
turbinmotoren, sett fra  
venstre side.*



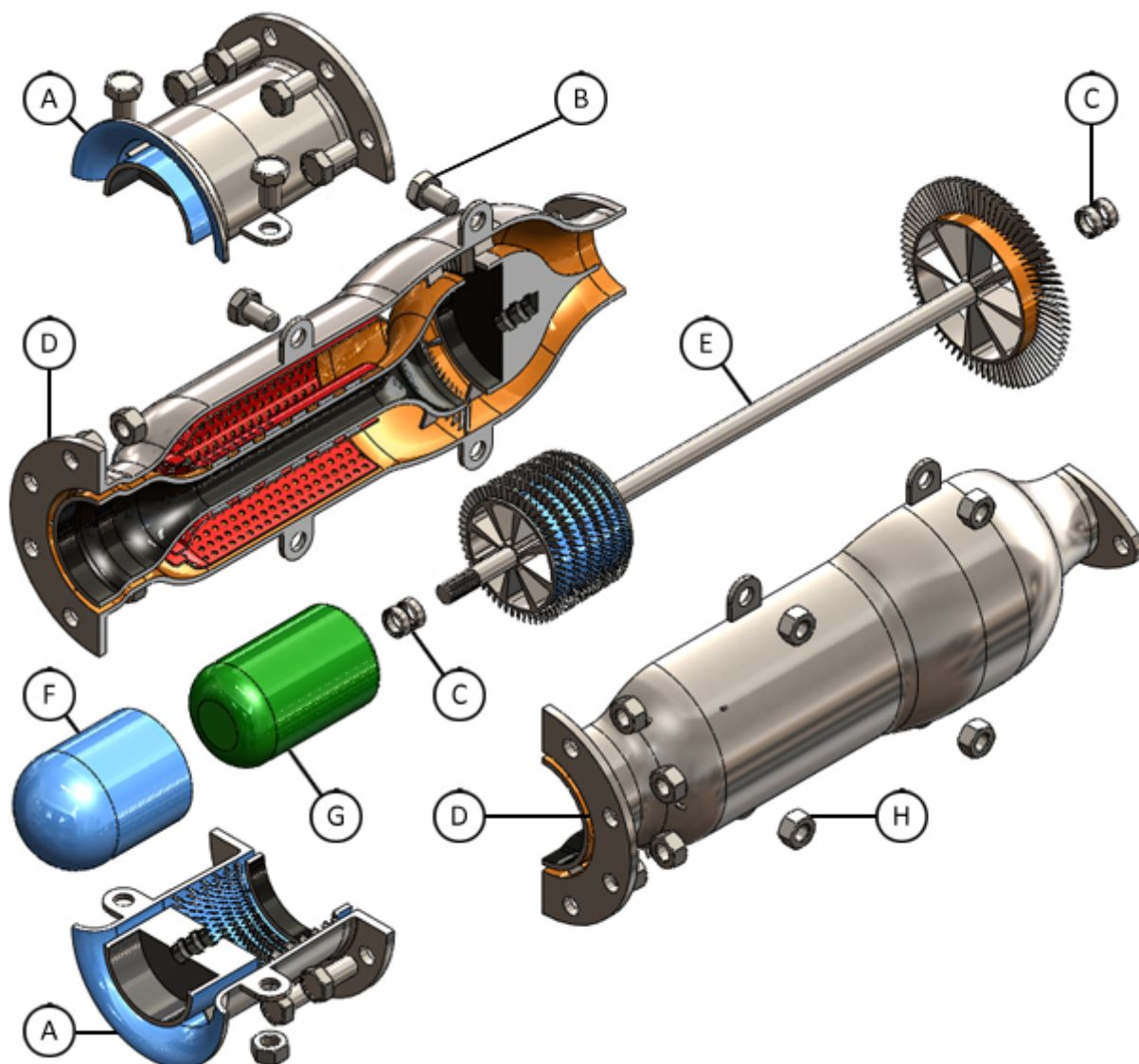
**Figur 49:**  
*Sammenstilling av gass-  
turbinmotoren, sett fra  
bakre venstre hjørne.*



**Figur 50:**  
*Sammenstilling av gass-  
turbinmotoren, sett bakfra.*

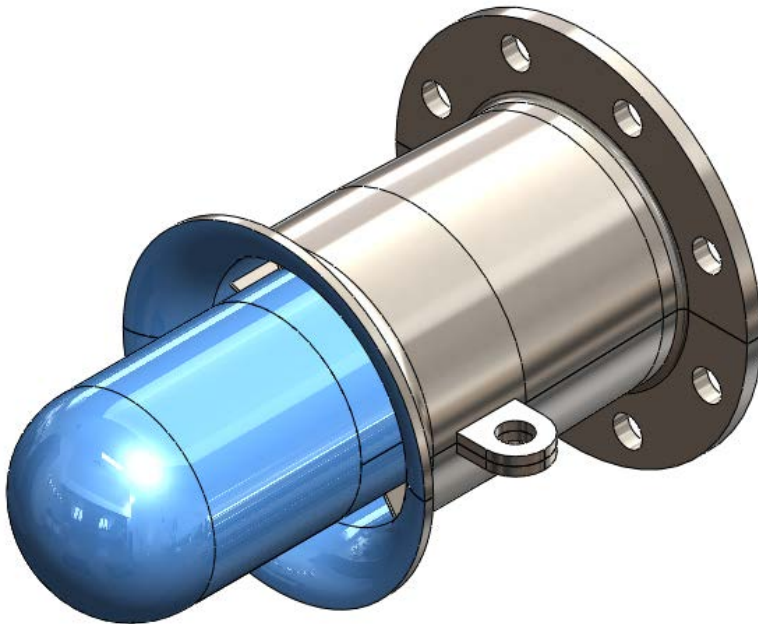


**Figur 51:**  
*Tverrsnitt av sammen-  
stilling av gasturbin-  
motoren, sett fra fremre  
venstre hjørne.*

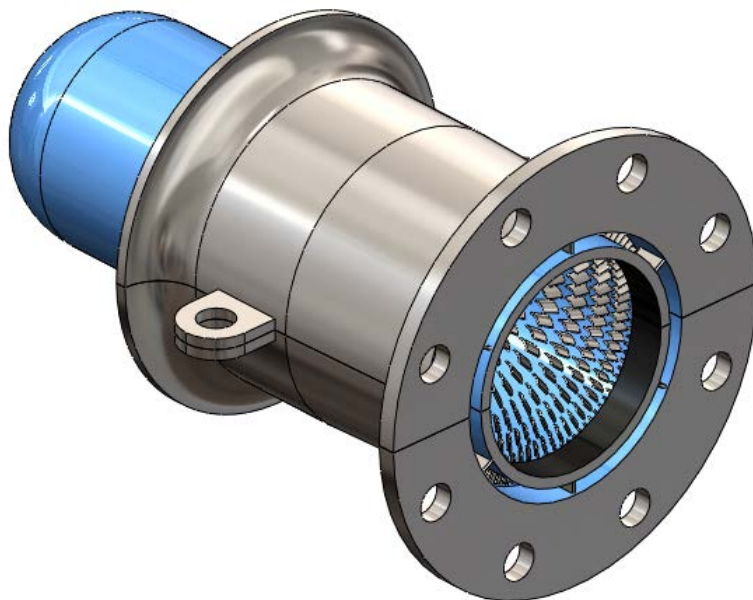


**Figur 52: Eksplosjonstegning av gasturbinmotoren, sett fra fremre venstre hjørne. A) 2 x kald seksjon, B) 14 x bolt, C) 4 x kjeramiske kulelager, D) 2 x varm seksjon, E) 1 x roterende seksjon, F) 1 x plastdeksel G) 1 x generator H) 14 x mutter.**

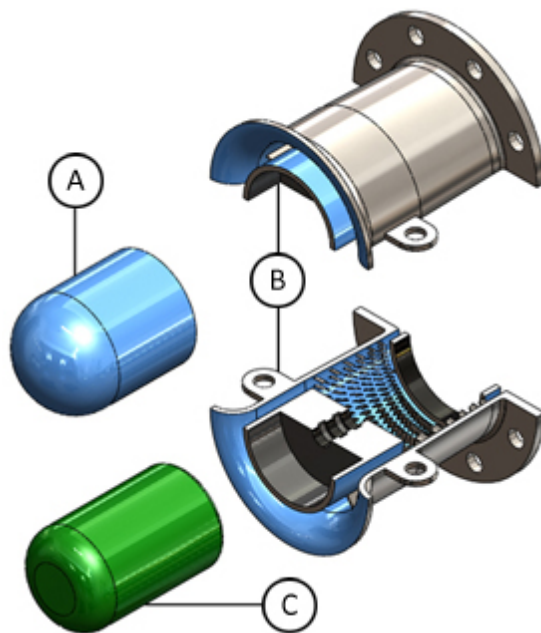
### 9.2.1 Kald seksjon



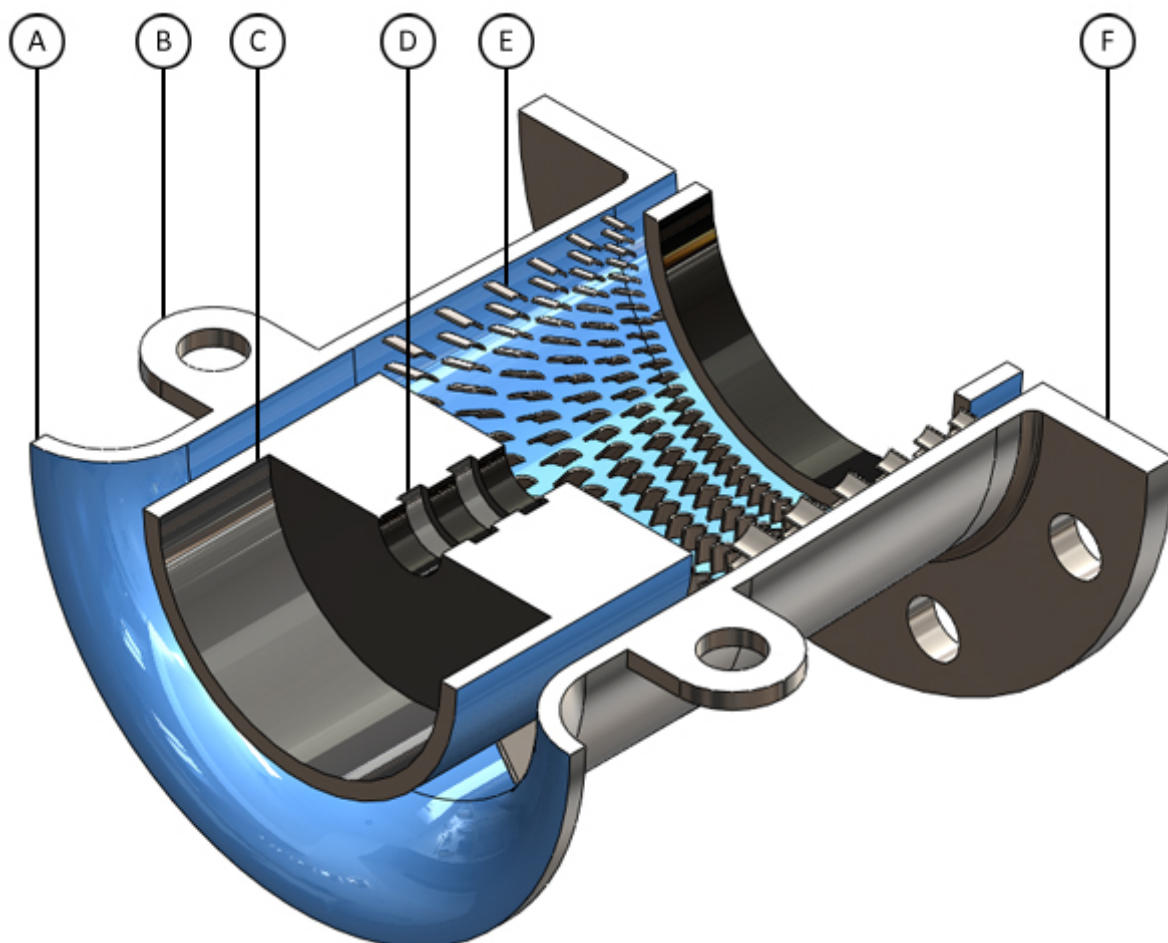
**Figur 53:**  
*Sammenstilling av kald seksjon og generator-komponenter, sett fra fremre venstre hjørne.*



**Figur 54:**  
*Sammenstilling av kald seksjon og generator-komponenter, sett fra bakre venstre hjørne.*

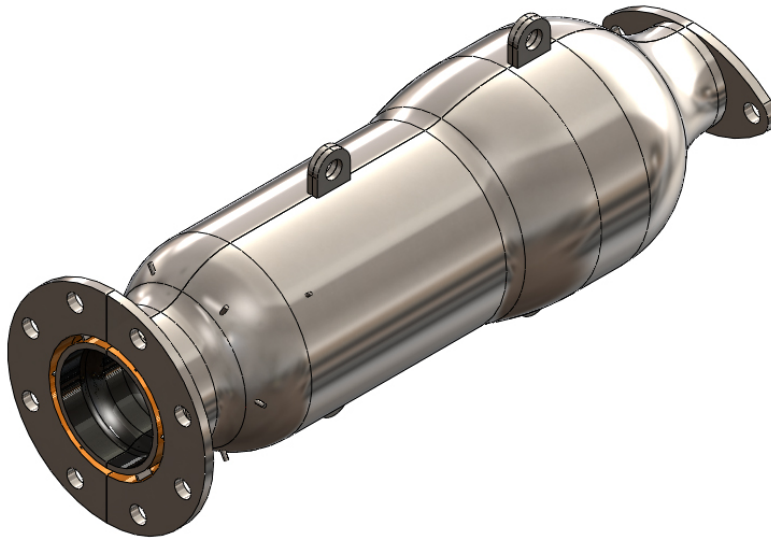


**Figur 55:**  
 Eksplosjonstegning av kald seksjon og generatorkomponenter, sett fra fremre venstre hjørne.  
 A) Plastdeksel,  
 B) 2x kald seksjon,  
 C) Generator.

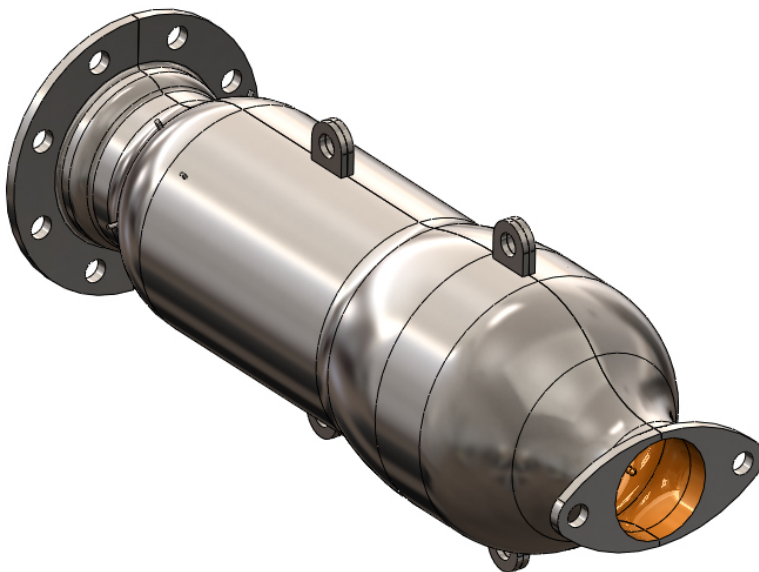


**Figur 56:** A) Avrundet luftinntak, B) Brakett for sammenkobling av kald seksjon, C) Opplager for generator, D) Pasninger for kjeramiske kulelager og opplager for roterende seksjon, E) Statorblader for kompressortrinn, F) Flens for sammenkobling av kald og varm seksjon.

## 9.2.2 Varm seksjon

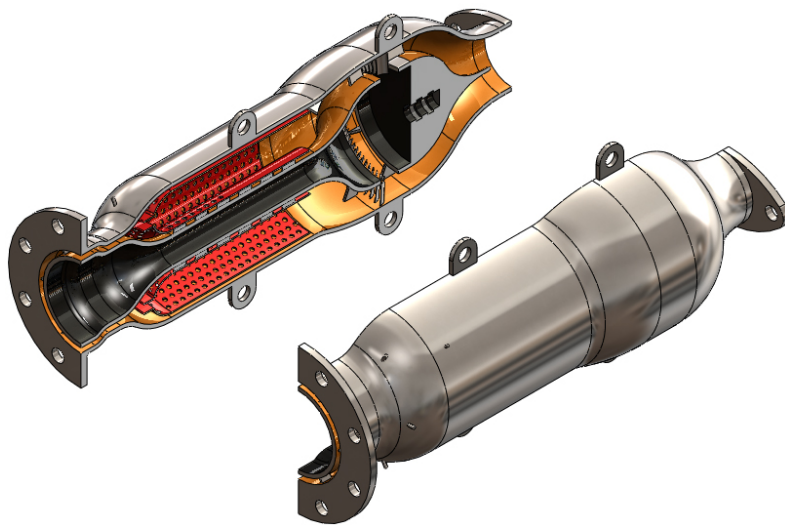


**Figur 57:**  
*Sammenstilling av varm seksjon, sett fra fremre venstre hjørne.*

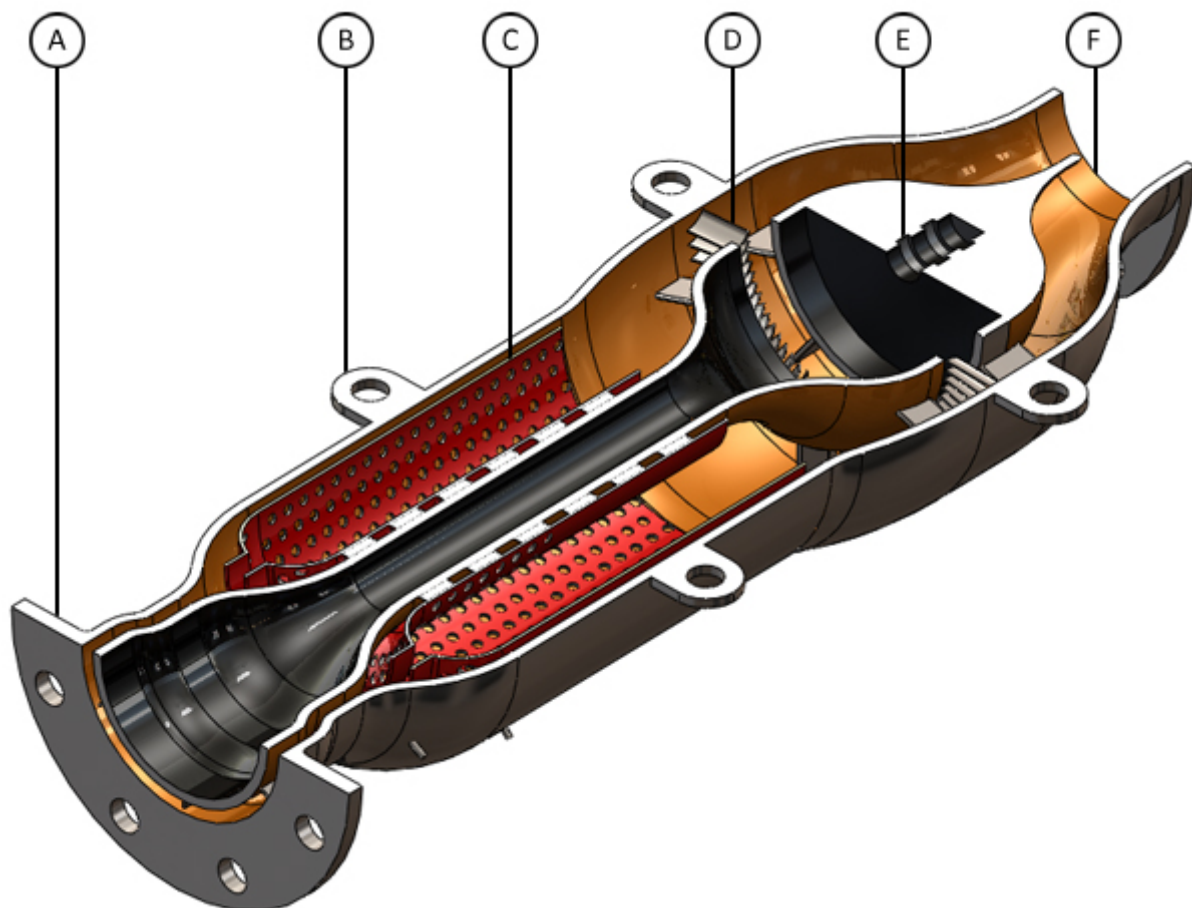


**Figur 58:**  
*Sammenstilling av varm seksjon, sett fra bakre venstre hjørne.*





**Figur 59:**  
*Eksplisjonsstegning av varm seksjon, sett fra fremre venstre hjørne.*



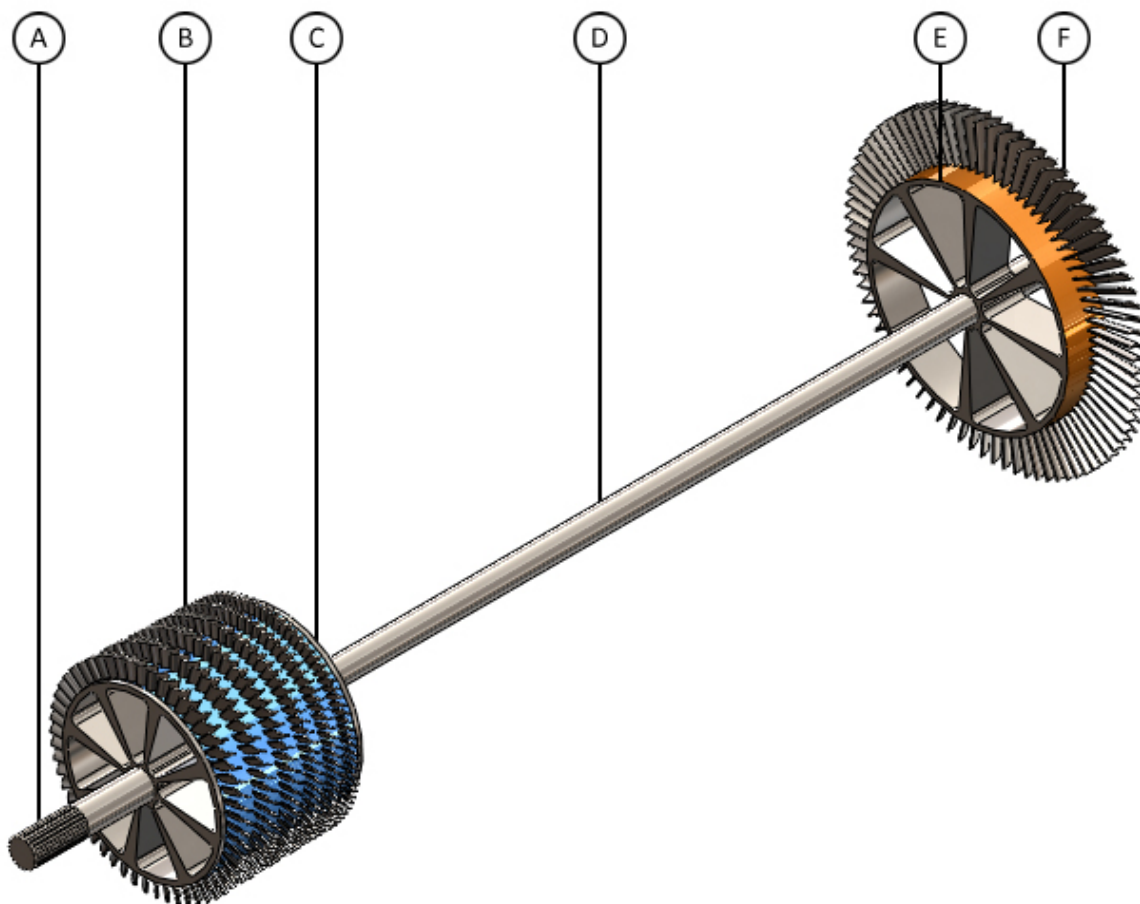
**Figur 60:** *A) Flens for sammenkobling mellom varm og kald seksjon, B) Brakett for sammenkobling av varm seksjon, C) Flammegitter, D) Statorblader for turbintrinn, E) Pasninger for kjeramiske kulelager og opplager for roterende seksjon, F) Eksosport som kan boltes sammen med et eksternt eksosanlegg.*

### 9.2.3 Roterende seksjon



**Figur 61:**  
Sammenstilling av roterende seksjon, sett fra fremre venstre hjørne.

**Figur 62:**  
Sammenstilling av roterende seksjon, sett fra bakre venstre hjørne.



**Figur 63:** A) Splines/spor for effektoverføring til generator, B) Kompressorblader, C) Kompressornav, D) Aksel, E) Turbinnav, F) Turbinblader.

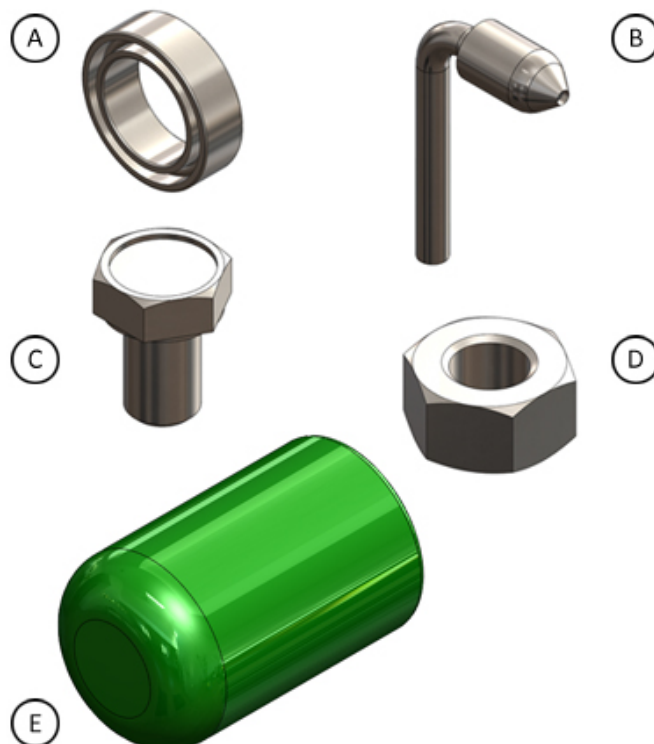
### 9.3 Modularisering og standardkomponenter

Motoren er modulbasert, og er inndelt i kald, varm og roterende seksjon. Dette er hensiktsmessig fordi de tre seksjonene blir utsatt for forskjellige belastninger, og krever derfor forskjellige materialer. En annen fordel med modulbasert motor er at den har god vedlikeholdstilgang fordi den enkelt kan demonteres. I tillegg bidrar modulariseringen til å holde motoren sammen, ved at kald og varm seksjon monteres 90 grader i forhold til hverandre. Splittene holdes da sammen gjennom flensen som kobler seksjonene sammen.

Standardkomponenter som inngår i motoren er blant annet generator, kjeramiske kulelager, drivstoffdyser, bolter og muttere.

Generator velges fra katalog, og bør være en topolet 1300 Hz high-speed generator (kapittel 7.5.3). Den kan da kobles direkte på motorakselen uten reduksjonsgir, og dette vil minimere tap og holde effektiviteten på et høyt nivå. En slik generator har optimalt turtall på 78 000 rpm, som er det samme som motorens driftsturtall. Oppgavens begrensninger (kapittel 2.5) gjør at det ikke er tatt hensyn til avgjørende elektriske parametere som 1-fase eller 3-fase og driftsspennning, så det henvises til videre arbeid for nøyaktig valg av generator (kapittel 15.2).

Kjeramiske kulelager i størrelse  $10 \times 13 \times 4,5$  [mm] (vedlegg 7) velges fra katalog. Drivstoffdyser av typen duplex velges fra katalog, og de må levere en total massestrøm på  $0,00256$  kg/s (kapittel 7.2.2). Syrefaste M10 bolter og muttere i fasthetsklasse 12.9 velges fra katalog (vedlegg 7).



**Figur 64:**  
**Standardkomponenter.**  
**A) Kjeramiske kulelager,**  
**B) Drivstoffdyse,**  
**C) Bolt,**  
**D) Mutter,**  
**E) Enkel 3D-modell av en tenkt generator.**

## 10. MATERIALVALG

Temperatur er den mest kritiske og begrensende faktoren på effektiviteten i en gassturbin (30). Økt forbrenningstemperatur reduserer drivstofforbruk, og øker effektiviteten. Siden utforming av gassturbiner er komplekst og effektiviteten er direkte relatert til materialeegenskaper er materialvalg viktig. Utvikling av legeringer og prosessering av materialer som tåler høy temperatur er dyrt, men i gassturbiner kan dette gi merkbare fordeler gjennom økt effektivitet. Før materialvalg kan diskuteres er det viktig å forstå hvilke metallurgiske utfordringer en står ovenfor.

### 10.1 Metallurgiske problemområder i gassturbiner

#### 10.1.1 Creep-rupture

Metallens smeltepunkt er forskjellig, og styrken varierer med temperaturen (30). Ved lave temperaturer deformeres metaller elastisk, deretter plastisk, og er tidsuavhengig. Med andre ord, påføres metallet en konstant belastning som er mindre enn metallens strekkfasthet vil det ikke gå til brudd. Ved høye temperaturer kan deformasjon opptre ved konstant belastning over tid. Metallet vil da med konstant belastning kunne gå til brudd selv om belastningen er mindre enn metallens strekkfasthet. Denne høytemperatur og tidsavhengige deformasjonen kalles creep-rupture og er et problemområde spesielt turbinbladene er utsatt for. Brudd i et turbinblad skyldes primært creep-rupture. Hvordan forlengelsen av metallet oppfører seg avhenger av legering, belastning, temperatur og miljølast.

#### 10.1.2 Duktilitet og brudd

Duktilitet er vanligvis målt i forlengelse i kraftretning og reduksjon av tverrsnittsareal (30). De to forlengelsene som er interessante er den plastiske deformasjonen og den totale forlengelsen. Et metalls duktilitet er påvirket av kornstruktur, komponentens form og produksjonsteknikk. Et brudd som forårsakes av forlengelse kan være av to typer; enten sprøbrudd eller duktilt brudd. Bruddtypen avhenger av legering og temperatur. Sprøbrudd er materialsvikt i form av sprekker eller brudd hvor atomplan rives fra hverandre. Bruddet forplanter seg med stor hastighet, og det kreves lite eller ingen forlengelse i metallet før brudd inntreffer. Duktilt brudd skjer ved parallellforskyvning av atomplan. Metallet får en merkbar forlengelse og reduksjon i tverrsnittsareal før det går til brudd.

For å unngå at turbinbladene kommer i kontakt med kammeret rundt bør disse ha så kort forlengelse som mulig. Metaller med lav duktilitet er derfor mye brukt. Som et resultat av dette kan det fort initieres overflatesprekker fra erosjon og korrosjon. Dette kan videre initiere rask sprekkvekst som fører til sprøbrudd.

### 10.1.3 Utmatting

Utmatting er dannelse og vekst av sprekker under dynamisk belastning (34). Utmattingsbrudd inntreffer vanligvis etter et stort antall belastningsvekslinger og ved spenninger som er langt lavere enn metallets fasthetsverdier. Flere dokumenterte undersøkelser har vist at mellom 80 og 95 prosent av alle brudd i maskinkomponenter under normal drift er utmattingsbrudd.

Utmatting kan defineres som den forandring som foregår i et materiale når det utsettes for en periodisk varierende spenning av tilstrekkelig størrelse (34). Etter et større eller mindre antall svingninger vil forandringen resultere i sprekker og ofte i totalt brudd. I motsetning til et statisk brudd skjer et utmattingsbrudd uten forutgående varsel i form av plastisk tøyning og kontraksjon. Bruddet initieres vanligvis fra en større eller mindre feil i overflaten og brer seg herfra i konsentriske sirkler og vinkelrett på retningen av største normalspenning. Sprekken reduserer tverrsnittet i komponenten etter hvert som den vokser, og før eller senere oppstår et restbrudd som skyldes statisk overbelastning.

Det er to vanlige grunner til utmattingsbrudd i gassturbinmotorer. Det ene er ubalanse i kompressor eller turbin, og den andre er spenninger som oppstår på grunn av temperaturvariasjon ved start og stopp. Dette kalles termisk utmatting og er en sekundær årsak til brudd i gassturbinmotorer (30). Termisk utmatting er en form for utmatting forårsaket av gjentatt oppvarming og nedkjøling. Metaller utvider seg når det varmes opp, og trekker seg sammen når det kjøles ned. Denne vekslingen mellom høye og lave temperaturer skaper spenninger og er en dynamisk belastning som kan føre til termisk utmatting. Termisk utmatting har få lastvekslinger og er sammenliknbart med creep-rupture. Svært duktile metaller er som regel mest motstandsdyktige mot termisk utmatting. De er også mest motstandsdyktige mot sprekkinitiering og sprekkvekst.

I en gassturbin utsettes flere av komponentene for veksling mellom høye og lave temperaturer, spesielt turbinbladene.

### 10.1.4 Korrosjon

Korrosjon er et generelt navn på oksidasjon av metaller som vanligvis oppstår når metallet kommer i kontakt med vann og salter (32). Flere typer korrosjon kan oppstå, og de vanligste typene i gassturbiner er erosjon og høytemperaturkorrosjon.

Erosjon oppstår her ved at harde partikler treffer metallet i stor hastighet og fjerner litt av materialet fra overflaten. Det er de første kompressorbladene i kompressoren som er mest utsatt for dette, men løse partikler fra forbrenningen kan også skape erosjon på turbinbladene.

Høytemperaturkorrosjon er en type korrosjon som opptrer når metallet kommer i kontakt med varm gass som inneholder visse forurensningsstoffer, blant annet natriumsulfat (30). Høytemperaturkorrosjon inntreffer fort på temperaturer mellom 810°C og 930°C. Det inntreffer vanligvis fordi alkaliske metallforurensninger reagerer med svovel i drivstoffet og skaper smeltede sulfater. Kun noen få enheter per million av slik forurensning i drivstoffet eller luften er nok til å skape høytemperaturkorrosjon. Forurensning kan inntreffe på flere måter, blant annet hvis man får saltvann eller saltholdig luft inn i luftinntaket.

Tiltak for å beskytte mot høytemperaturkorrosjon er:

- Redusere mengden forurensende stoffer som kommer inn i turbinen.
- Bruke så korrosjonsmotstandige materialer som mulig.
- Påføre et beskyttende belegg (kapittel 12.1.6) utenpå materialet for å ytterligere forbedre korrosjonsmotstanden.

Legeringer med høy andel nikkel brukes for å bevare styrke i metaller ved høye temperaturer, og et krominnhold på over 20 prosent er ønsket for korrosjonsmotstandighet (30). Korrosjonshastighet er direkte relatert til legeringens sammensetning, spenningsmengden den utsettes for og miljøet. Avfallsprodukter etter forbrenningen som  $NO_x$ ,  $CO$  og  $CO_2$  skaper også korrosjon. Med forskjellig drivstoff varierer betingelsene for at korrosjon inntreffer.

En optimal legering som tåler høy spenning, høy temperatur og er korrosjonsbestandig er ennå ikke utviklet.

## 10.2 Brukspåkjenninger

Komponentene i en gasturbin opererer under mange forskjellige belastningssituasjoner, temperaturer og korrosjonstilstander (30). Kompressorbladene er utsatt for en relativt lav temperatur, men med høy spenning. Forbrenningskammeret er utsatt for en relativt høy temperatur og med lav spenning. Turbinbladene er utsatt for en kombinasjon av høy spenning, høy temperatur og korrosjon. Som et resultat av dette må materialvalget tilpasses hver komponent basert på belastningene den utsettes for.

Bladene i første turbintrinn utsettes for de største påkjenningene i form av høy temperatur, høy spenning og korrosjon. Dette er som regel den begrensende komponenten i en gasturbin (14).

Tabell 28 er en oppsummering av kapittel 10.2, og gir en indikasjon på hvilke faktorer de forskjellige motorkomponentene blir utsatt for i forhold til komponentenes motstandsdyktighet.

**Tabell 28: Dimensjonerende faktorer ved hver enkeltkomponent i gasturbinen. Tabellen er en oppsummering av kapitlene 10.2.1 – 10.2.4. Dimensjonerende belastninger er markert med *x*.**

Komponenter		Belastninger			
		Spenning	Utmatting	Temperatur	Korrosjon
<b>Aksel</b>	Aksel	–	<i>x</i>	–	–
<b>Kompressor</b>	Kompressornav	<i>x</i>	<i>x</i>	–	<i>x</i>
	Kompressorblader	<i>x</i>	<i>x</i>	–	<i>x</i>
	Statorblader	–	–	–	<i>x</i>
	Kompressorkammer	<i>x</i>	–	–	<i>x</i>
<b>Forbrenningskammer</b>	Forbrenningskammer	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>
	Drivstoffdyser	<i>x</i>	–	<i>x</i>	<i>x</i>
<b>Turbin</b>	Turbinnav	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>
	Turbinblader	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>
	Turbinkammer	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>	<i>x</i>

**Tabell 29: Ordforklaring til tabell 28.**

Uttrykk	Ordforklaring
Spenning	Spenning forårsaket av krefter som virker på komponenten.
Utmatting	Dannelse og vekst av sprekker under dynamisk belastning. Høysykel mekanisk belastning, eller lavsykel termisk belastning.
Temperatur	Belastning i form av høy temperatur og stor temperaturredifferanse mellom driftstilstand og avslått tilstand. Dette skaper en lavsykel dynamisk belastning på materialet. En sykel er fra avkjølt tilstand, til varm driftstilstand, og tilbake til avkjølt tilstand.
Rotasjon	Belastning i form av høy rotasjonshastighet. Ved rotasjon påføres det materialet en konstant lastveksling. Dette er en høysykel dynamisk belastning. En sykel er en rotasjon av komponenten.
Korrosjon	Om komponenten er utsatt for korrosjon.

### 10.2.1 Aksel

Turbinakselen fungerer som festepunkt til de roterende komponentene i gassturbinen. Den spinner på 78 000 *rpm* (kapittel 7.5.3) og blir utsatt for et moment på 13,2 *Nm* (kapittel 7.6.1). Dette gjør at akselen hovedsakelig utsettes for spenninger i form av torsjon, utmatting i form av roterende høysykel dynamisk belastning, temperatur og korrosjon.

### 10.2.2 Kompressor

Kompressoren er av typen aksialkompressor (kapittel 6.2.2). En aksialkompressor består av en rekke kompresjonstrinn. Hvert trinn består av et nav, kompressorblader og statorblader inne i et kammer (kapittel 3.4.3). Kompressornavet med blader roterer i stor hastighet for å komprimere luft. Statorbladene er fastmonterte og er derfor stillestående. Kammeret innkapsler kompressornavet og -bladene. Dette gjør at kompressorbladene og -navet utsettes for strekkspenninger og utmatting i form av høysykel dynamisk belastning på grunn av rotasjonshastighet på 78 000 *rpm* (kapittel 7.5.3). Kompressorkammeret utsettes på det høyeste for 303,975 *kPa* trykk (kapittel 7.3.1) fordi luft komprimeres. Statorbladene utsettes ikke for spenninger eller temperaturer i en betydelig grad. Derimot er alle komponentene utsatt for korrosjon, og spesielt de første kompressorbladene er utsatt for erosjon.

Korrosjon i kompressoren oppstår fordi fuktighet som inneholder salter og syrer samler seg på bladene og veggene (kapittel 10.1.4). Under drift kan fukt oppstå på grunn av regn, forhåndskjøling av luft og kompressorvask (30). Fuktighet kan også forekomme når turbinen ikke er i drift, ved at fuktig luft kondenseres innvendig i kompressoren. Saltinnholdet i luften bestemmer hvor alvorlig korrosjonen er.



### 10.2.3 Forbrenningskammer

Forbrenningskammeret består av en eller flere drivstoffdyser inne i et kammer hvor forbrenningen av drivstoffet skjer (kapittel 3.4.4). Drivstoffdysene atomiserer drivstoffet slik at det får et større areal og antennes lettere, mens kammeret innkapsler forbrenningsreaksjonen og leder den genererte kraften videre til turbinen. Dette gjør at drivstoffdysene og forbrenningskammeret utsettes for opp til  $2300\text{ K}$  (kapittel 7.4.2) og  $303,975\text{ kPa}$  trykk (kapittel 7.4.2), i tillegg til korrosjon. Temperaturdifferansen kan føre til termisk utmatting. Kammeret er utformet slik at det ikke skal oppstå trykkøkning, kun hastighetsøkning ved kammerets utløp.

### 10.2.4 Turbin

Turbinen er av typen aksialturbin (kapittel 6.2.4). Den består av et nav, blader og statorer inne i et kammer (kapittel 3.4.5). Kammeret innkapsler turbinen. Turbinbladene er festet til navet som igjen er festet til akselen, mens statorbladene er fastmonterte. Turbinbladene fanger opp bevegelsesenergien skapt av forbrenningen av drivstoff i forbrenningskammeret, som gjør at turbinen roterer. Dermed omgjøres bevegelsesenergien til mekanisk energi på akselen. Sentrifugalkrefter gjør at turbinbladene utsettes for strekkspenninger og utmatting på grunn av en rotasjonshastighet på  $78\ 000\text{ rpm}$  (kapittel 7.5.3). Turbinkammeret utsettes for trykk opp til  $303,975\text{ kPa}$  (kapittel 7.5.1) fra kompresjon og forbrenning. Begge utsettes for temperaturer opp til  $1700\text{ K}$  (kapittel 7.5.1) fra forbrenningsgassene. I tillegg er komponentene betydelig utsatt for korrosjon og noe erosjon (30).

I de fleste tilfeller med brudd i et turbinblad skyldes det primært creep-rupture og korrosjon, og sekundært termisk utmattelse (30). Turbinblader bør ha mindre enn 1 prosent forlengelse for å unngå kontakt med turbinkammeret.

## 10.3 Materialvalg

Forbrenningskammeret og turbinen er de mest kritiske komponentene i gassturbinen (kapittel 10.2). De store belastningene, temperaturene og korrosjonen de blir utsatt for gjør det til en utfordring å velge riktige materialer. Andre turbinkomponenter har også sine utfordringer og problemområder, men i mindre grad. Kombinasjonen av belastninger, temperatur og korrosjon er et komplekst område som er vanskelig å forutse og beregne.

Motoren er inndelt i tre seksjoner; kald-, varm- og roterende seksjon (kapittel 6.5).

### 10.3.1 Kald seksjon

I kald seksjon er dimensjonerende faktorer spenning og korrosjon (kapittel 10.2). Seksjonen er dimensjonert til å være utsatt for forholdsvis lave spenninger, og det er ikke behov for bruk av et dyrt materiale. Spenningsverdiene er akseptable for syrefast stål (kapittel 7.6.1), og dette er i tillegg motstandsdyktig mot korrosjon. For å øke motstandsdyktighetern mot korrosjon og erosjon bør materialet dekket med et beskyttende belegg (kapittel 12.1.6).

**Valgt:**

**Belagt syrefast stål**

### 10.3.2 Varm seksjon

I varm seksjon er dimensjonerende faktorer spenning, utmatting, temperatur og korrosjon (kapittel 10.2). Seksjonen er dimensjonert til å være utsatt for forholdsvis lave spenninger (kapittel 7.6.1). Høyeste temperatur i varm seksjon er på 2300 K (kapittel 7.4.2). For å tåle den høye temperaturen er det nødvendig med en nikkelholdig superlegering (30).

For å øke motstandsdyktigheten mot korrosjon og erosjon bør materialet dekket med et beskyttende belegg (kapittel 12.1.6). Utmattingsberegninger og valg av nøyaktig legering er begrensninger (kapittel 2.5) i oppgaven, og viser her til videre arbeid (kapittel 15.2).

**Valgt:**

**Belagt nikkelholdig superlegering**

### 10.3.3 Roterende seksjon

I roterende seksjon er dimensjonerende faktorer spenning, utmatting, temperatur, og korrosjon (kapittel 10.2). I forhold til spenning er nav og blader dimensjonert mot grenseverdier for titan (kapittel 7.3.2). Høyeste temperatur i roterende seksjon er på  $1700\text{ K}$  (kapittel 7.5.1). Dette er så høyt at vanlige titanlegeringer ikke vil beholde sin krystallstruktur og dermed mister sin styrke. En mye brukt titanlegering tilsatt aluminium har faseovergang i området  $1250\text{ K}$  (35). For å tåle den høye temperaturen er det nødvendig med en titanbasert superlegering tilsatt nikkel (30).

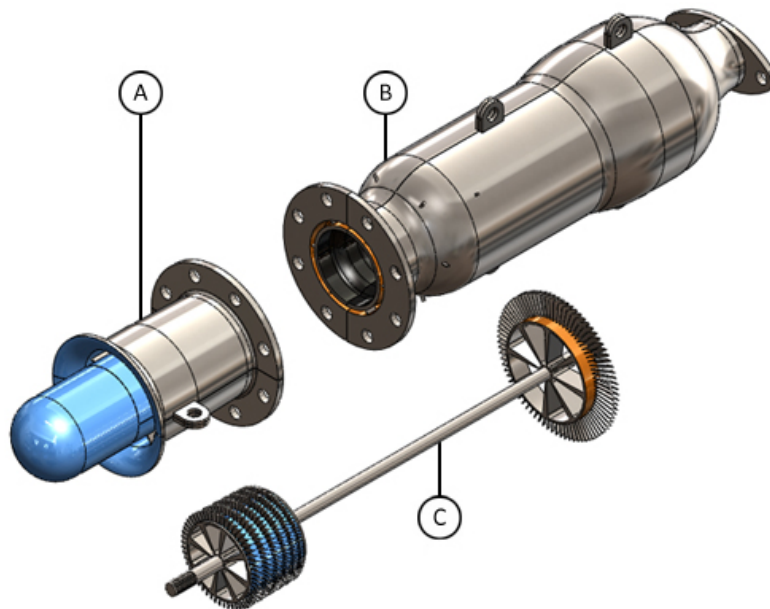
Titan er i seg selv svært motstandsdyktig mot korrosjon. For å øke motstandsdyktigheten mot korrosjon og erosjon bør materialet dekket med et beskyttende belegg (kapittel 12.1.6). Utmattingsberegninger og valg av nøyaktig legering er begrensninger i oppgaven (kapittel 2.5), og viser her til videre arbeid (kapittel 15.2).

**Valgt:**

**Belagt titanbasert superlegering tilsatt nikkel**

### 10.3.4 Resultat av materialvalg

Materialer er tilegnet motorens tre hoveddeler, og materialteknisk data finnes i tabell 30.



**Figur 65:**  
*Resultat av materialvalg.*  
*A) Kald seksjon,*  
*B) Varm seksjon,*  
*C) Roterende seksjon.*

Materialteknisk data er hentet fra SolidWorks database (vedlegg 4) (vedlegg 5). Oppgavens begrensninger (kapittel 2.5) gjør at det ikke er tatt hensyn til valg av nøyaktige legeringer. Henviser her til videre arbeid kapittel (15.2).

**Tabell 30: Materialtabell. Data er hentet fra vedlegg 4 og 5.**

Komponent	Materiale	Strekfasthet [MPa]	Massetetthet [ $kg/m^3$ ]
<b>A</b> Kald seksjon	Belagt syrefast stål	580	8 000
<b>B</b> Varm seksjon	Belagt nikkelholdig superlegering	1050	4 429
<b>C</b> Roterende seksjon	Belagt titanbasert superlegering tilsatt nikkel	1050	4 429

## 10.4 Morgendagens gassturbinmaterialer

Den dagen turbiner kan operere på temperaturer rundt  $500\text{ K}$  høyere enn i dag, vil de ha omtrent dobbelt så høy virkningsgrad (30). En dobbelt så høy virkningsgrad vil kunne føre til doblett så høyt effektuttak eller halvert størrelse. Dette kan trolig oppnås ved bruk av kjeramer.

Kjeramer var inntil nylig avfeid som et for sprøtt og vanskelig produserbart materiale for bruk i gassturbiner (30). Forskning viser nå at et mer duktilt, og dermed mindre sprøtt, materiale kan produseres ved å tilsette aluminium i kjeramer. Ved bruk av kjeramer og en økning av driftstemperaturen med rundt  $500\text{ K}$  vil forbruk av drivstoff reduseres med omtrent 20 prosent sammenliknet med dagens gassturbiner. Kjeramer er ganske tolerante mot forurensninger, noe som gjør at de korroderer saktere enn dagens superlegeringer. De er opptil 40 prosent lettere og produksjonen er opp til 95 prosent billigere en dagens superlegeringer.

Et annet interessant materiale kan være karbonfiber. Dette har en lav vekt, høy styrke og i riktige blandinger tåler det høy temperatur. På grunn av liten temperaturforlengelse kan det egne seg godt som materiale i kompressor- og turbinblader. Henviser til videre arbeid (kapittel 15.2) for å undersøke om karbonfiber kan egne seg som materiale i kompressor- og turbinblader. Karbonfiber er i liten grad utsatt for korrosjon, men fordi det er sprøtt kan direkte slag og erosjon være problemområder.

# 11. VEDLIKEHOLD OG RESIRKULERING

## 11.1 Vedlikehold

Som med alt annet mekanisk utstyr bør gassturbiner ha planlagte inspeksjoner og vedlikehold (30). Overholdes de planlagte inspeksjonsrutinene reduseres faren for at komponenter går i stykker. Inspeksjoner og vedlikehold er kostbart, men er langt rimeligere enn reparasjon av et potensielt motorhavari. For å sikre optimal drift bør følgende inspiseres jevnlig:

- Lekkasje
- Løse koblinger og bolter
- Slark i lagere
- Ytre skader
- Oppsamling av smuss og urenheter

Rengjøring av kompressor og turbin er viktig for å opprettholde ytelsen, effektiviteten og redusere risiko for ubalanse og ødeleggelse av komponentene (30). Smuss reduserer kompresjonstrykket, forringer strømmingen og øker forbruket av drivstoff. Krafttap og økende driftstemperatur er indikasjoner på behov for rengjøring.

Større inspeksjoner som kontroll av forbrenningskammeret og turbinen bør utføres etter 3000 driftstimer eller 200 oppstarter av motoren (30).

Kontroll av forbrenningskammeret gjøres ved å inspeksjon og leting etter sprekker (30). Inspeksjonen gjøres enklest ved bruk av et borescope for å slippe å demontere motoren. Korte individuelle sprekker er vanlige, og trenger ikke umiddelbart tilsyn. Sprekker i nærheten av hverandre er derimot kritiske, da de kan føre til at biter av materialet løsner. Slike sprekker kan normalt sveises etter anbefaling fra produsent, avhengig av materialkvalitet. Skadde områder internt i brennkammeret kan kappes ut og erstattes med nytt materiale.

I turbinen bør bladene inspiseres for erosjon og sprekker (30). På rotoren er de mest kritiske områdene der bladene festes til navet og den bakre kanten av bladet. Det varmeste punktet er ofte på den bakre kanten av bladet, og sprekker starter vanligvis her i 1/3 av bladhøyden. Disse områdene bør rengjøres forsiktig og kontrolleres for sprekker ved bruk av penetrerende væske. For nøyaktig inspeksjon bør turbinrotorene demonteres og sandblåses rene før inspeksjon.

Ved skade på kompressor- og turbinblader må den roterende seksjonen i motoren skiftes.

## 11.2 Miljøkrav og resirkulering

I Norge stilles det krav til utslipp av miljøskadelige gasser fra kjøretøy. Det ble i 2007 vedtatt et forslag til krav om å redusere gjennomsnittlige  $CO_2$  utslipp fra nyregistrerte personbiler til  $130 \text{ g/km}$  med motortekniske tiltak innen 2012 (36). Dagens  $CO_2$  utslipp er gjennomsnittlig  $160 \text{ g/km}$  i EU.

Utslipp av avgasser avhenger av forbrenningsmedie. Gassturbinen er multifuel, og kan derfor driftes på flere forbrenningsmedier. Ved drift på metanol vil store deler av avgassene bestå av vanndamp (1).

Ved drift på bensin vil Jaguar C-X75 med  $100 \text{ kW}$  gassturbinmotor produsere i gjennomsnitt  $28 \text{ g/km } CO_2$ , dersom batteriene er fulladet ved start (1). Jaguaren er tyngre enn Dolphin, og denne gassturbinen produserer  $32,2 \text{ kW}$  (kapittel 7.2.1). Sammenliknes dette er det tydelig at det er mulig å oppnå gjennomsnittlige utslippsverdier langt under kravet. Nøyaktig beregning baserer seg blant annet på batteristørrelse og totalvekt på kjøretøy, og dette faller utenfor oppgavens rammer.

Gassturbinen består av syrefast stål, nikkelholdig superlegering og titanbasert superlegering tilsatt nikkel (kapittel 10.3). Syrefast stål inneholder jern, karbon, krom og nikkel (38). Superlegeringene inneholder i hovedsak titan og nikkel. Moderne gassturbiner er konstruert for å vare i 30 – 40 år med jevnlig vedlikehold (30). Når motoren resirkuleres har grunnstoffene følgende resirkuleringsgrad (37):

**Tabell 31: Grunnstoffers resirkuleringsgrad ved endt livsløp (37).**

Grunnstoff	Jern	Karbon	Krom	Titan	Nikkel
Resirkuleringsgrad	> 50%	–	> 50%	> 50%	> 50%

## 12. PRODUKSJON OG KOSTNADER

### 12.1 Produksjonsmetoder

Kapittelet for produksjonsmetoder er basert på intervjuet med verkstedsjef Bjørn Brenna (kapittel 8.3.1). Det er behov for CNC fresing, dreining, laserskjæring og støping ved produksjon av motoren. Materialene kjøpes i sylindrisk form, bolt, og freses ut av denne formen. Denne produksjonsmetoden fører til store deler overskuddsmateriale, og muligheter for omsmelting av overskuddsmateriale bør vurderes. Når komponentene er maskinert ferdig dekkes disse med et beskyttende belegg (kapittel 12.1.6).

#### 12.1.1 CNC fresing

Ved fresing av komponentene er det behov for en CNC fres med minst 5 akser. 3D-modell av komponentene importeres til maskinen, og det er behov for å lage et freseprogram tilpasset delen som skal freses. Her velges hvilke verktøy maskinen bruker, hastigheter, krav til nøyaktighet osv. Motordeler som freses er indre og ytre deler i kald seksjon, indre og ytre deler i varm seksjon og hele roterende seksjon.

Delene spennes opp i fresemaskinens to chucker, og maskinen kjører freseprogrammet. Når programmet er ferdig er ikke oppspenningspunktene maskinert. Delene oppspennes så i kun ett punkt, og maskinen jobber med det andre punktet. Det ferdige oppspenningspunktet festes så i et spesiallaget verktøy, og maskinen jobber med det umaskinerte oppspenningspunktet.

#### 12.1.2 Dreining

Ved dreining av komponentene er det behov for en dreiebenk med automatisk mating. Motordeler som dreies er indre og ytre flammegitter i varm seksjon, og plastdeksel foran generator.

Delene spennes opp i dreiebenkens to chucker, og de ytre flatene maskineres. Delene oppspennes så i kun i ett punkt, og de indre flatene maskineres. Når de indre flatene er ferdig maskinert løsner delene fra oppspenningspunktet.



### 12.1.3 Laserskjæring

Komponentene som laserskjæres er flammegitrene i varm seksjon. Delene er på forhånd dreiet ut, og med en laserskjærer splittes og hules delene. De spennes opp i de umaskinerte oppspenningspunktene fra dreilingen, og når laserskjæringen er ferdig løsner delene fra disse punktene.

### 12.1.4 Støping

Ved serieproduksjon bør en støpeform for plastdeksel lages. En slik form gjør det effektivt å produsere mange enheter.

### 12.1.5 Omsmelting

For å minimere materialkostnader bør gjenvinning av overskuddsmateriale vurderes. Produksjonen av komponentene etterlater et stort overskudd av restmetall. Dette restmetallet kan gjenvinnes ved å smeltes om til bolter som kan brukes i produksjonen av nye komponenter. Ved omsmelting av titan er det to metoder som er utbredt; VAR og ESR (31).

VAR, Vacuum Arc Remelting, metoden går ut på at en elektrode buesmelter titan under vakuum i en vannkjølt kobberbeholder. ESR, Electroslag Remelting, metoden går ut på omtrent det samme, men her skjer smeltingen i et spesielt slag.

Begge metodene resulterer i materialer med lite feil og en uniform kornstruktur, og metodene er mye brukt i produksjon av gassturbinmotorer.

### 12.1.6 Beskyttende belegg

For å beskytte materialer fra oksidasjon, korrosjon og erosjon bør de dekkes med et beskyttende belegg, såkalt coating (30). I gassturbiner stilles det høye krav til materialene, og det er vanskelig å oppnå både høy materialstyrke og motstandsdyktighet mot korrosjon og erosjon uten bruk av coating. Erfaring viser at materialers levetid i stor grad avhenger av forurensninger og temperatur, men materialer med coating har betydelig lengere levetid enn materialer uten coating.

Delene i motoren bør dekkes med et beskyttende belegg for å øke motstand mot korrosjon, oksidasjon og erosjon.

## 12.2 Grov kostnadskalkyle for én prototype

Kostnaden for prototyping er summen av delkostnaden for konseptutvikling og delkostnaden for prototyping. Totalkostnaden for prototyping er kostnaden for å produsere én enhet. Denne kostnaden er langt høyere enn kostnaden ved serieproduksjon fordi konseptutviklingskostnaden bare deles på ett ferdig produkt. Kalkylen er basert på råd fra verkstedsjef Bjørn Brenna (kapittel 8.3.1).

**Tabell 32:** Grov kostnadskalkyle for produksjon av én prototype. Arbeidskostnader og materialkostnader er basert på et estimat fra verkstedsjef Bjørn Brenna på verkstedet til UMB. Kostnader er uten merverdiavgift.

<b>I. Konseptutvikling</b>				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
1. Utredningsarbeid	310	-	650 / time	201 500
2. Formgivning og design	30	-	650 / time	19 500
3. 3D fremstilling	50	-	650 / time	32 500
4. Prosjektrapport	400	-	650 / time	260 000
5. Konstruksjonstegninger	10	-	650 / time	6 500
Delsum, konseptutvikling	800			<b>520 000</b>
<b>II. Prototyping</b>				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
<b>Arbeidskostnader</b>				
Fresing roterende seksjon	40		1200 / time	48 000
Fresing kald seksjon	100		1200 / time	120 000
Fresing, dreining og laserskjæring varm seksjon	200		1200 / time	240 000
Dreining plastdeksel	1		650 / time	650
Lage spesialverktøy	50		650 / time	32 500
Montering	1		650 / time	650
<b>Materialkostnader</b>				
Titanbase superlegering		17,3 kg*	1000 / kg	17 300
Nikkelbase superlegering		64,1 kg*	1000 / kg	64 100
Syrefast stål		21,6 kg*	200 / kg	4 320
Plast		1 kg	100 / kg	100
Bolter og muttere		1 pk	500 / pk	500
Generator		1 stk	10 000 / stk	10 000
Dyser		6 stk	3 000 / stk	18 000
Delsum, prototyping				<b>556 120</b>
<b>III. Totalkostnad prototyping</b>				<b>1 076 120</b>

\*Basert på tall fra 3D-modell, hentet ut fra SolidWorks. Tallene gjelder bolt i litt større størrelse enn delene (vedlegg 7), slått sammen med tetthet fra materialtabell (kapittel 10.3.4).

## 12.3 Grov kostnadskalkyle ved serieproduksjon

Ved serieproduksjon har materialkostnaden størst betydning, og enhetskostnaden er avhengig av antall produserte enheter. For å ende med lavest mulig enhetskostnad er det nødvendig at produksjonen er optimalisert med tanke på materialforbruk, tidsforbruk og bruk av arbeidstimer. Kalkylen er basert på råd fra verkstedsjef Bjørn Brenna (kapittel 8.3.1)

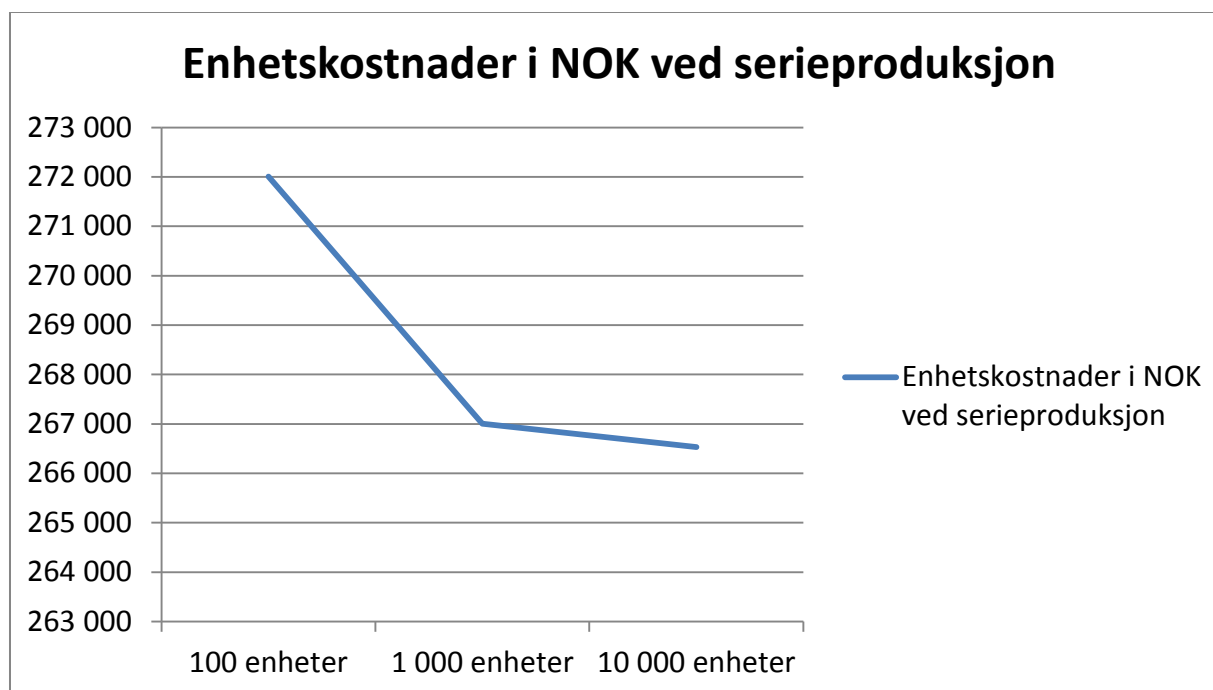
**Tabell 33: Grov kostnadskalkyle ved serieproduksjon. Arbeidskostnader og materialkostnader er basert på et estimat fra verkstedsjef Bjørn Brenna på verkstedet til UMB. Kostnader er uten merverdiavgift.**

<b>I. Engangskostnader</b>				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Delsum, konseptutvikling				520 000
Lage spesialverktøy	1		650 / time	32 500
<b>I. Engangskostnader</b>				<b>552 500</b>
<b>II. Løpende kostnader</b>				
	Timer	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
<b>Arbeidskostnader</b>				
Fresing roterende seksjon	20		1200 / time	24 000
Fresing kald seksjon	50		1200 / time	60 000
Fresing, dreining og laserskjæring varm seksjon	100		1200 / time	120 000
Dreining plastdeksel	0,5		650 / time	325
Montering	0,5		650 / time	325
<b>Materialkostnader</b>				
Titanbase superlegering		17,3 kg*	500 / kg	8 650
Nikkelbase superlegering		64,1 kg*	500 / kg	32 050
Syrefast stål		21,6 kg*	50 / kg	1 080
Plast		1 kg	50 / kg	50
Bolter og muttere		1 pk	250 / pk	250
Generator		1 stk	8 000 / stk	8 000
Dyser		6 stk	2000 / stk	12 000
<b>II. Løpende kostnader</b>				<b>266 480</b>

\*Basert på tall fra 3D-modell, hentet ut fra SolidWorks. Tallene gjelder bolt i litt større størrelse enn delene (vedlegg 7), slått sammen med tetthet fra materialtabell (kapittel 10.3.4).

**Tabell 34: Kostnadsanalyse ved serieproduksjon. Tabellen viser enhetskostnadene ved 100, 1 000 og 10 000 produserte enheter.**

Serieproduksjon 100 enheter			
	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Engangskostnader	1	552 500	552 500
Løpende kostnader	100	266 480	26 648 000
<b>Totalkostnad</b>			<b>27 200 500</b>
<b>Enhetskostnad</b>			<b>272 005</b>
Serieproduksjon 1 000 enheter			
	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Engangskostnader	1	552 500	552 500
Løpende kostnader	1000	266 480	266 480 000
<b>Totalkostnad</b>			<b>267 032 500</b>
<b>Enhetskostnad</b>			<b>267 033</b>
Serieproduksjon 10 000 enheter			
	Kvanta	Pris, NOK	Sum, NOK
Engangskostnader	1	552 500	552 500
Løpende kostnader	10 000	266 480	2 664 800 000
<b>Totalkostnad</b>			<b>2 665 352 500</b>
<b>Enhetskostnad</b>			<b>266 535</b>



**Figur 66: Enhetskostnader ved serie-produksjon. Ser at enhets-kostnaden går mot de løpende kostnadene når antall enheter øker.**

## 12.4 Konkurrentanalyse

Capstone, Bladon Jets og stempelmotorer er konkurrerende løsninger til denne gassturbinmotoren (kapittel 3).

Capstone Turbine Corporation er et stort selskap med en godt utviklet turbinteknologi. Deres konkurransefortrinn er lang erfaring med turbinaggregater til kogenerering av strøm og varme. De har i tillegg flere patenter knyttet til opplagring av motorakselen.

Bladon Jets er et lite selskap som har fått kontrakter for videreutvikling av sin gassturbinmotor. Deres konkurransefortrinn er egne patenter for bedret effektivitet, spesielt knyttet til aksiell strømming.

Bladon Jets og Capstone er store aktører, men ved å introdusere flere mikrogassturbinmotorer på markedet vil konkurransen øke. Prisene på mikrogassturbiner vil presses ned, og det tvinger fram bedre og mer effektive produksjonsmetoder og teknikker. Konkurransen vil føre til større utvikling på teknologi og produsentene presses til å lansere nye teknologier raskere. Mye teknisk informasjon vil i tillegg bli offentliggjort gjennom patentsøknader, og dette vil føre teknologien videre.

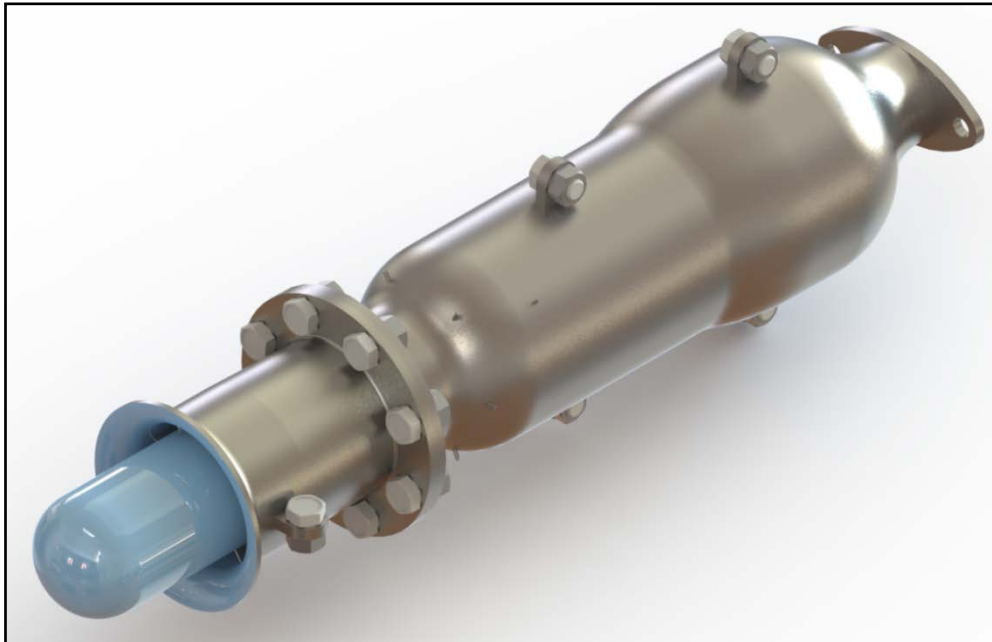
Stempelmotorer er etablert som drivkilde i markedet og er konstruksjonsmessig høyt utviklet. Produksjonseffektiviteten er god, og de produseres derfor med lave kostnader. Siden mikrogassturbinmotorer foreløpig er lavere utviklet er stempelmotorer vanskelige å konkurrere mot på kort sikt.

På lang sikt kan trolig mikrogassturbinmotorer også bli høyt utviklet. Disse motorene er enklere i prinsipp og består av langt færre deler enn stempelmotorer. I fremtiden kan mikrogassturbiner trolig utkonkurrere stempelmotorer også på pris.

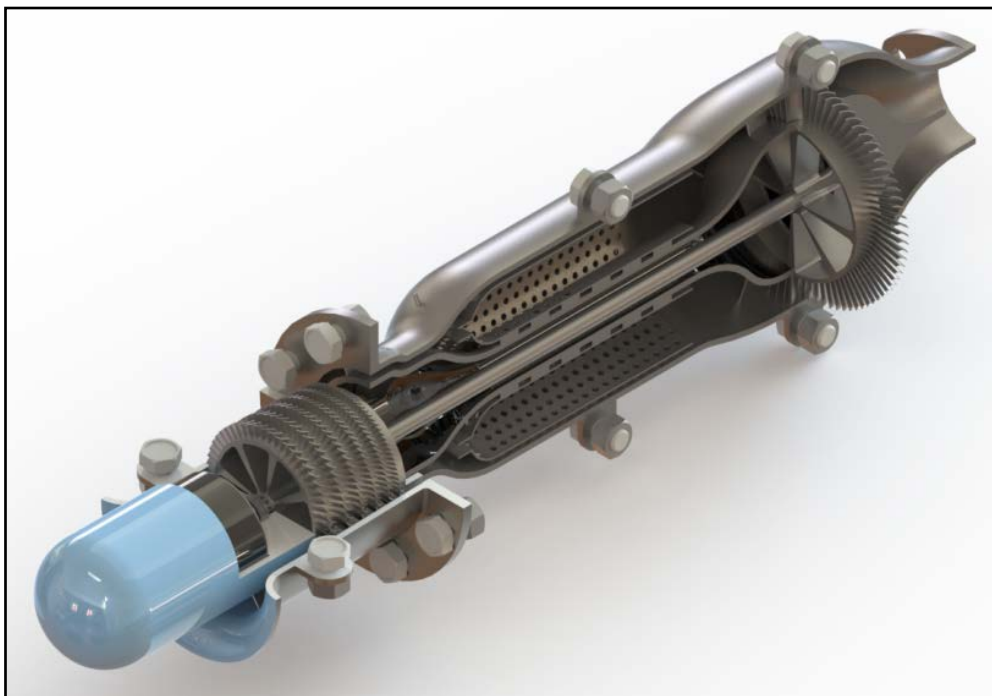
Dette prosjektets posisjon i markedet er å bidra til videreutvikling av mikrogassturbinteknologien.

## 13. MARKEDSPRESENTASJON

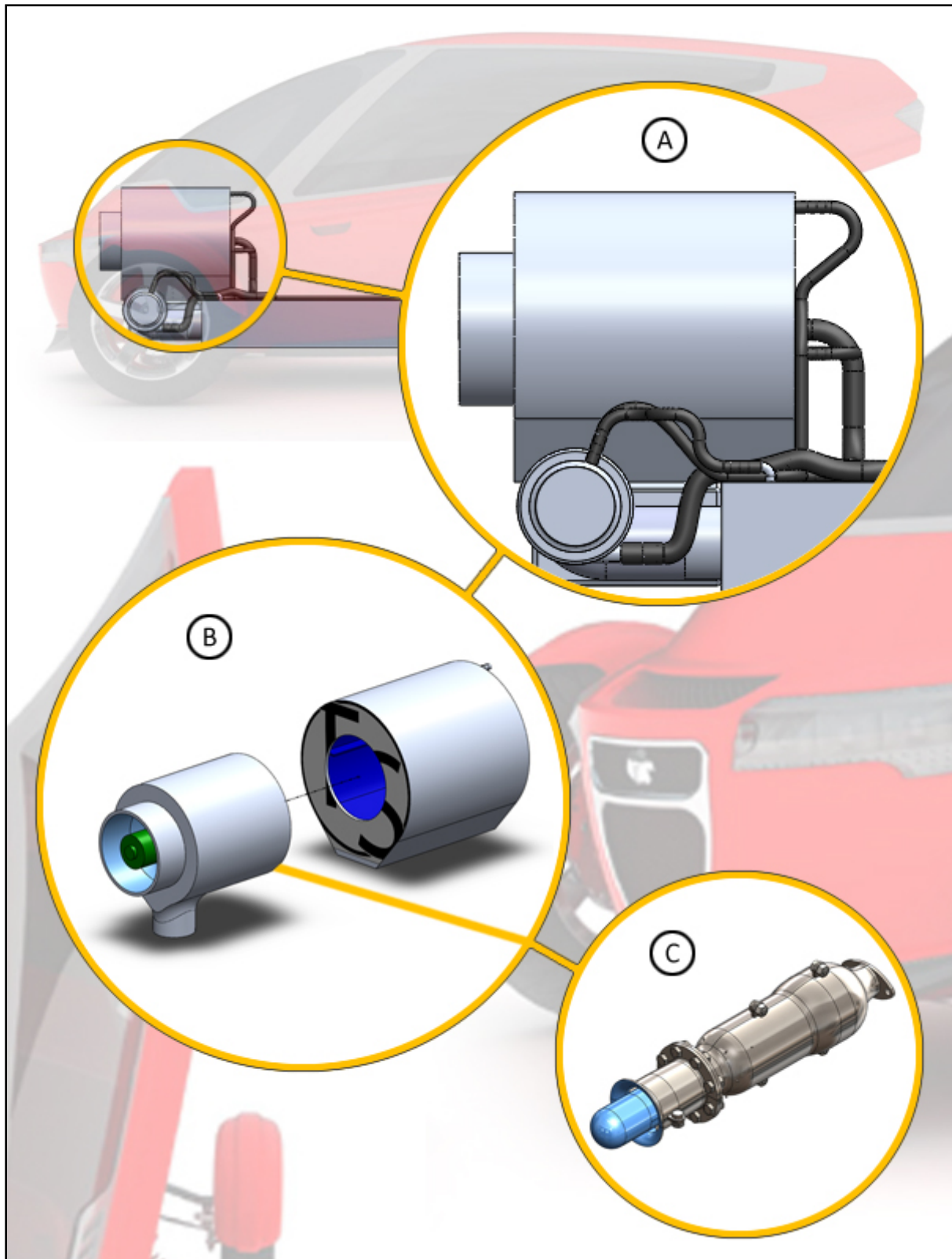
### 13.1 Rendrerte fremstillinger



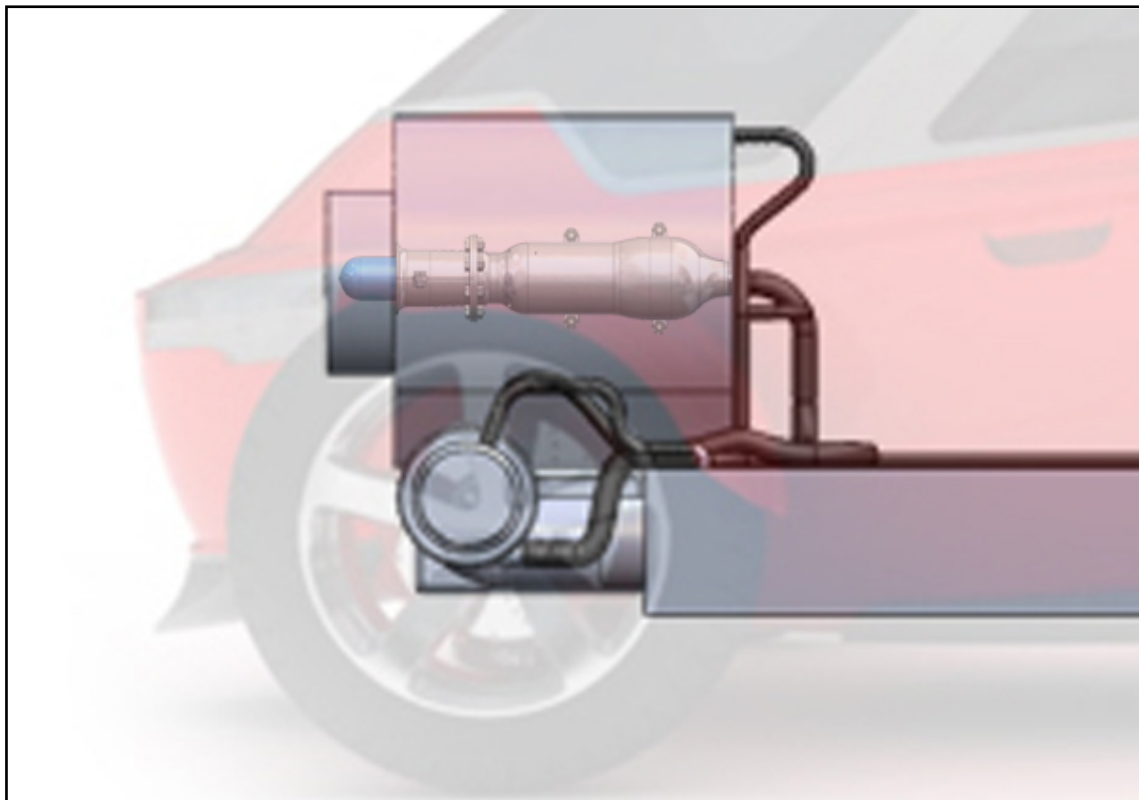
*Figur 67: Rendrert fremstilling av gass turbinen, sett fra fremre venstre hjørne.*



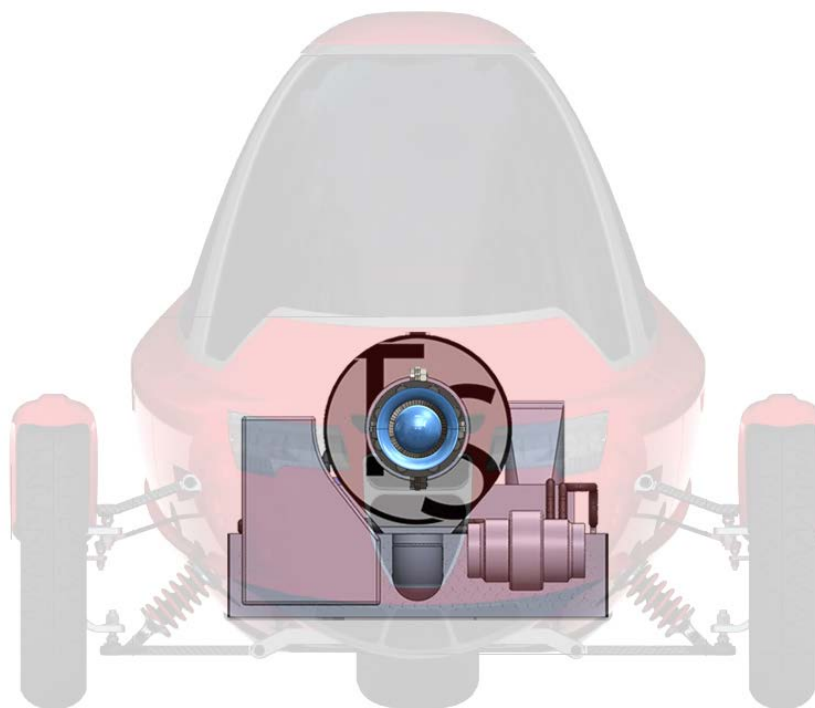
*Figur 68: Tverrsnitt av rendrert fremstilling av gass turbinen, sett fra fremre venstre hjørne.*



**Figur 69:** A) Motorkonseptet TS-FlexiPower med varmegjenvinning plassert i Dolphin, B) Sammenstilling av Capstone C30 og varmeveksler, C) Resultat av prosjektarbeidet.



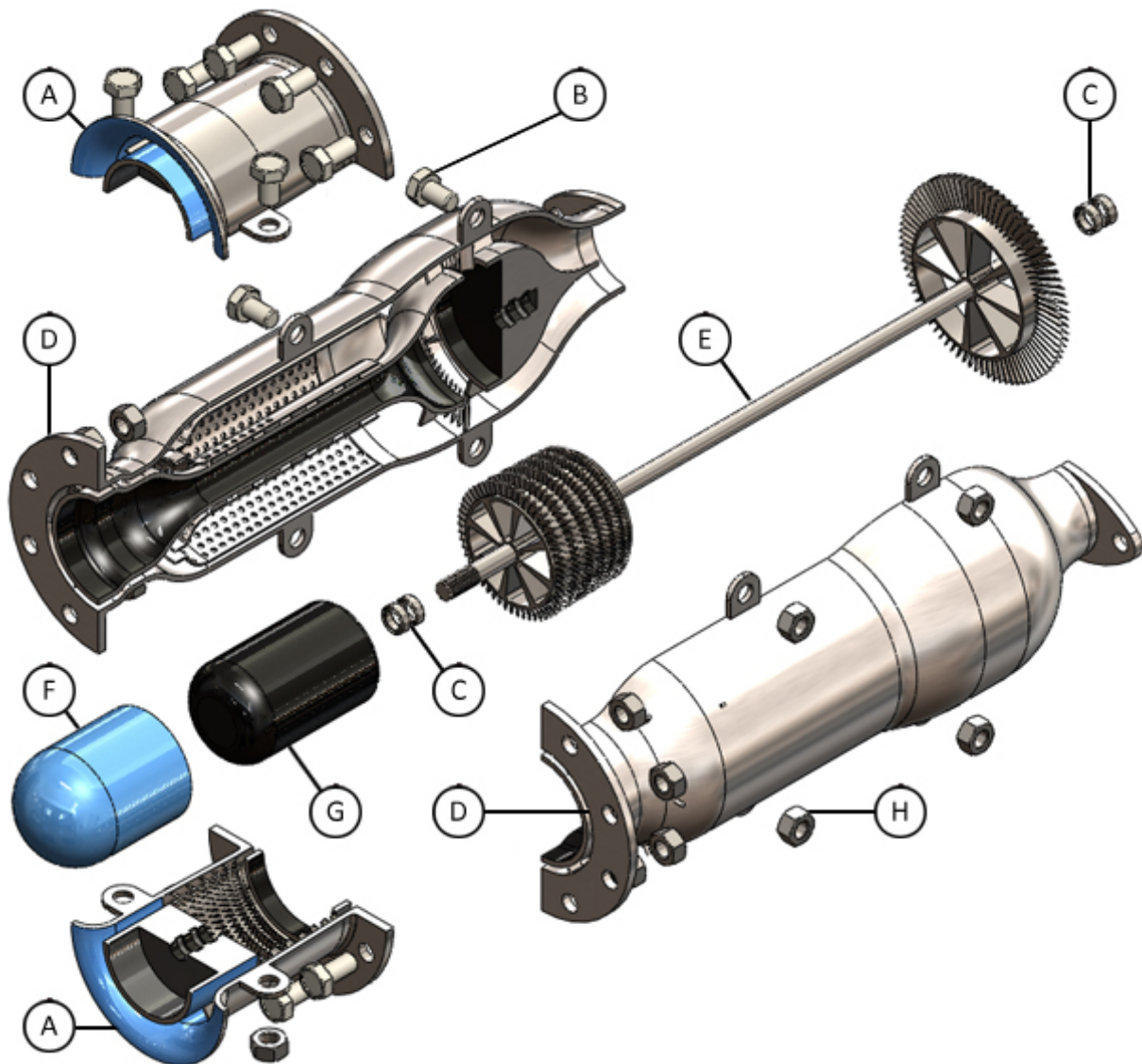
**Figur 70:** *Gasturbinens plassering i TS-FlexiPowers motorkonsept, plassert i Dolphin.*



**Figur 71:** *Gasturbinens plassering i TS-FlexiPowers motorkonsept, plassert i Dolphin.*



## 13.2 Tekniske beskrivelser



**Figur 72:** Eksplosjonstegning av gasturbinmotoren.

### A) Kald seksjon

Roterende seksjon (E) med kjeramiske kulelagere (C) montert legges i spor mellom de to halvdelene av kald seksjon (A). De to halvdelene av kald seksjon (A) monteres deretter sammen med 2 stk bolter (B) og 2 stk muttere (H). Kald seksjon (A) festes så til varm seksjon (D) med 8 stk bolter (B) og 8 stk muttere (H) 90 grader på hverandre. Generatoren (G) monteres til slutt på roterende seksjon (E) i front av kald seksjon (A), og et deksel (F) settes over for beskyttelse og bedret luftstrøm i gasturbinens luftinntak.

**B) Bolt**

14 stk bolter (B) skrues gjennom komponentenes braketter og sammen med 14 stk muttere (H) fester de seksjonene sammen.

**C) Kjeramiske lager**

4 stk kjeramiske lager (C) monteres på akselen til roterende seksjon (E), 2 stk foran og 2 stk bak. Lagerne hviler i 2 stk maskinerte spor i kald seksjon (A) og 2 stk maskinerte spor i varm seksjon (D).

**D) Varm seksjon**

Roterende seksjon (E) med lagere (C) montert legges mellom de to halvdelene av varm seksjon (D). De to halvdelene av varm seksjon (D) monteres deretter sammen med 4 stk bolter (B) og 4 stk muttere (H). Varm seksjon (D) festes så til kald seksjon (A) med 8 stk bolter (B) og 8 stk muttere (H) 90 grader i forhold til hverandre.

**E) Roterende seksjon**

4 stk kjeramiske lager (C) monteres på akselen til roterende seksjon (E), 2 stk foran og 2 stk bak. Bakre del av roterende seksjon (E) plasseres så mellom de to halvdelene av varm seksjon (D) som monteres sammen og innkapsler roterende seksjon (E). Deretter monteres kald seksjon (A) rundt fremre del av roterende seksjon (E). Generatoren (G) påkobles så roterende seksjon (E).

**F) Deksel**

Et deksel (F) monteres på kald seksjon (A). Denne beskytter generatoren (G) og gir bedret luftstrøm i gassturbinens luftinntak.

**G) Generator**

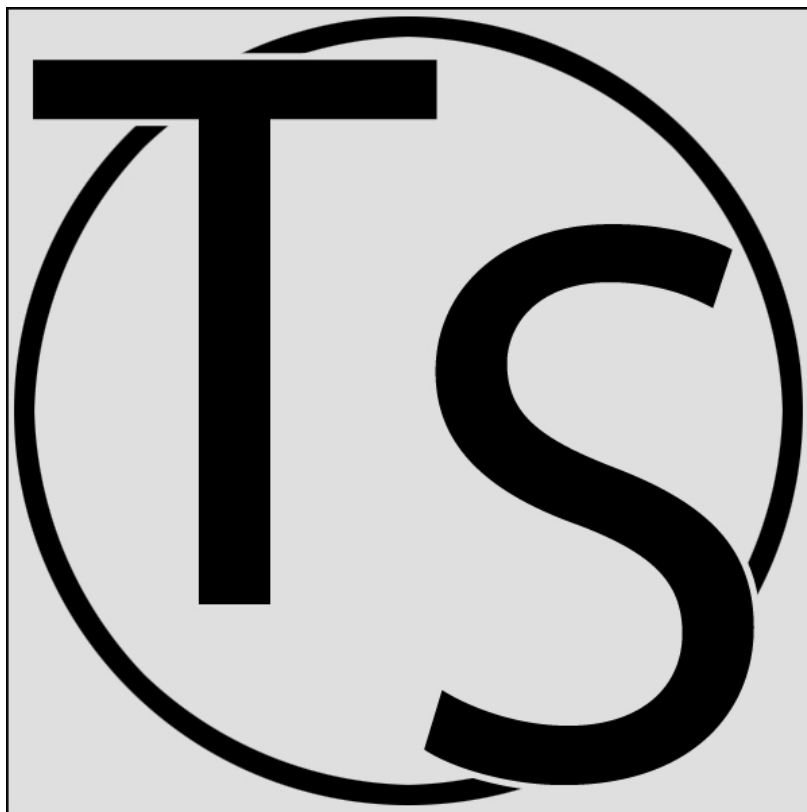
En generator (G) monteres på kald seksjon (A) og festes til roterende seksjon (E) for å produsere elektrisk effekt. Et deksel (F) monteres rundt for beskyttelse og bedret aerodynamikk.

**H) Mutter**

14 stk muttere skrues på 14 stk bolter som festes gjennom komponentenes braketter og holder seksjonene sammen.

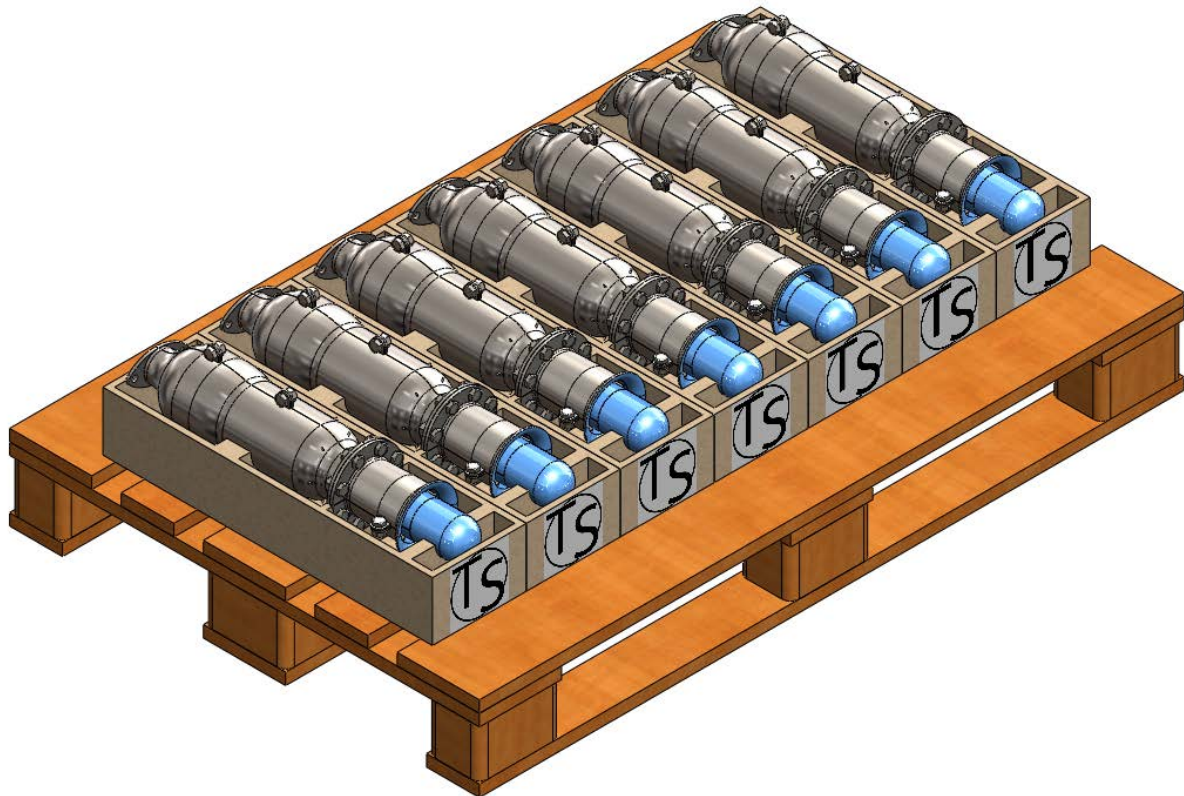
### 13.3 Varemerke og emballasje

Varemerket til gassturbinen er vår logo. Logoen består av bokstaven T, bokstaven S og en ring. Bokstavene representerer etternavnene Thue og Sundquist, og ringen representerer godt samarbeid.



Figur 73: Varemerke.

Motorsystemet emballeres ikke for direkte salg til sluttbruker, men for å enkelt kunne fraktes til fabrikk for montering. Gassturbinen legges i en støtteboks og plasseres deretter på en europall. For ekstra beskyttelse, og mulighet til å stable i høyden, kan to støttebokser stropes sammen til én, og innkapsle gassturbinen. Boksene stropes så fast til europallen.



*Figur 74: 7 stk gasturbinmotorer i transportsituasjon. Støtteboksene stropes fast til europallen og holder hver gasturbin stødig under transport.*

## 14. DISKUSJON OG PROSESSEVALUERING

### 14.1 Forbedringspotensialer ved konseptutviklingsarbeidet

Konseptutviklingsarbeidet har i hovedsak hatt en bra progresjon uten store hindringer. Erfaring med prosjektgjennomføring fra blant annet forprosjektet har trolig bidratt til at tidsforbruk på arbeidsoppgavene ble greit estimert tidlig i prosjektet. Disse estimatene har vist seg å stemme bra, men i ettertid er det tydelig at det kunne vært lagt mindre arbeid i å skrive kapittelet om eksisterende løsninger. Dette var tidkrevende, og mye av den tiden kunne vært brukt mer effektivt til å løse problemene i prosjektet. I stedet for å i så stor grad redgjøre for gassturbinens virkemåte kunne vi støttet oss mer på referanser i dette kapittelet. På en annen side var skrivingen også en nødvendig læringsprosess før resten av oppgaven kunne løses.

Studie av eksisterende løsninger er ikke godt redgjort for, siden fokuset i denne oppgaven har vært å utvikle en egen gassturbin. Vi er i utgangspunktet fornøyde med det valget, men ser i ettertid at det kunne vært lurt å undersøke noen av konkurrentenes løsninger bedre, som blant annet Capstone sin opplagringsteknologi. Dette er et problemområde i gassturbiner og det er særlig interessant med tanke på videre arbeid.

Funksjonsalternativene er brutt ned og valgt på en god måte, men ser nå at det kunne vært brukt noe mer tid på å forsøke å skape nye ideer og løsninger. For å evaluere alle funksjonsalternativene ble det vurdert å bruke seleksjonsmatriser. Dette er valgt bort siden flere av alternativene har så klare fordeler og ulemper at seleksjonsmatriser kun vil overkomplisere valget og ta unødvendig mye plass og tid. I etterkant fremstår dette fremdeles som et godt valg, da det viser god beslutningsevne å ikke evaluere alle enkle valg i matriser.

Ser i ettertid at om intervjuene hadde blitt utført tidligere i prosessen ville de i større grad påvirket resultatet, spesielt med hensyn på produksjonsvennlighet.

Opgavens omfang ble fra starten undervurdert, så det å begrense oppgaven underveis i prosessen ble en utfordring for å nå det overordnede målet. Vi mener i ettertid at utfordringen er løst på en god måte, men ser også at prosjektmålene kunne vært enda mer konkrete. Det hadde da vært lettere å definere start og stopp for arbeidsoppgavene underveis, og det hadde tilført mer tyngde tidlig i rapporten.

## 14.2 Design-, produksjon- og kostnadsrevisjon

Gassturbinmotoren kunne vært forbedret med tanke på produksjonsvennlighet. Inndeling i varm, kald og roterende seksjon er i utgangspunktet fornuftig, da disse seksjonene har forskjellige materialer for å motstå forskjellige belastninger. For å bedre produksjonsvennlighet bør seksjonene bestå av flere mindre komponenter.

Kompressorbladene er svært små, noe som gjør at det er behov for et stort antall blader for å dekke nødvendig areal. Bladenes små dimensjoner og strenge toleransekrav gjør dem kostbare å produsere. Det kunne i større grad vært undersøkt andre utforminger av kompressoren som hadde resultert i større blader. Med riktig utforming kunne da kompressoren blitt mindre og hatt færre kompresjonstrinn, noe som hadde gjort den enklere og billigere å produsere.

Materialvalg, særlig for kald seksjon, er litt enkelt utført. Ser i ettertid at materialalternativer som aluminium og karbonfiber trolig kunne fungert godt her. Bruk av disse materialene ville gitt en lavere vekt og dermed mer tilfredsstillende produktspesifikasjoner. Dette burde vært undersøkt bedre.

Den tidlige kostnadsvurderingen viser seg å være kraftig underestimert. Material- og produksjonskostnader ble høyere enn antatt, mye på grunn av komplisert konstruksjon, dyre materialer og en produksjonsmetode som resulterer i mye overskuddsmateriale. For videre arbeid bør andre billigere produksjonsmetoder undersøkes.

## 15. KONKLUSJON

En multifuel turboaksel mikrogassturbinmotor for bruk i lettvektskjøretøyet Dolphin er utviklet ved å evaluere flere funksjonsalternativer til motorens hovedkomponenter opp imot et ønske om høyest mulig effektivitet og minst mulig størrelse og vekt. Utviklingen er et resultat av fordypning i eksisterende litteratur, der kunnskap om gasturbiners funksjon, virkemåte og metoder for dimensjonering av hovedkomponenter er tilegnet. Hovedkomponenter er dimensjonert i henhold til krav om gitte spesifikasjoner. Det er lagt konstruksjonsgrunnlag med 3D-modell, globale konstruksjonstegninger og prosjektrapport som belyser problemområder og forbedringspotensialer for videre arbeid med motoren. Prosjektets mål og oppdragsbeskrivelse er med dette besvart.

### 15.1 Resultater og anbefalinger

Prosjektarbeidet har resultert i følgende fysiske mål:

Tabell 35: Fysiske mål.

Fysiske mål						Referanser
		Kald seksjon	Varm seksjon	Roterende seksjon	Totalt	
Lengde	<i>mm</i>	106,7	356,3	402,6	<b>463*</b>	(vedlegg 7)
Bredde	<i>mm</i>	120	114,4	108	<b>120</b>	(vedlegg 7)
Høyde	<i>mm</i>	120	154,4	108	<b>154,4</b>	(vedlegg 7)
Vekt	<i>kg</i>	1,6	2,7	0,5	<b>5,4**</b>	(vedlegg 7)

\*Uten deksel og generator.

\*\*Inkludert bolter, muttere og deksel.

Prosjektarbeidet har resultert i følgende tekniske egenskaper:

**Tabell 36: Tekniske egenskaper.**

Tekniske egenskaper		Referanser	
Teoretisk effektivitet	%	27	(kapittel 7.2)
Drivstofforbruk [bensin]	<i>kg/s</i>	0,00256	(kapittel 7.2)
Luftforbruk	<i>kg/s</i>	0,0256	(kapittel 7.2)
Kompresjonsforhold	–	3: 1	(kapittel 7.3)
Antall kompressortrinn	–	6	(kapittel 7.3)
Antall turbintrinn	–	1	(kapittel 7.5)
Turtall	<i>rpm</i>	78 000	(kapittel 7.5)

Prosjektarbeidet har resultert i følgende analyseresultater:

**Tabell 37: Resultat av analyse.**

Analyse						Referanser
		Kald seksjon	Varm seksjon	Roterende seksjon	Totalt	
Høyeste spenning	<i>MPa</i>	51,3	281,1	225,8	281, 1	(kapittel 7.6)
Laveste sikkerhetsfaktor	–	11,3	3,7	4,6	3, 7	(kapittel 7.6)
Kritiske turtall						(kapittel 7.6)
- 8. orden	<i>rpm</i>	–	–	62 058	62 058	
- 9. orden	<i>rpm</i>	–	–	98 892	98 892	



Prosjektarbeidet har resultert i følgende praktiske valg:

- Modulbasert konstruksjon der kald og varm seksjon er koblet sammen med en flens. Seksjonene er montert med en vinkel på 90 grader i forhold til hverandre, slik at flensen både holder seksjonene og komponentene på plass.
- Avrundet forkant på luftinntak.
- Aksiell strømming i kompressor og turbin.
- Ringformet forbrenningskammer med duplex drivstoffdyser.
- Motorens effektuttak til generator er ved luftinntaket.

Prosjektarbeidet har resultert i følgende anbefalinger:

- Dele opp motoren i flere små deler for å gjøre produksjon enklere og billigere.
- Utforme motoren med lengre kompressor- og turbinblader for å gjøre produksjon enklere og billigere.
- Benytte aluminium eller karbonfiber som materiale i kald seksjon for å redusere vekt.

## 15.2 Videre arbeid

Oppgaven er et tidlig utviklingsprosjekt. Det er behov for flere utredninger og optimaliseringer før prosjektet kan realiseres. Videre arbeid:

- Optimalisere motorens hovedkomponenter med hensyn på styrke, materialbruk, materialvalg, produksjonsvennlighet og strømning.
- Foreta valg av dysemodell. Analysere behov for antall dyser og plassering av disse.
- Foreta valg av high-speed generator. Sjekk: High Speed Technology, Capstone og Professor Robert Nilssen ved NTNU.
- Foreta analyse av effektoverføring til generator.
- Foreta analyse av opplagring til generator.
- Utføre detaljert analyse av kritiske turtall.
- Utføre detaljert temperaturanalyse.
- Utføre detaljert FEM-analyse.
- Utføre strømningsanalyse.
- Utføre utmattingsberegninger.
- Foreta valg av nøyaktige legeringer.
- Undersøke om karbonfiber kan egne seg som materiale i kompressor- og turbinblader.
- Foreta analyse av nye opplagringer mellom indre og ytre deler i motoren. Må kunne produseres enkelt.
- Foreta analyse av sammenkoblingspunkter med pakninger for å sikre at motoren er tett.
- Utvikle motorens hjelpekomponenter (lufttilførsel, drivstofftilførsel, tenningsystem, eksosystem, elektrisk system osv.)
- Optimalisere utforming og antall kompressor- og turbinblader med tanke på strømning og produksjonsvennlighet. Undersøke om motoren kan konstrueres med færre kompressortrinn, og om kompressorbladene kan være lengre. Dette vil føre til enklere og billigere produksjon.

## 16. REFERANSER

### 16.1 Skriftlige kilder

- (1): Thue & Sundquist, TS-FlexiPower, UMB, Ås, 2011, [kapittel 1–12]
- (2): Brevik & Lundheim, Dolphin – Formkonsept for Trike, UMB, Ås, 2007, side 1-96
- (3): Jensen, Gassturbinmotor, PDC Tangen, Aurskog, 1998, [kapittel 1, 3, 4, 5], ISBN 82-585-1292-7
- (13): Saravanamuttoo & Rogers & Cohen & Straznicky, Gas Turbine Theory – Sixth Edition, Prentice Hall, Essex, 2009, [kapittel 3, 4, 5, 7], ISBN 978-0-13-222437-6
- (14): Walsh & Fletcher, Gas Turbine Performance – Second Edition, Blackwell Publishing, Oxford, 2004, [kapittel 2, 3, 4, 5], ISBN 9780632064342
- (15): Bøe, Videregående konsept og produktutvikling, UMB, Ås, 2011, side 10-13
- (16): Crane, Aviation Maintenance Technical Series: Powerplant, Aviation Supplies and Academics Inc, 2000, [kapittel 2, 10], ISBN 1-56027-410-7, Side 20-21
- (30): Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook – Fourth Edition, Butterworth-Heinemann Publications, 2012, [kapittel 1, 2, 7, 11, 21], ISBN 978-0-12-383842-1
- (34): Terjesen, Grunleggende om utmatting i metaller, UMB, Ås, 2011, side 3-10
- (39): Terjesen, Bøyekritiske turtall, UMB, Ås, 2011, side 9

## 16.2 Nettkilder

- (4): Climate Change, United Nations,  
<http://www.un.org/en/globalissues/climatechange/index.shtml>
- (5): FNs klimapanel, Klima- og forurensingsdirektoratet, <http://www.klif.no/Tema/Klima-og-ozon/FNs-klimapanel-IPCC/MENY/Aktuelt/Hva-er-FNs-klimapanel/>
- (6): Global Warming FAQ, New Mexico Solar Energy Association,  
[http://www.nmsea.org/Curriculum/Primer/Global\\_Warming/fossil\\_fuels\\_and\\_global\\_warming.htm](http://www.nmsea.org/Curriculum/Primer/Global_Warming/fossil_fuels_and_global_warming.htm)
- (7): Klimakur 2020, Klima- og forurensingsdirektoratet ,  
<http://www.klif.no/Aktuelt/Nyheter/2010/Februar/Klimakur-2020-viser-hvordan-Norge-kan-reducere-utslippene/>
- (8): Utslipp av klimagasser fra transport, Miljøstatus,  
<http://www.miljostatus.no/Tema/Klima/Klimanorge/Kilder-til-utslipp-av-klimagasser/Transport/>
- (9): Microturbine Technology Matures, Power Magazine,  
[http://www.powermag.com/distributed\\_generation/3105.html](http://www.powermag.com/distributed_generation/3105.html)
- (10): Microturbines, National Institute of Building Sciences,  
<http://www.wbdg.org/resources/microturbines.php>
- (17): Stempelmotor, Wikipedia, <http://no.wikipedia.org/wiki/Stempelmotor>
- (18): Capstone Brochure, Capstone, [http://www.microturbine.com/\\_docs/capstone\\_corporate\\_brochure\\_hires.pdf](http://www.microturbine.com/_docs/capstone_corporate_brochure_hires.pdf)
- (19): Capstone, Wikipedia, <http://en.wikipedia.org/wiki/Capstone>
- (26): Technology, Bladon Jets, <http://www.bladonjets.com/technology/>
- (27): Bladon Jets at The Geneva Motor Show, Bladon Jets,  
<http://www.bladonjets.com/geneva-motor-show.html>
- (28): Bladon Jets History, Bladon Jets, <http://www.bladonjets.com/about/history/>
- (31): Advanced Gas Turbine Materials and Coating, GE Energy, [http://site.ge-energy.com/prod\\_serv/products/tech\\_docs/en/downloads/ger3569g.pdf](http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/ger3569g.pdf)
- (32): Korrosjon, Wikipedia, <http://no.wikipedia.org/wiki/Korrosjon>

- (33): Materialvalg fra en produktdesigners ståsted, NTNU,  
[http://materialteknologi.hig.no/Materiallare/arbeidsplan/materialvalg/Materialvalg%20fra%20en%20produktdesigners%20stated.pdf](http://materialteknologi.hig.no/Materiallare/arbeidsplan/materialvalg/Materialvalg%20fra%20en%20produktdesigners%20stasted.pdf)
  
- (35): Titanium Alloy, Matweb.com, <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=a0655d261898456b958e5f825ae85390&ckck=1>
  
- (36): CO2 krav til personbiler, Regjeringen.no,  
<http://www.regjeringen.no/nb/sub/europaportalen/eos-notatbasen/notatene/2007/des/co2-krav-personbiler.html?id=553584>
  
- (37): Recycling Rates of Metals – A Status Report, UN Environment Programme,  
[http://www.unep.org/resourcepanel/Portals/24102/PDFs/Metals\\_Recycling\\_Rates\\_10412-1.pdf](http://www.unep.org/resourcepanel/Portals/24102/PDFs/Metals_Recycling_Rates_10412-1.pdf)
  
- (38): Rustfritt stål, Wikipedia, [http://no.wikipedia.org/wiki/Rustfritt\\_st%C3%A5l](http://no.wikipedia.org/wiki/Rustfritt_st%C3%A5l)

### 16.2.1 Illustrasjoner

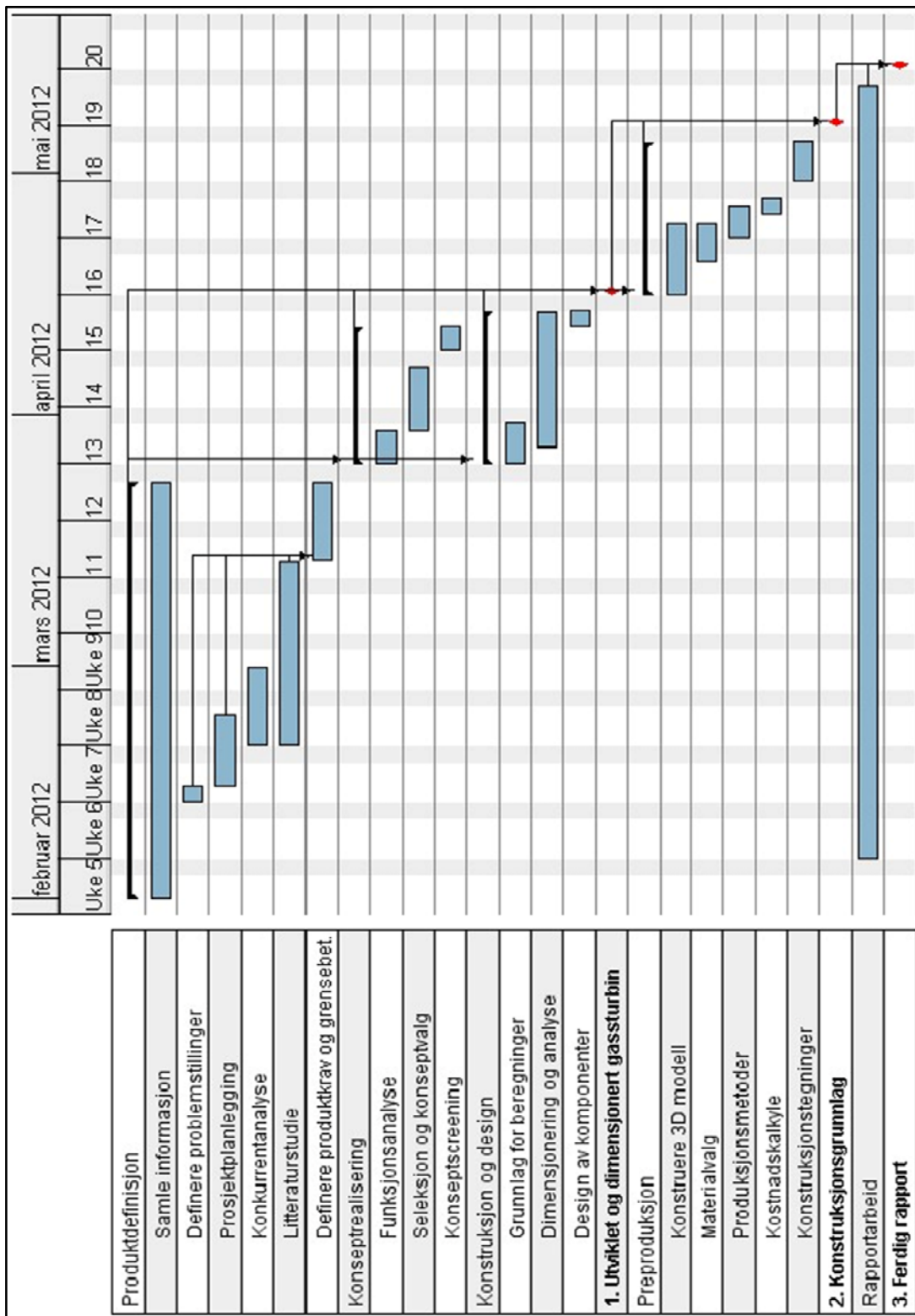
- (1): Thue & Sundquist, TS-FlexiPower, UMB, Ås, 2011, [kapittel 1–12]
- (11): Biography, Heron's Formula, <http://sites.google.com/site/emilymferris/biography>
- (12): Ægidius Elling, Digitalt Museum,  
<http://www.digitaltmuseum.no/search?query=%C3%A6gidius+elling>
- (13): Saravanamuttoo & Rogers & Cohen & Straznicky, Gas Turbine Theory – Sixth Edition, Prentice Hall, Essex, 2009, [kapittel 3, 4, 5, 7], ISBN 978-0-13-222437-6
- (20): Stempelmotorer med innvendig forbrenning, Wikipedia,  
[http://nn.wikipedia.org/wiki/Stempelmotorar\\_med\\_innvendig\\_forbrenning](http://nn.wikipedia.org/wiki/Stempelmotorar_med_innvendig_forbrenning)
- (21): Rigging a Piston Engine, Caffeine Abuse,  
<http://caffeineabuse.blogspot.com/2010/05/rigging-piston-engine.html>
- (22): GM Powertrain, GM Powertrain, <http://gmpowertrain.com/PowertrainOverview.aspx>
- (23): 1958 Buick Special, Rowand.net,  
<http://www.rowand.net/Shop/Cars/1958BuickSpecial/index.htm>
- (24): Capstone Turbine, Drive.ru  
<http://www.drive.ru/other/shortnews/2009/12/02/2956823.html>
- (25): Capstone Turbine, Auto Green Magazine, <http://autogreenmag.com/tag/capstone-turbine/>
- (26): Technology, Bladon Jets, <http://www.bladonjets.com/technology/>
- (27): Bladon Jets at The Geneva Motor Show, Bladon Jets,  
<http://www.bladonjets.com/geneva-motor-show.html>
- (29): Bladon Jets Micro Gas Turbines, Bladon Jets, <http://www.bladonjets.com/home/>

# 17. VEDLEGG

	Side
VEDLEGG 1 .....	152
VEDLEGG 2 .....	153
VEDLEGG 3 .....	155
VEDLEGG 4 .....	158
VEDLEGG 5 .....	161
VEDLEGG 6 .....	164
VEDLEGG 7 .....	166
VEDLEGG 8 .....	174

# VEDLEGG 1

## Gantt diagram



Figur 1: Gantt diagram.



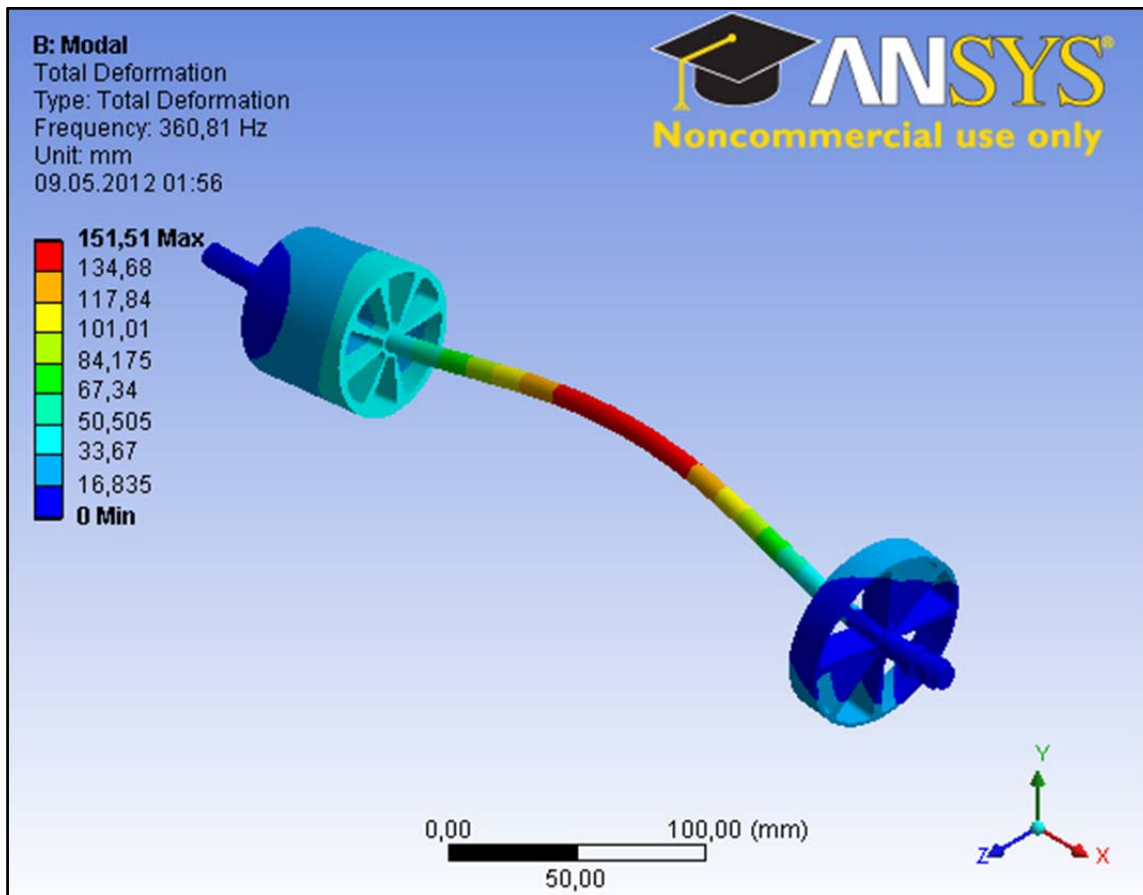
## VEDLEGG 2

### Rotasjonskritiske turtall

Utdrag fra ANSYS-analyse av rotasjonskritiske turtall for roterende seksjon (vedlegg 8 A).

<u>Geometri og materialegenskaper</u>		<u>Kritiske turtall</u>	
Object Name	Fargemodell 2 - ANSYS Farger-Aksel - Copy	Mode	Frequency [Hz]
State	Meshed	1,	360,81
<b>Graphics Properties</b>		2,	361,19
Visible	Yes	3,	525,86
Transparency	1	4,	618,82
<b>Definition</b>		5,	619,56
Suppressed	No	6,	686,79
Stiffness Behavior	Flexible	7,	1033,
Coordinate System	Default Coordinate System	8,	1034,3
Reference Temperature	By Environment	9,	1648,2
<b>Material</b>		10,	1649,6
Assignment	Titanium Alloy		
Nonlinear Effects	Yes		
Thermal Strain Effects	Yes		
<b>Bounding Box</b>			
Length X	402,57 mm		
Length Y	75,472 mm		
Length Z	75,344 mm		
<b>Properties</b>			
Volume	97130 mm <sup>3</sup>		
Mass	0,44874 kg		
Centroid X	156,82 mm		
Centroid Y	3,0042e-004 mm		
Centroid Z	1,5323e-002 mm		
Moment of Inertia Ip1	213,21 kg·mm <sup>2</sup>		
Moment of Inertia Ip2	7228,8 kg·mm <sup>2</sup>		
Moment of Inertia Ip3	7228,6 kg·mm <sup>2</sup>		
<b>Statistics</b>			
Nodes	19816		
Elements	10316		
Mesh Metric	None		

Figur 2: Geometri, materialegenskaper og kritiske turtall.



*Figur 3: Deformasjonsplott av roterende seksjon ved 1. ordens kritiske turtall, fra ANSYS-analyse.*

## VEDLEGG 3

### Analyse av roterende seksjon

Utdrag fra statisk ANSYS-analyse av roterende seksjon (vedlegg 8 B).

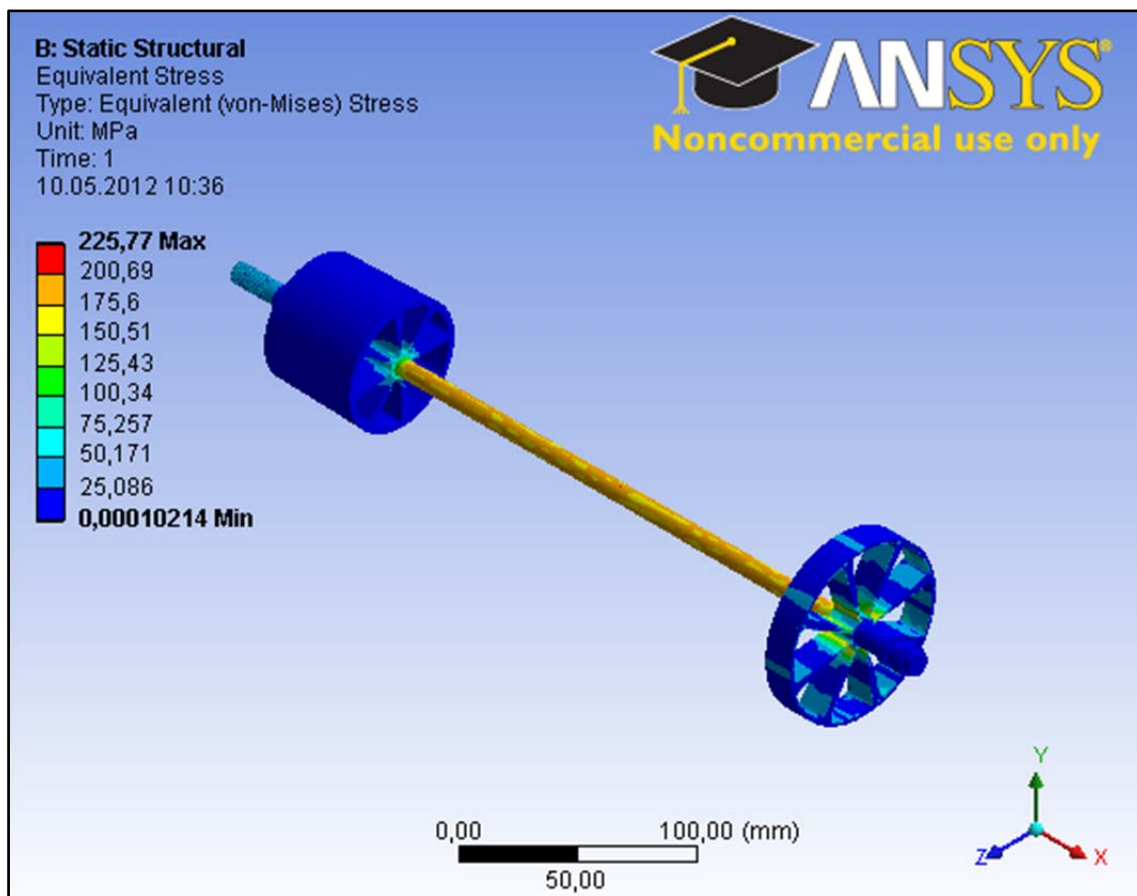
<u>Geometri og materialegenskaper</u>	
Object Name	<i>Fargemodell 2 - ANSYS Farger-Aksel - Copy</i>
State	Meshed
<b>Graphics Properties</b>	
Visible	Yes
Transparency	1
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
<b>Material</b>	
Assignment	Titanium Alloy
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
<b>Bounding Box</b>	
Length X	402,57 mm
Length Y	75,472 mm
Length Z	75,344 mm
<b>Properties</b>	
Volume	97130 mm <sup>3</sup>
Mass	0,44874 kg
Centroid X	156,82 mm
Centroid Y	3,0042e-004 mm
Centroid Z	1,5323e-002 mm
Moment of Inertia Ip1	213,21 kg·mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip2	7228,8 kg·mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip3	7228,6 kg·mm <sup>2</sup>
<b>Statistics</b>	
Nodes	19816
Elements	10316
Mesh Metric	None

*Figur 4: Geometri og materialegenskaper.*

Von-Mises spenningsresultat

Object Name	<i>Equivalent Stress</i>
State	Solved
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
<b>Definition</b>	
Type	Equivalent (von-Mises) Stress
By	Time
Display Time	Last
Calculate Time History	Yes
Identifier	
<b>Integration Point Results</b>	
Display Option	Averaged
<b>Results</b>	
Minimum	1,0214e-004 MPa
Maximum	225,77 MPa
<b>Information</b>	
Time	1, s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

Figur 5: Von-Mises spenningsresultat.



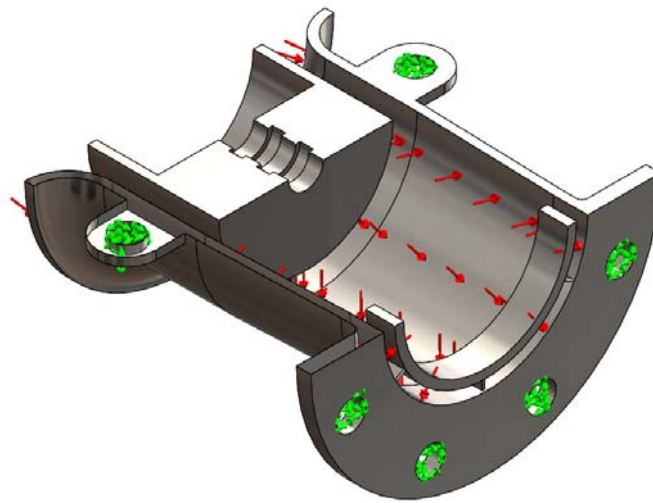
Figur 6: Von-Mises spenningsplot av roterende seksjon fra ANSYS-analyse.

## VEDLEGG 4

### Analyse av kald seksjon

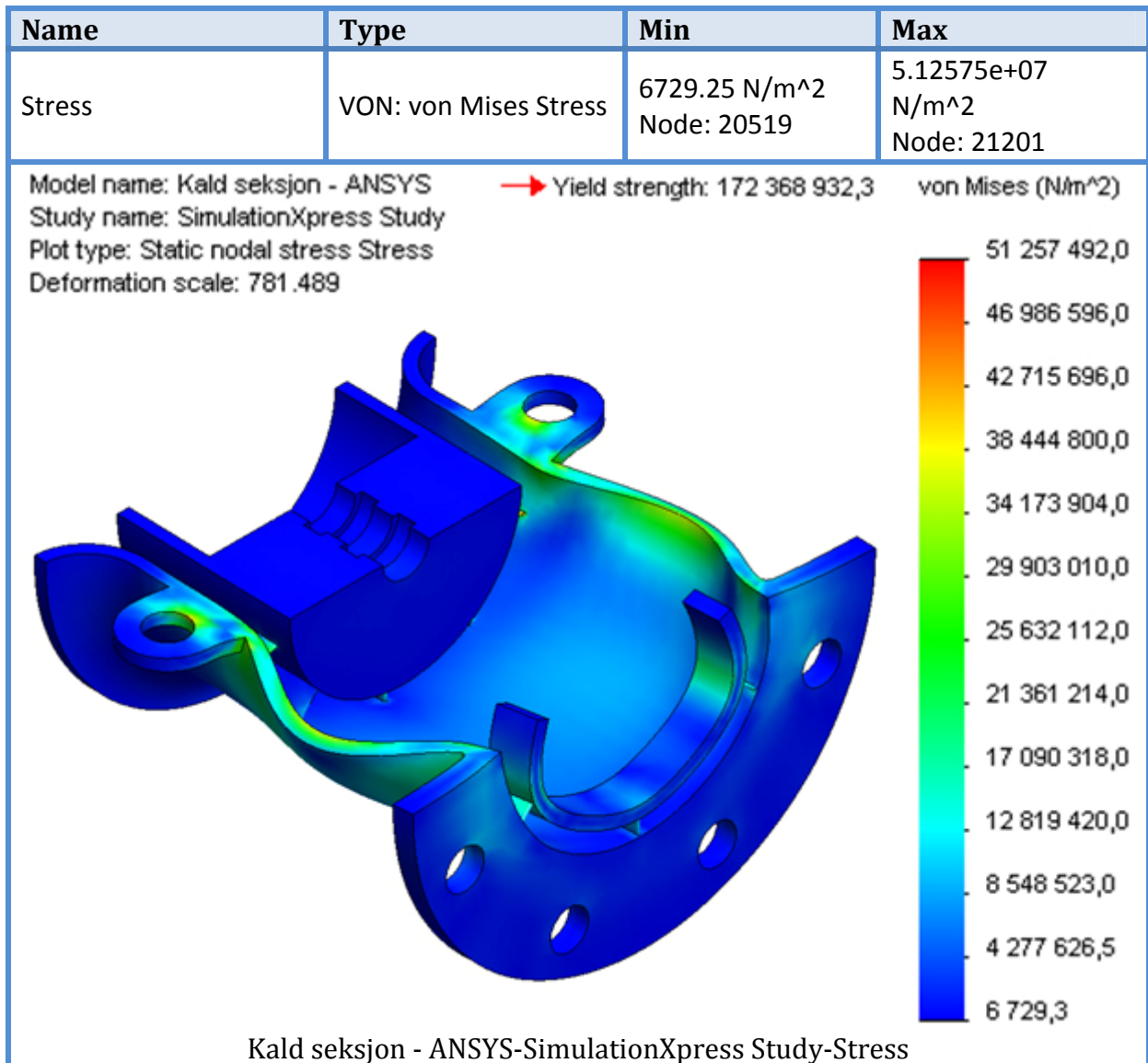
Utdrag fra SolidWorks-analyse av kald seksjon (vedlegg 8 C).

Tabell 1: Grunnlag for analyse.

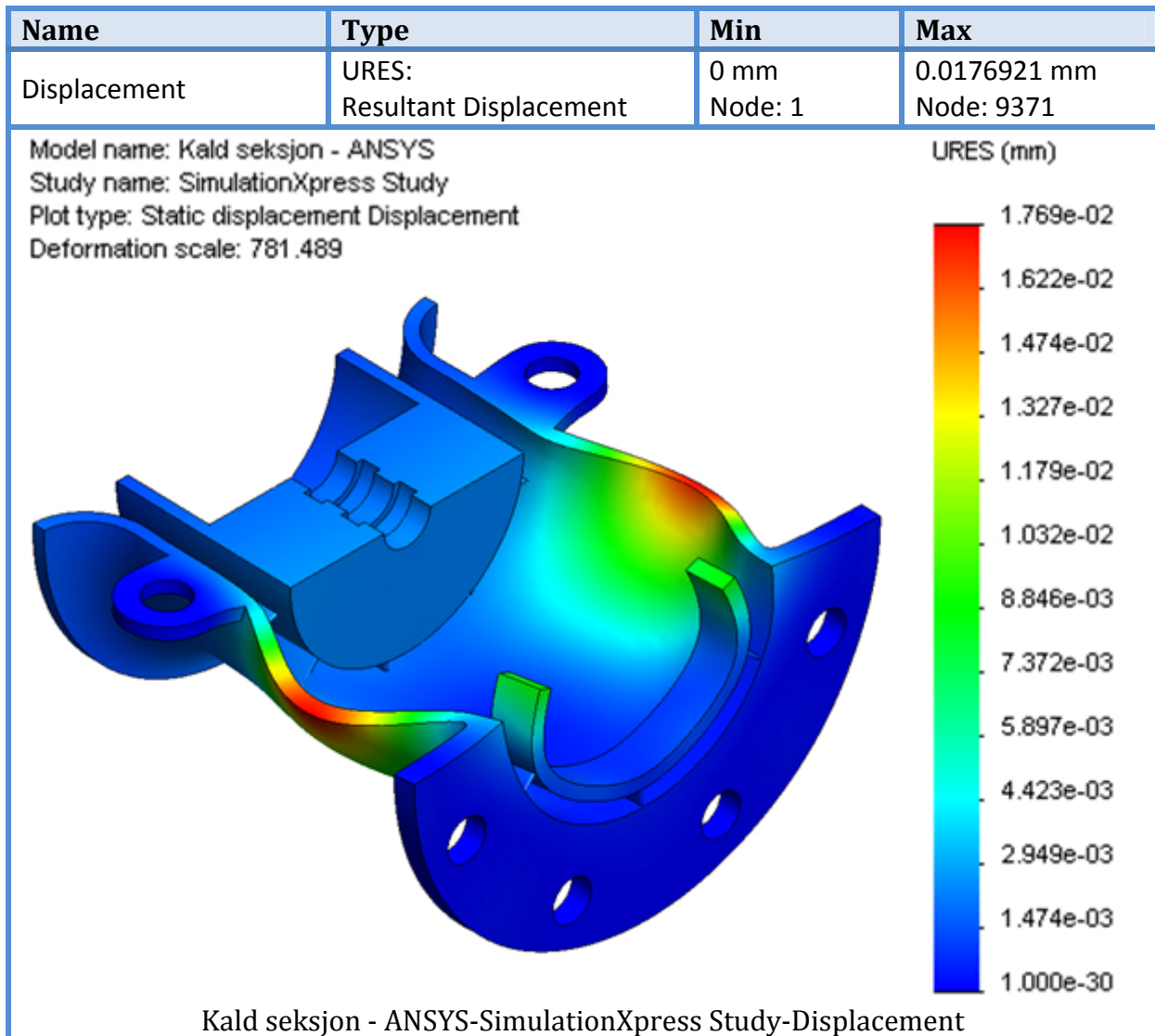


Model Reference	Volumetric Properties
<b>Name:</b> AISI 316 Stainless Steel Sheet (SS) <b>Model type:</b> Linear Elastic Isotropic <b>Default failure criterion:</b> Max von Mises Stress <b>Yield strength:</b> 1.72369e+08 N/m <sup>2</sup> <b>Tensile strength:</b> 5.8e+08 N/m <sup>2</sup>	<b>Mass:</b> 0.793184 kg <b>Volume:</b> 9.9148e-05 m <sup>3</sup> <b>Density:</b> 8000 kg/m <sup>3</sup> <b>Weight:</b> 7.7732 N

**Tabell 2: Von-Mises spenningsresultat.**



**Tabell 3: Deformasjonsresultat.**





## VEDLEGG 5

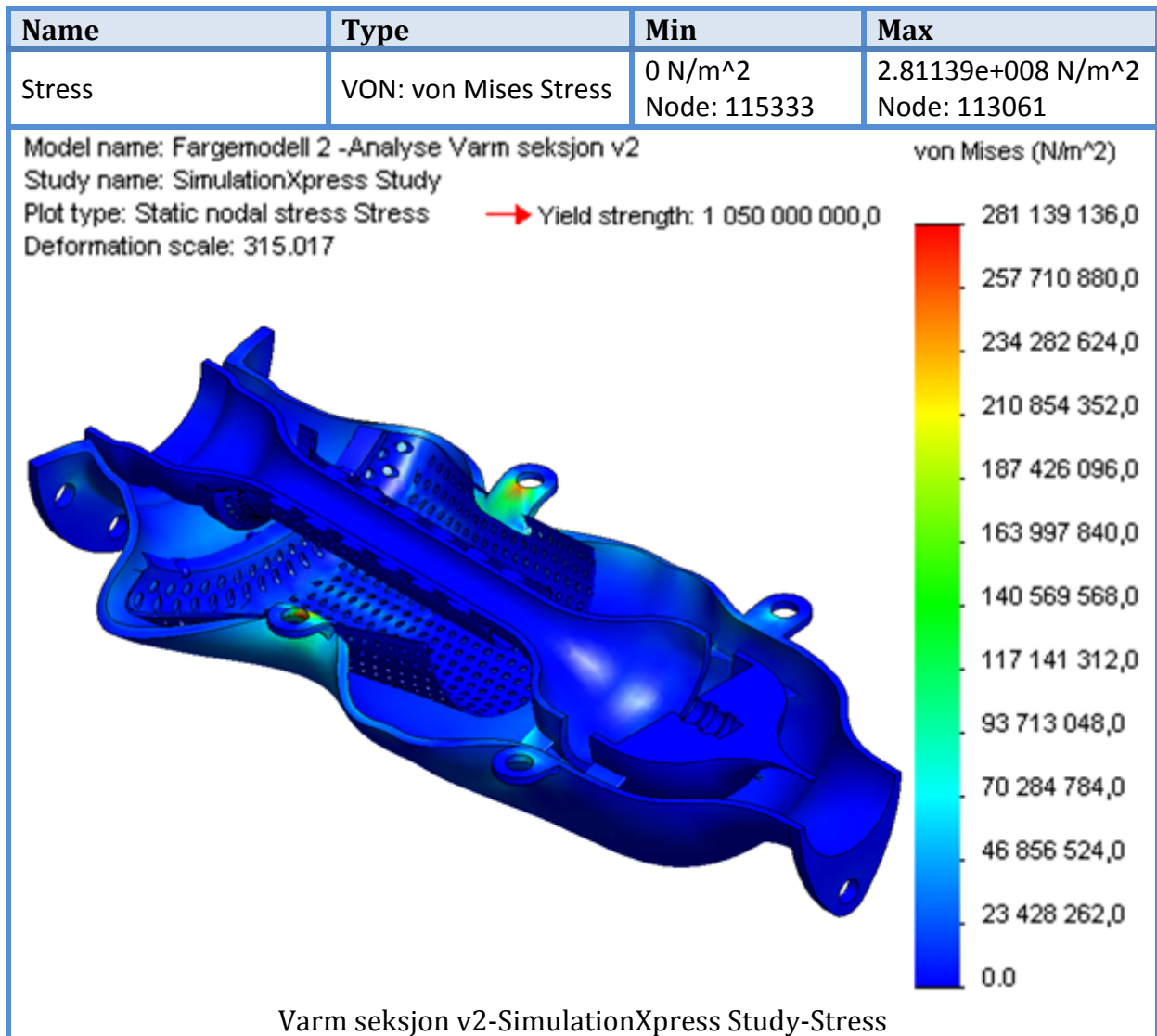
### Analyse av varm seksjon

Utdrag fra SolidWorks-analyse av varm seksjon (vedlegg 8 D).

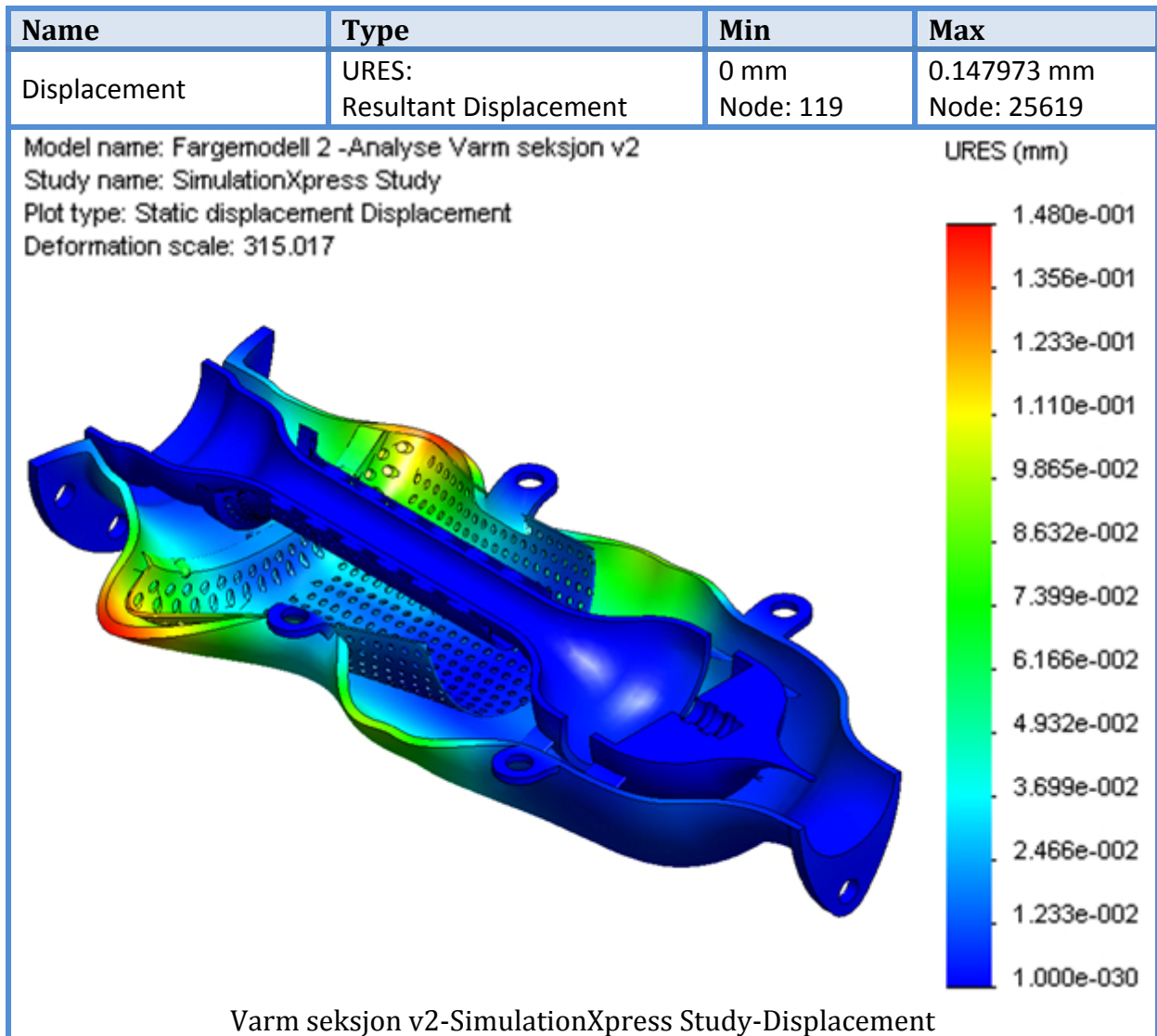
**Tabell 4: Grunnlag for analyse.**

Properties		Volumetric Properties	
<b>Name:</b>	Ti-6Al-4V Solution treated and aged (SS)	<b>Mass:</b>	1.35199 kg
<b>Model type:</b>	Linear Elastic Isotropic	<b>Volume:</b>	0.000305273 m <sup>3</sup>
<b>Default failure criterion:</b>	Unknown	<b>Density:</b>	4428.78 kg/m <sup>3</sup>
<b>Yield strength:</b>	1.05e+009 N/m <sup>2</sup>	<b>Weight:</b>	13.2495 N
<b>Tensile strength:</b>	8.27371e+008 N/m <sup>2</sup>		

Tabell 5: Von-Mises spenningsresultat.



**Tabell 6: Deformasjonsresultat.**



## VEDLEGG 6

### Nøkkeltall til 3D modellering

Nøkkeltallene er verdier som danner grunnlag for 3D-modellen. Tallene er resultater fra beregningene i kapittel 7, og er en egen kladd for 3D-modellering.

**Tabell 7: Resultatet av beregningene gjort i kapittel 7. Nøkkeltall til 3D-modellering.**

Turbinens indre størrelser på indekserte stadier	
<b>Stadie 1</b>	<b>Stadie 2</b>
$r_1 = r_{k1 \text{ bladtupp}} = 0,0364 \text{ m} = 36,3 \text{ mm}$	$r_2 = r_{k6 \text{ bladtupp}} = 0,0350 \text{ m} = 35,0 \text{ mm}$
<b>Stadie 3</b>	<b>Stadie 4</b>
$r_3 = r_t \text{ bladtupp} = 0,0540 \text{ m} = 54,0 \text{ mm}$	$r_4 = r_t \text{ bladtupp} = 0,0540 \text{ m} = 54,0 \text{ mm}$
Kompressor	
<b>Kompressortrinn 1</b>	<b>Kompressortrinn 6</b>
$A_{k1} = 0,001332 \text{ m}^2 = 1332 \text{ mm}^2$	$A_{k6} = 0,000798 \text{ m}^2 = 798 \text{ mm}^2$
$r_{k1 \text{ nav}} = 0,0299 \text{ m} = 29,9 \text{ mm}$	$r_{k6 \text{ nav}} = 0,0312 \text{ m} = 31,2 \text{ mm}$
$r_{k1 \text{ bladtupp}} = 0,0364 \text{ m} = 36,3 \text{ mm}$	$r_{k6 \text{ bladtupp}} = 0,0350 \text{ m} = 35,0 \text{ mm}$
$L_{k1 \text{ blad}} = 0,0064 \text{ m} = 6,4 \text{ mm}$	$L_{k6 \text{ blad}} = 0,0038 \text{ m} = 3,8 \text{ mm}$
<b>Kompressorkammer</b>	<b>Kompressorblad</b>
$L_{k \text{ kammer}} = 0,0483 \text{ m} = 48,3 \text{ mm}$	$\text{Bladvinkel} = 57,8^\circ$
$\alpha = 0,77^\circ$	
$L_{k \text{ trinn}} = 0,0034 \text{ m} = 3,4 \text{ mm}$	
$L_{k \text{ mellomrom}} = 0,0007 \text{ m} = 0,7 \text{ mm}$	
Forbrenningskammer	
<b>Størrelser</b>	<b>Areal i primærsonen</b>
$r_{b \text{ ytre}} = 0,0466 \text{ m} = 46,6 \text{ mm}$	$A_b = 0,0042 \text{ m}^2 = 4200 \text{ mm}^2$
$r_{b \text{ indre}} = 0,0124 \text{ m} = 12,4 \text{ mm}$	<b>Utgangsareal</b>
$V_b = 0,000725 \text{ m}^3 = 725000 \text{ mm}^3$	$A_3 = 0,002483 \text{ m}^2 = 2483 \text{ mm}^2$
$L_b = 0,1183 \text{ m} = 118,3 \text{ mm}$	
Turbin	
<b>Turbintrinn 1</b>	<b>Turbinkammer</b>
$A_4 = 0,00468 \text{ m}^2 = 4680 \text{ mm}^2$	$L_t \text{ kammer} = 0,0146 \text{ m} = 14,6 \text{ mm}$
$r_t \text{ bladtupp} = 0,054 \text{ m} = 54 \text{ mm}$	$L_t \text{ trinn} = 0,0065 \text{ m} = 6,5 \text{ mm}$
$r_t \text{ nav} = 0,0378 \text{ m} = 37,8 \text{ mm}$	$L_t \text{ mellomrom} = 0,0016 \text{ m} = 1,6 \text{ mm}$
$L_t \text{ blad} = 0,0162 \text{ m} = 16,2 \text{ mm}$	

**Tabell 8:** Nøyaktige aksielle trinnlengder i kompressoren. Resultatet er basert på en antakelse om lineær endring i strømningsarealer mellom første og siste kompressortrinn og resultat fra beregninger (kapittel 7.3.2). Alle mål i mm.

Trinn nr.	Blad	Mellomrom	Stator	Mellomrom	Totalt pr. trinn
1	4,3	0,9	4,1	0,9	10,2
2	3,9	0,9	3,7	0,9	9,4
3	3,6	0,8	3,4	0,8	8,6
4	3,2	0,7	3,0	0,7	7,6
5	2,9	0,6	2,7	0,6	6,8
6	2,5	0,6	2,5	–	5,6
<b>Totalt</b>					<b>48,2</b>

**Tabell 9:** Nøyaktige radielle blad- og statorlengder. Resultatene er basert på at  $LLF_k = 1,5$  (kapittel 7.3.2). Alle mål i mm.

Trinn nr.	Blad	Stator
1	6,45	6,15
2	5,85	5,55
3	5,40	5,10
4	4,80	4,50
5	4,35	4,05
6	3,75	3,75

**Tabell 10:** Antall blader i hvert kompressortrinn. Resultatene er basert på en antakelse om at kompressorbladene må dekke det nødvendige strømningsarealet (7.3.2). Alle mål i mm.

Trinn nr.	Blad	Stator
1	54	56
2	58	60
3	64	68
4	72	76
5	78	84
6	90	100

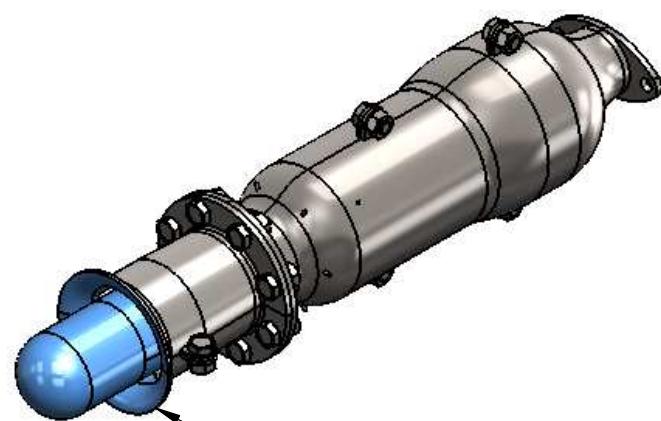
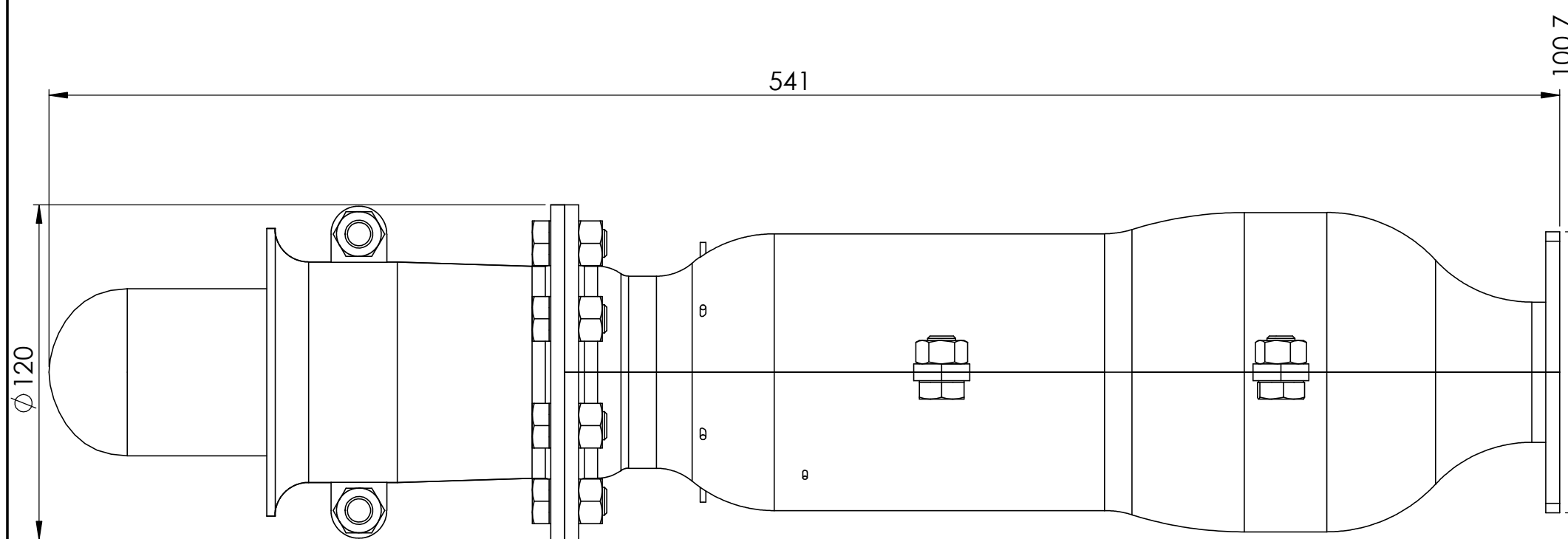
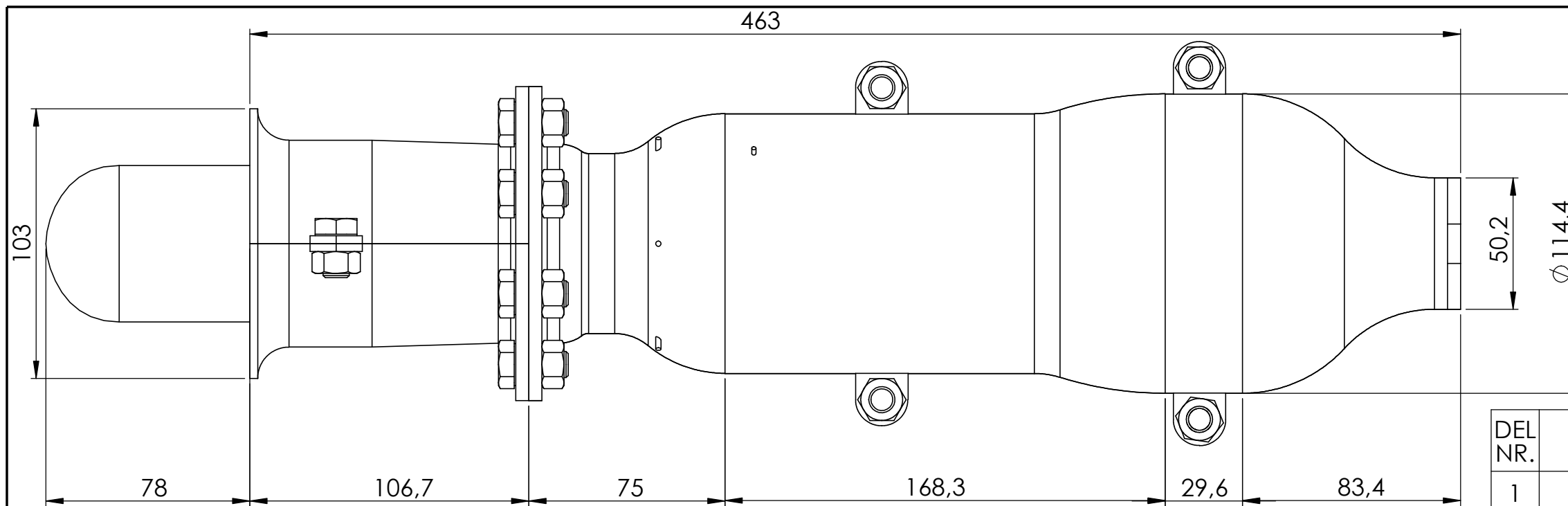
**Tabell 11:** Nøyaktige aksielle trinnlengder i turbinen. Resultatet er basert på resultat fra beregninger (kapittel 7.7.5). Alle mål i mm.

Trinn nr.	Stator	Mellomrom	Blad	Totalt pr. trinn
1	6,5	1,6	6,5	14,6
<b>Totalt</b>				<b>14,6</b>

## VEDLEGG 7

### Konstruksjonstegninger

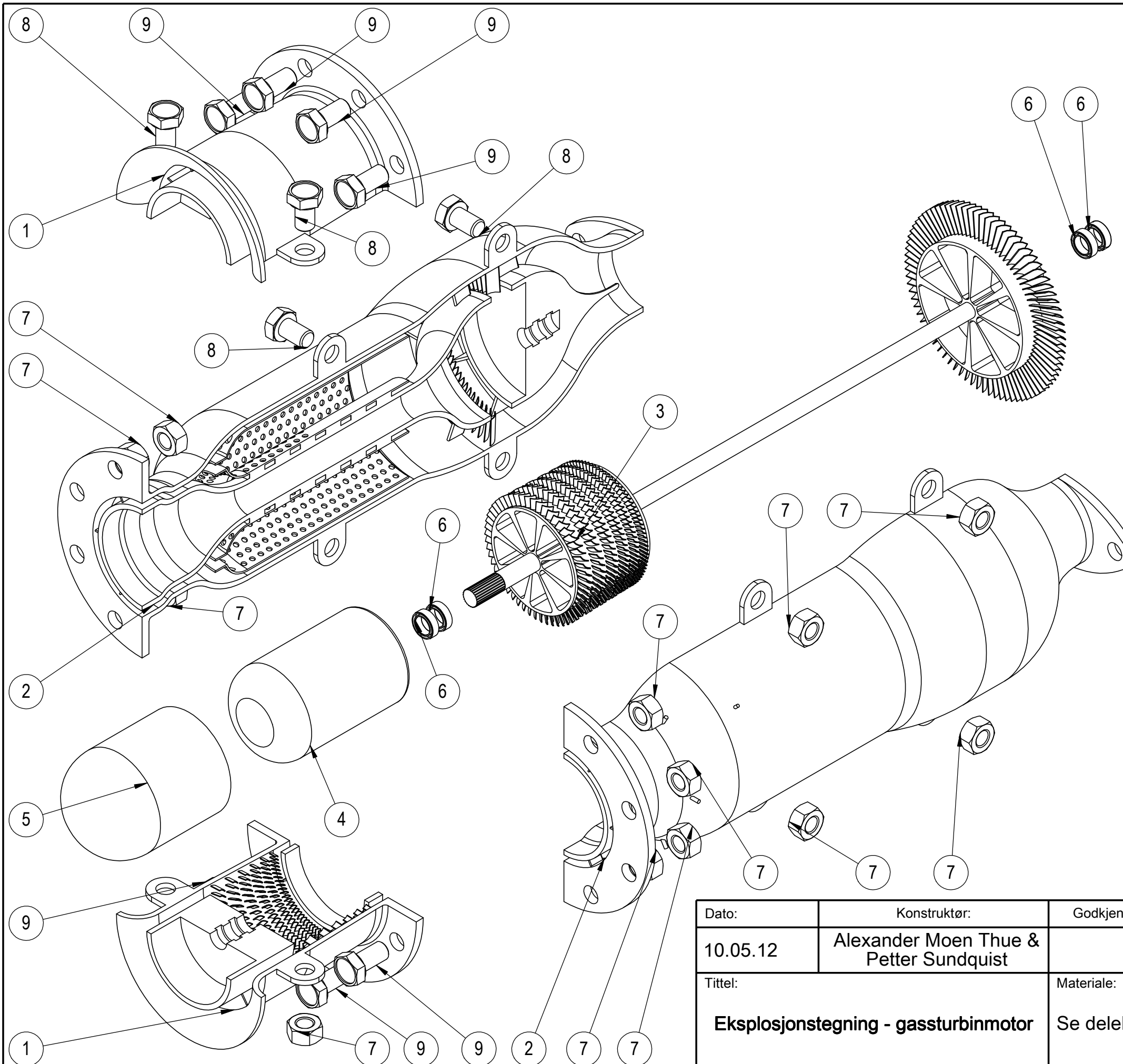
- Tegning 1: Sammenstilling – gassturbinmotor
- Tegning 2: Eksplosjonstegning – gassturbinmotor
- Tegning 3: Kald seksjon
- Tegning 4: Varm seksjon
- Tegning 5: Roterende seksjon
- Tegning 6: Generator
- Tegning 7: Deksel



Målestokk 1:5

DEL NR.	DELNAVN	MATERIALE	ANTALL
1	Kald seksjon	Syrefast stål	2
2	Varm seksjon	Nikkelholdig superlegering	2
3	Roterende seksjon	Titanbasert superlegering tilsatt nikkel	1
4	Generator		1
5	Deksel	Plast	1
6	AFBMA 12.1.4.1 - 0100-15 - 20,SI,NC,20_68	Kjeramisk	4
7	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M10 x 1.5, with 16mm WAF --D-N	12.9 syrefast stål	14
8	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 16 --16WN	12.9 syrefast stål	6
9	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 20 --20WN	12.9 syrefast stål	8

Dato:	Konstruktør:	Godkjent:	Målestokk:	<b>UMB/IMT</b>
10.05.12	Alexander Moen Thue & Petter Sundquist		1:2	
Tittel:		Materiale:		Alle mål er i mm om ikke annet er oppgitt på tegningen.
<b>Sammenstilling - gassturbinmotor</b>		Se deleliste		
				Tegning nr. 1
Kommentar: Vekt 5,37 kg				Vedlegg 7

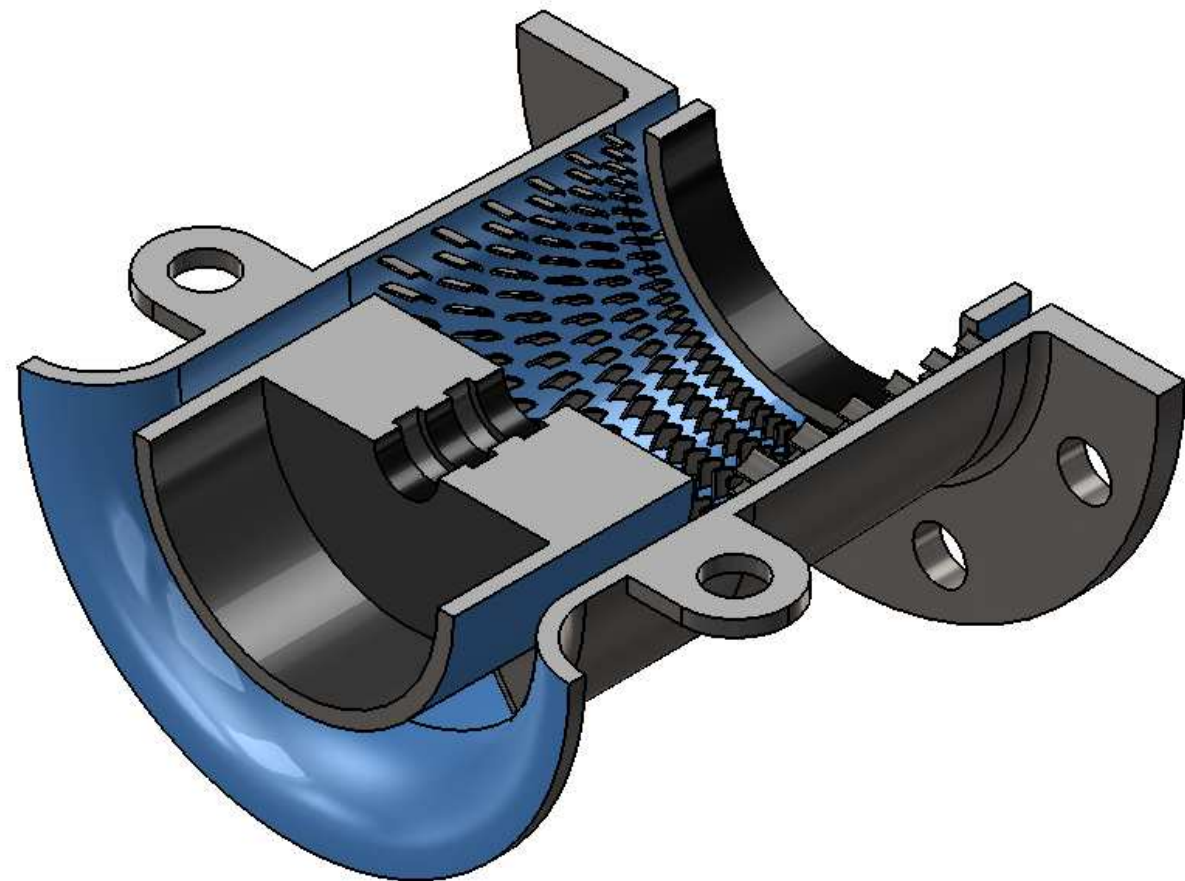
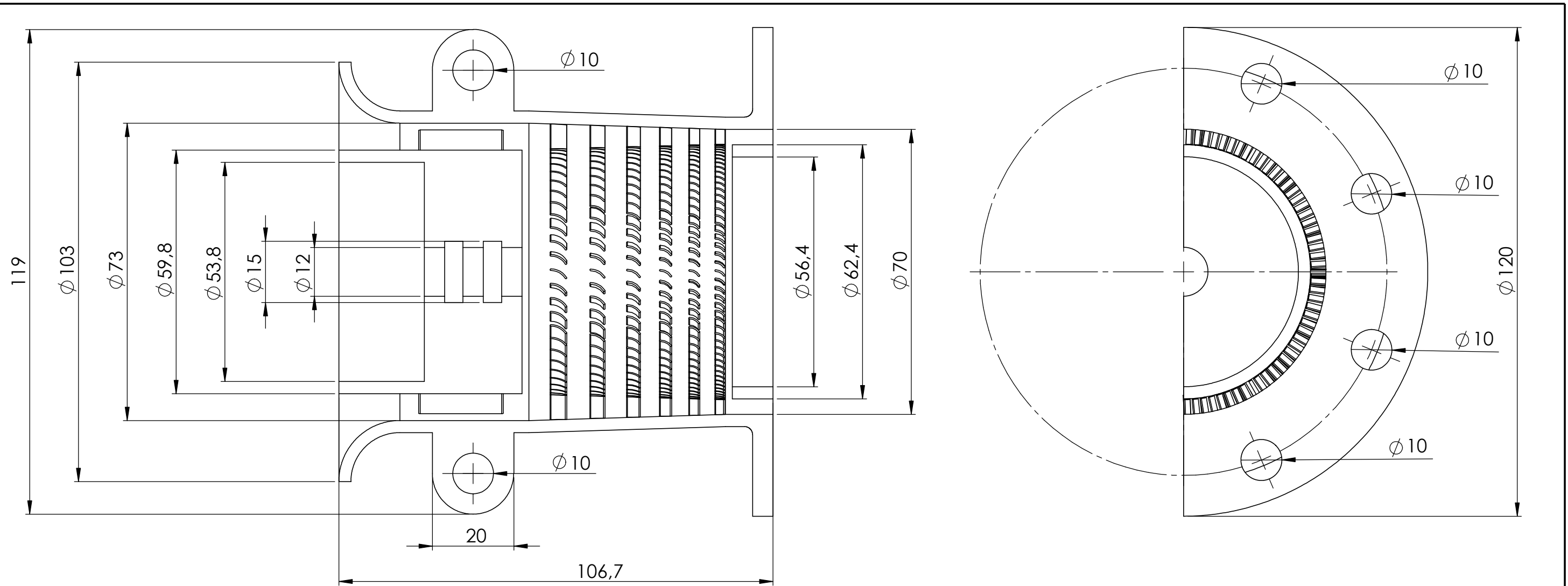


DEL NR.	DELNAVN	MATERIALE	ANTALL
1	Kald seksjon	Syrefast stål	2
2	Varm seksjon	Nikkelholdig superlegering	2
3	Roterende seksjon	Titanbasert superlegering tilsatt nikkel	1
4	Generator		1
5	Deksel	Plast	1
6	AFBMA 12.1.4.1 - 0100-15 - 20,SI,NC,20_68	Kjeramisk	4
7	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M10 x 1.5, with 16mm WAF --D-N	12.9 syrefast stål	14
8	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 16 --16WN	12.9 syrefast stål	6
9	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 20 --20WN	12.9 syrefast stål	8

Dato:	Konstruktør:	Godkjent:	Målestokk:	<b>UMB/IMT</b>
10.05.12	Alexander Moen Thue & Petter Sundquist		1:2	
Tittel:		Materiale:		Alle mål er i mm om ikke annet er oppgitt på tegningen.
<b>Eksplisjonsstegning - gassturbinmotor</b>		Se deleliste		
Vedlegg 7				Tegning nr. 2

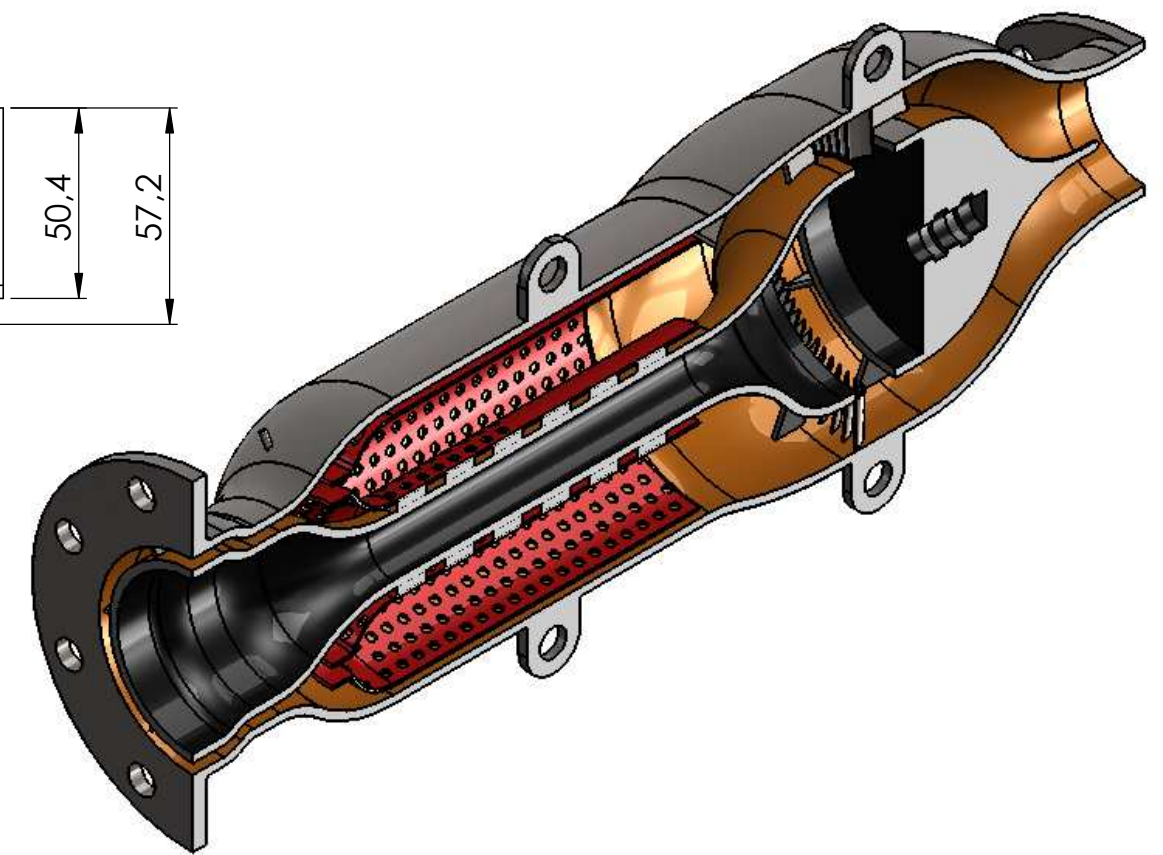
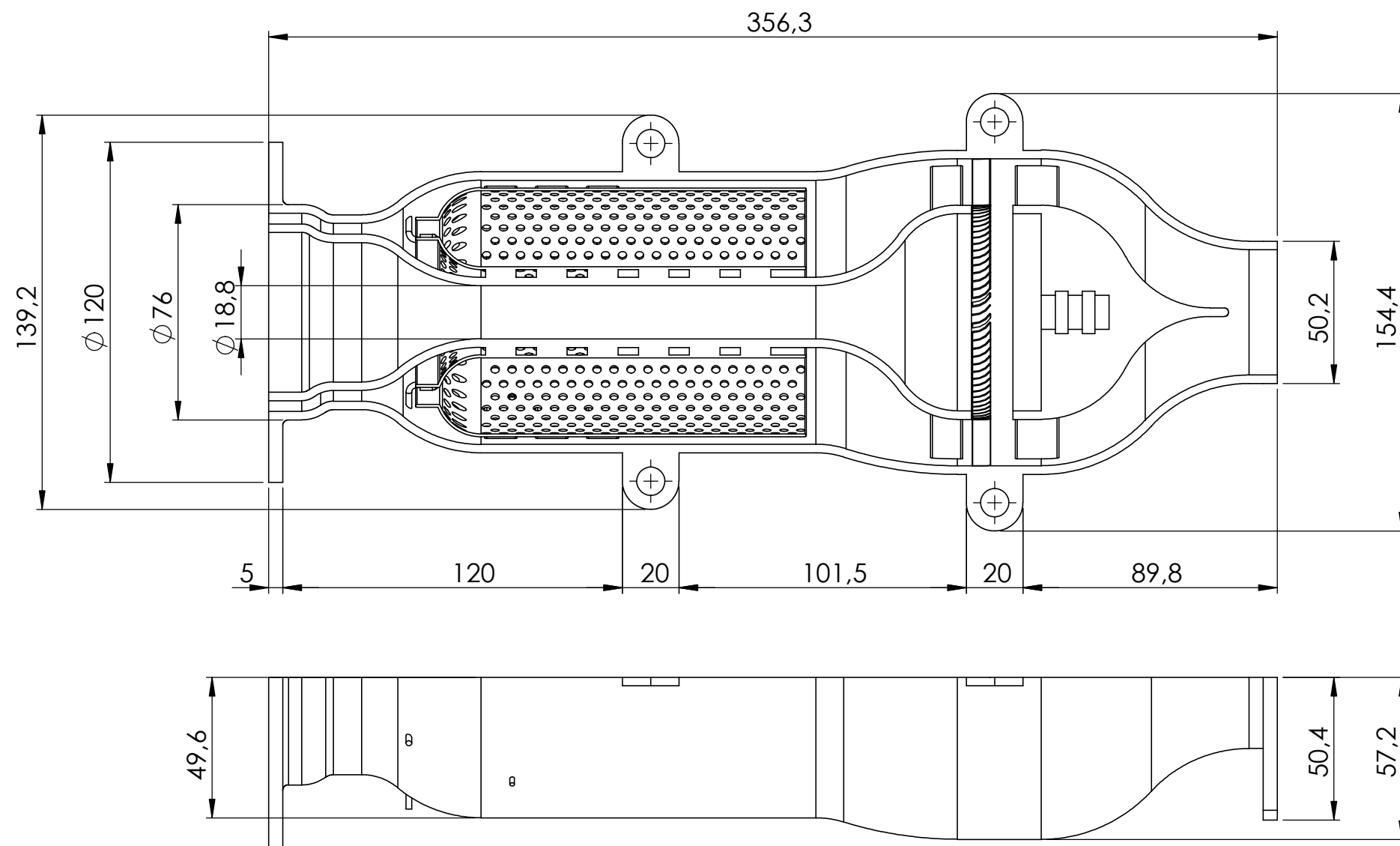
Kommentar: Vekt 5,37 kg





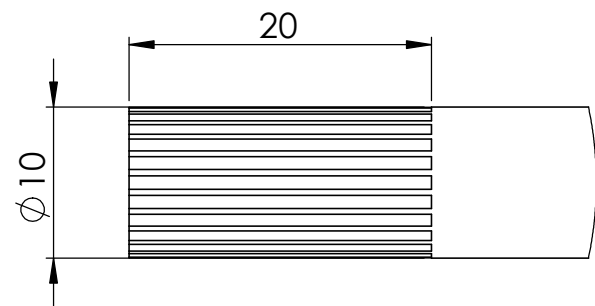
Kommentar: Vekt 0,8 kg

Dato:	Konstruktør:	Godkjent:	Målestokk:	<b>UMB/IMT</b>
10.05.12	Alexander Moen Thue & Petter Sundquist		1:1	
Tittel:		Materiale:		Alle mål er i mm om ikke annet er oppgitt på tegningen.
<b>Kald seksjon</b>		<b>Syrefast stål</b>		
Vedlegg 7				<b>Tegning nr. 3</b>

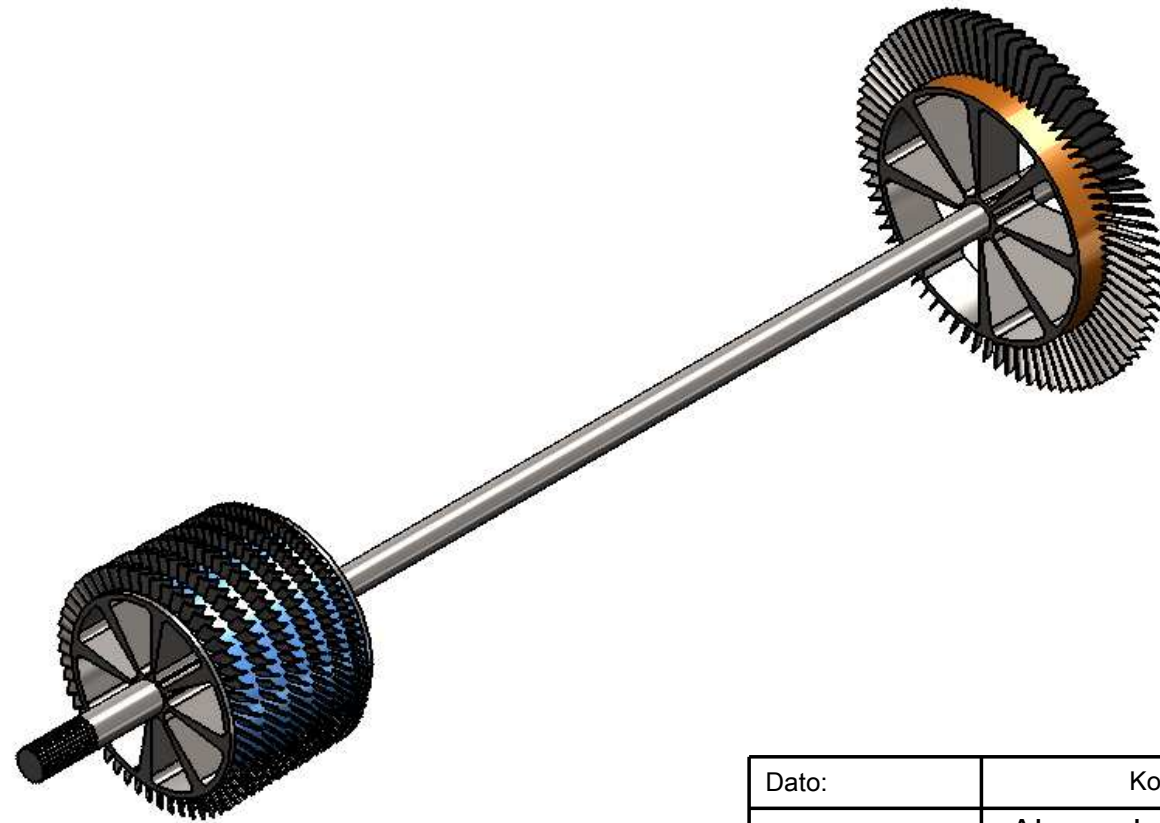
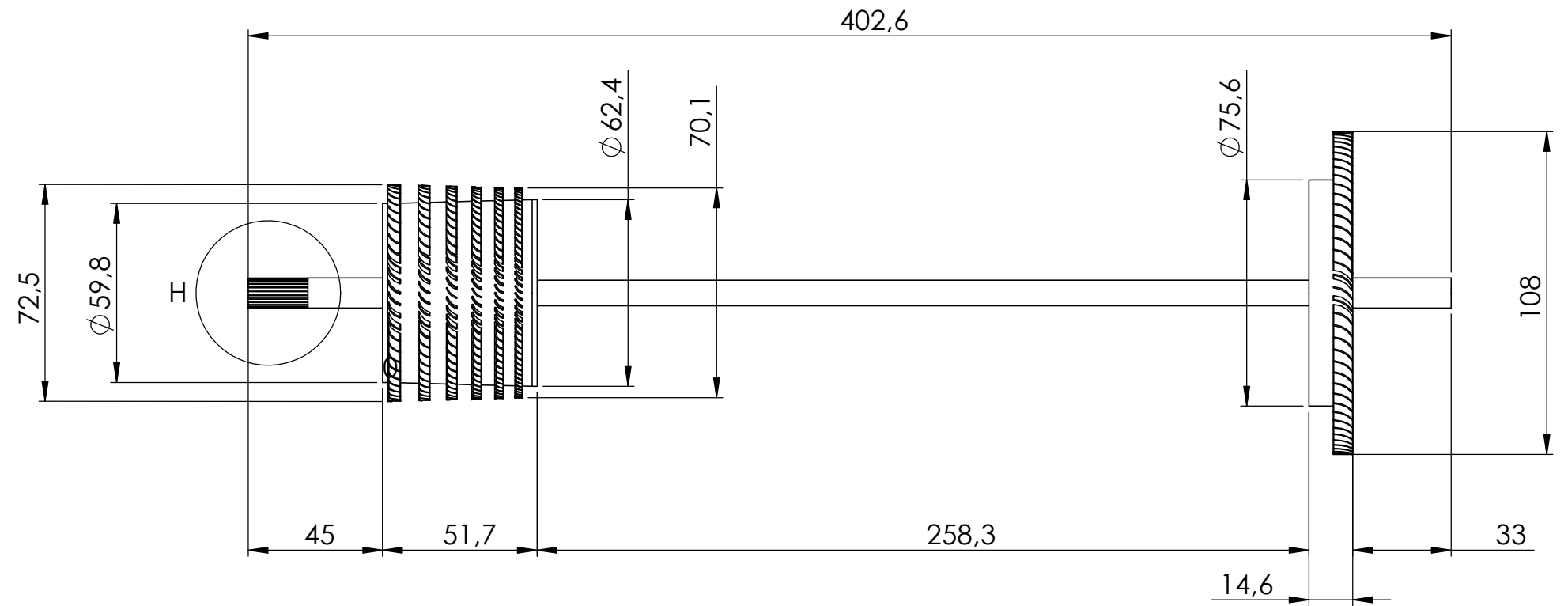


Dato:	Konstruktør:	Godkjent:	Målestokk:	<b>UMB/IMT</b>
10.05.12	Alexander Moen Thue & Petter Sundquist		1:2	
Tittel:		Materiale:		Alle mål er i mm om ikke annet er oppgitt på tegningen.
<b>Varm seksjon</b>		<b>Nikkelholdig superlegering</b>		
Vedlegg 7				Tegning nr. 4

Kommentar:  
Vekt 1,36 kg

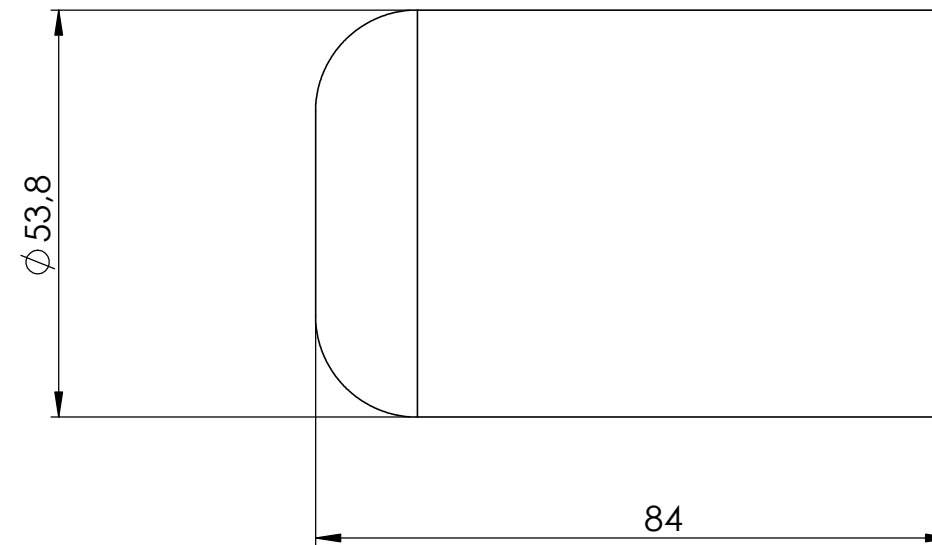


DETALJ H  
MÅLESTOKK 2 : 1

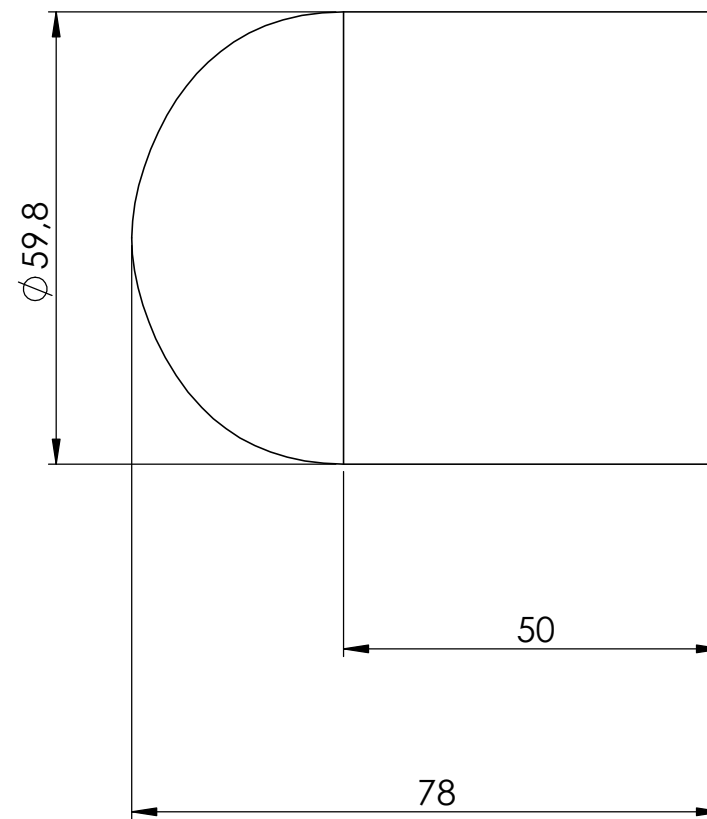
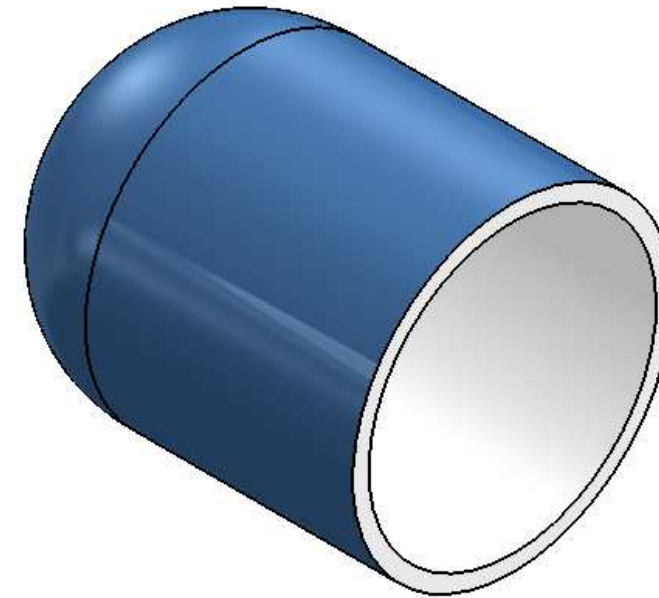
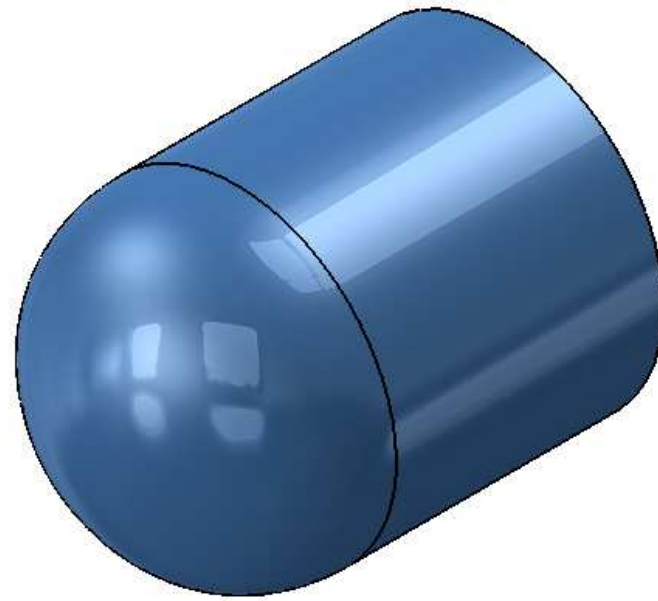


Dato:	Konstruktør:	Godkjent:	Målestokk:	<b>UMB/IMT</b>
10.05.12	Alexander Moen Thue & Petter Sundquist		1:2	
Tittel:		Materiale:		Alle mål er i mm om ikke annet er oppgitt på tegningen.
<b>Roterende seksjon</b>		Titanbasert superlegering tilsatt nikkel		
Vedlegg 7				Tegning nr. 5

Kommentar:  
Vekt 0,46 kg



Dato:	Konstruktør:	Godkjent:	Målestokk:	<b>UMB/IMT</b>
10.05.12	Alexander Moen Thue & Petter Sundquist		1:1	
Kommentar:	Tittel:	Materiale:		Alle mål er i mm om ikke annet er oppgitt på tegningen.
	<b>Generator</b>			<b>Tegning nr. 6</b>
	Vedlegg 7			



Dato:	Konstruktør:	Godkjent:	Målestokk:	<b>UMB/IMT</b>
10.05.12	Alexander Moen Thue & Petter Sundquist		1:1	
Tittel:		Materiale:		Alle mål er i mm om ikke annet er oppgitt på tegningen.
<b>Deksel</b>		<b>Plast</b>		<b>Tegning nr. 7</b>
Vedlegg 7				

Kommentar:  
Vekt 0,04 kg

## VEDLEGG 8

### CD

Vedlagt på CD:

- A) Analyserapport – Rotasjonskritiske turtall
- B) Analyserapport – Roterende seksjon
- C) Analyserapport – Kald seksjon
- D) Analyserapport – Varm seksjon
- E) Prosjektrapport – Utvikling, dimensjonering og konstruksjon av multifuel gassturbinmotor